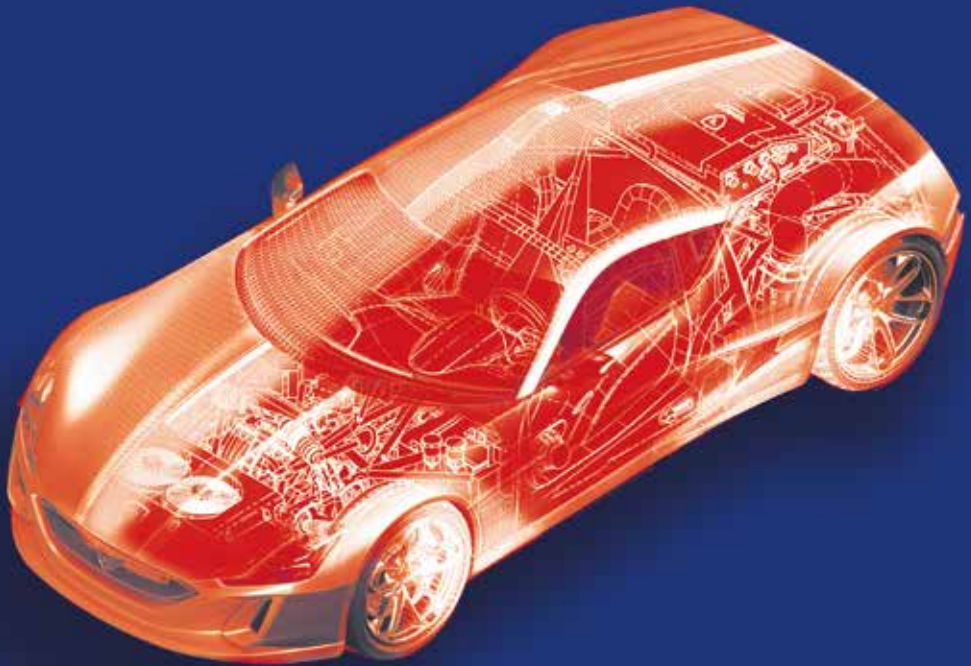


Dinko Mikulić

# MOTORNA VOZILA

Teorija kretanja i konstrukcija



Dinko Mikulić

# MOTORNA VOZILA

Teorija kretanja i konstrukcija





Dinko Mikulić

# MOTORNA VOZILA

Teorija kretanja i konstrukcija

III. izdanje

2020.

MOTORNA VOZILA  
Teorija kretanja i konstrukcija

Nakladnik:  
Veleučilište Velika Gorica

Za nakladnika  
Ivan Toth

Recenzenti:

prof. dr. sc. Željko Marušić, dipl. ing.  
prof. dr. sc. Emil Hnatko, dipl. ing.  
mr. sc. Zdenko Novak, dipl. ing.  
dr.sc. Tomislav Škreblin, dipl. ing.

Lektorica:  
Marta Lukić, prof.

Naslovna stranica:  
Super brzi električni automobil  
***Rimac Concept One***  
Rimac Automobili d.o.o.

Grafička obrada:  
Vladimir Buzolić-Stegu

Tisak: Tiskara Zelina d.d.

CIP zapis je dostupan u računalnome katalogu Nacionalne i sveučilišne knjižnice u Zagrebu  
pod brojem 001055914.

ISBN: 978-953-7716-89-9

Copyright © 2020., Veleučilište Velika Gorica, Velika Gorica

Knjiga ***Motorna vozila*** nudi znanja iz poznavanja konstrukcije suvremenih motornih vozila.

Budući je prvo i drugo izdanje knjige brzo razgrabljeno, pojavila se potreba za trećim izdanjem. U skladu s prijedlozima suradnika, dijelovi teksta su pročišćeni a ilustracije poboljšane.

Poznavanje konstrukcije motornih vozila je vrlo važno za njihovo kvalitetno održavanje i logističku potporu. Stoga su tehnička rješenja vozila obrađena postupno na stručan i ilustrativan način, uz pomoć slika, shema, tablica i primjera.

Knjiga je ponajprije namijenjena je studentima Veleučilišta Velika Gorica, na *studiju motornih vozila*, a može se koristiti i u drugim obrazovnim ustanovama i u gospodarstvu. Sadržaj knjige nadovezuje se na sadržaj knjige *Motori*, a osigurava znanja za praćenje predmeta *Ispitivanje motornih vozila i Održavanje motornih vozila*. U pripremi knjige korištena je brojna domaća i strana literatura. Na preuzetim slikama srdačno se zahvaljujem svim autorima, a sve u cilju obrazovanja studenata.

Zahvaljujem recenzentima knjige koji su s voljom prihvatili recenziju i ponudili korisne savjete. S obzirom na recenzije profesora s triju veleučilišta, Veleučilišta u Rijeci, Veleučilišta u Slavanskom Brodu i Veleučilišta Velika Gorica, knjiga može biti veleučilišni udžbenik iz područja motornih vozila.

Posebno zahvaljujem partnerima Veleučilišta Velika Gorica, a to su: *Centar za vozila Hrvatske d.d.*, *Auto Hrvatska d.d.*, *Obrazovni centar Porsche Croatia d.o.o.*, *TEC - TOKIĆ Edukacijski centar*, *DOK-ING d.o.o.*, te drugim institucijama i tvrtkama na danim savjetima. Također, zahvaljujem suradnicima na podršci pri pisanju knjige, Vjekoslavu Stojkoviću, Svenu Čerleku, Andriji Šabanu, Goranu Koširu i Josipu Raukeru.

Vjerujem da će knjiga pomoći studentima i budućim inženjerima pri rješavanju pitanja u svezi motornih vozila.

Autor

dr. sc. **Dinko Mikulić**, dipl. ing.



	Predgovor	5
	Sadržaj	7
<b>1.</b>	<b>Uvod</b>	<b>13</b>
1.1.	Razvoj motornih vozila	13
1.2.	Podjela motornih vozila	16
1.3.	Konstrukcija motornih vozila	16
1.4.	Sigurnost motornih vozila	19
1.5.	Ekologija motornih vozila	21
<b>2.</b>	<b>Kotači vozila</b>	<b>23</b>
2.1.	Naplatci kotača	24
2.2.	Pneumatici kotača	26
1.3.	Standardni pneumatici	27
2.4.	Niskoprofilni pneumatici	31
2.5.	Klase efikasnosti pneumatika	36
2.6.	Zimski pneumatici	38
2.7.	Radijus kotača	40
2.8.	Vučna sila kotača	42
2.9.	Krutost pneumatika	46
2.10.	Ravnoteža kotača	52
2.11.	Ležaji kotača i senzori vrtnje kotača	55
<b>3.</b>	<b>Teorija kretanja motornih vozila</b>	<b>59</b>
3.1.	Sile koje djeluju na vozilo	59
3.2.	Težina vozila	60



---

3.2.1.	Osovinsko opterećenje	60
3.2.2.	Težište vozila	61
3.3.	Otpor kotrljanja	63
3.3.1.	Koeficijent otpora kotrljanja	64
3.4.	Otpor uspona	65
3.5.	Otpor zraka	66
3.6.	Otpor inercije (otpor ubrzanju vozila)	70
3.7.	Ukupni otpori kretanja i potrebna snaga	72
3.8.	Vučna sila	73
3.8.1.	Koeficijent prijanjanja	74
3.9.	Dinamičke reakcije	78
3.9.1.	Dinamičko opterećenje osovina	78
3.9.2.	Dinamičke reakcije u zavoju	80
3.10.	Performanse vozila	83
3.10.1.	Najveće ubrzanje	83
3.10.2.	Najveći uspon	86
<b>4.</b>	<b>Vučna svojstva vozila</b>	<b>89</b>
4.1.	Brzinska karakteristika motora s unutarnjim izgaranjem	89
4.2.	Brzinska karakteristika elektromotora	94
4.3.	Brzinska karakteristika hibridnog pogona	95
4.4.	Karakteristike mehaničke transmisije	97
4.4.1.	Stupanj korisnosti transmisije	98
4.4.2.	Prijenosni omjeri transmisije	99
4.4.3.	Određivanje brzine vozila	101
4.5.	Vučni dijagram vozila	102
4.6.	Potrebna i raspoloživa snaga motora	106
4.7.	Određivanje živosti vozila	107
4.7.1.	Određivanje ubrzanja vozila	107
4.7.2.	Vrijeme i put ubravanja vozila	108
4.7.3.	Određivanje potrošnje goriva	109
4.8.	Dinamička karakteristika vozila	112
4.9.	Vučne karakteristike s automatskim mjenjačem, konvertorom	114
4.9.1.	Karakteristike automatskog mjenjača s konvertorom	115
4.9.2.	Vučni dijagram vozila s automatskim mjenjačem	116

<b>5.</b>	<b>Stabilnost vozila</b>	<b>119</b>
5.1.	Uzdužna stabilnost	119
5.2.	Poprečna stabilnost vozila	122
5.3.	Utjecaj vrste pogona na stabilnost vozila	126
5.4.	Podupravljanje i preupravljanje vozila	128
5.5.	Kammov krug stabilnosti	129
5.6.	Aktivni sustavi stabilnosti vozila	131
5.6.2.	Sprječavanje proklizavanja kotača	133
5.6.3.	Sprječavanje zanošenja vozila	134
<b>6.</b>	<b>Transmisija vozila</b>	<b>141</b>
6.1.	Koncept pogona	141
6.2.	Spojke	144
6.2.1.	Mehanička tarna spojka	144
6.2.2.	Spojka sa zamašnjakom podijeljene mase	151
6.2.3.	Spojka integralnog pogona	152
6.2.4.	Elektromagnetska spojka	155
6.2.5.	Hidrodinamička spojka	155
6.3.	Mjenjači	156
6.3.1.	Ručni mjenjači	156
6.3.2.	Poluautomatski mjenjači	159
6.3.3.	DSG automatski mjenjači	161
6.3.4.	Konvencionalni automatski mjenjači	168
6.3.5.	CVT automatski mjenjači	177
6.4.	Osovinski reduktori	186
6.5.	Diferencijali	188
6.5.1.	Pasivni osovinski diferencijali	189
6.5.2.	Aktivni osovinski diferencijali	195
6.5.3.	Pasivni međuosovinski diferencijali	201
6.5.4.	Aktivni međuosovinski diferencijali	204
6.6.	Zglobna vratila	208
6.6.1.	Kardansko vratilo	209
6.6.2.	Vratilo kotača	214
<b>7.</b>	<b>Kočnice vozila</b>	<b>217</b>
7.1.	Vrste kočnica	217
7.2.	Pokazatelji kočenja	218
7.2.1.	Kočna sila	218

---

7.2.2.	Usporenje vozila	221
7.2.3.	Put i vrijeme kočenja	223
7.2.4.	Snaga kočenja	223
7.3.	Kočna karakteristika	224
7.3.1.	Vrijeme zaustavljanja	224
7.3.2.	Put zaustavljanja	225
7.3.3.	Kontrola ispravnosti kočnica	227
7.4.	Kočenje uz pomoć aktivnih sustava stabilnosti vozila	231
7.4.1.	Svojstva ABS-a	236
7.4.2.	Svojstva ASR-a (TCS-a)	239
7.4.3.	Svojstva ESC-a	241
7.5.	Konstrukcija uređaja za kočenje	244
7.5.1.	Kočni prijenos	245
7.5.2.	Nožna kočnica	248
7.5.3.	Regulator kočenja	253
7.5.4.	Bubanj kočnica	256
7.5.5.	Disk kočnica	260
7.5.6.	Parkirna kočnica	265
7.5.7.	Usporivači	271
<b>8.</b>	<b>Upravljanje vozilom</b>	<b>275</b>
8.1.	Svojstva upravljivosti vozila	275
8.2.	Upravljanje prednjim kotačima	277
8.3.	Upravljanje stražnjim kotačima	283
8.4.	Geometrija kotača	286
8.4.1.	Bočni nagib kotača	287
8.4.2.	Usmjerenost kotača	289
8.4.3.	Položaj osi zakretanja kotača	290
8.4.4.	Centriranje stražnjih kotača	293
8.5.	Konstrukcija uređaja za upravljanje	295
8.5.1.	Upravljački mehanizam	296
8.5.2.	Varijabilna zupčasta letva	297
8.5.3.	Progresivna zupčasta letva	298
8.5.4.	Servouređaj upravljača	299
8.5.5.	Hidraulički servouređaj	300
8.5.6.	Elektrohidraulički servouređaj - Servotronic	301
8.5.7.	Elektromehanički servouređaj – EPS Servolectric	301
8.5.8.	Polužni mehanizam	304

---

<b>9.</b>	<b>Ovjes vozila</b>	<b>307</b>
9.1.	Klasični ovjes	307
9.1.1.	Utjecaj vibracija na čovjeka	308
9.2.	Vibracijski modeli vozila	312
9.3.	Centri rotacije vozila	317
9.4.	Klase ovjesa	321
9.4.1.	Adaptivni ovjes	322
9.4.2.	Poluaktivni ovjes	324
9.4.3.	Aktivni ovjes	325
9.3.4.	Udobnost vozila i sigurnost držanja puta	327
9.5.	Konstrukcija ovjesa	329
9.5.1	Zavisni ovjes	329
9.5.2.	Nezavisni ovjes	331
9.5.3.	Elastični elementi ovjesa	336
9.5.4.	Pneumatski elementi ovjesa	338
9.5.5.	Prigušni elementi ovjesa	339
9.5.6.	Klasični amortizeri	340
9.5.7.	Amortizeri s varijabilnim prigušivanjem	343
9.5.8.	Aktivna regulacija visine vozila	347
<b>10.</b>	<b>Karoserija vozila</b>	<b>349</b>
10.1.	Klasična karoserija	349
10.2.	Samonosiva karoserija	351
10.2.2.	Rešetkasta karoserija	357
10.2.3.	Karoserija električnog vozila	357
10.2.4.	Modularna platforma	358
10.2.5.	Oblici karoserije vozila	359
10.2.6.	Dimenzije karoserije	363
10.2.7.	Aerodinamičnost karoserije	365
10.2.8.	Proračun karoserije	373
10.2.9.	Materijali za izradu karoserije	378
<b>11.</b>	<b>Dizajn motornih vozila</b>	<b>388</b>
11.1.	Percepcija kupca	388
11.2.	Proces dizajniranja	394
11.3.	Validacija dizajna	309
11.4.	Učinak dizajna	400

---

<b>12.</b>	<b>Udobnost motornih vozila</b>	<b>403</b>
12.1.	Vibracijska udobnost	403
12.3.	Termička udobnost	407
12.3.1.	Sustav klimatizacije vozila	408
12.3.2.	Ventilacija kabine	412
12.3.3.	Grijanje kabine	414
12.3.4.	Klimatizacija Kabine	416
12.3.5.	Princip rada klimatizacije	418
12.3.6.	Upravljanje klimatizacijom	423
12.3.7.	Klimatizacija električnih vozila	428
<b>13.</b>	<b>Literatura</b>	<b>431</b>
<b>14.</b>	<b>Prilozi</b>	<b>433</b>
	Prilog 1.: Kategorizacija motornih vozila	435
	Prilog 2.: Dinamički test vozila	443
	<b>Partneri i sponzori</b>	<b>447</b>

## 1. Uvod

Motorno vozilo je razvijeno još u industrijsko doba 19. stoljeća, kada je njegov razvoj obilježila metalna industrija. Danas su motorna vozila tehnički usavršena, lijepo dizajnirana, obilježena informacijskom tehnologijom te rješenjima za sigurniju i ekološki prihvatljivu vožnju.

Motorna vozila su samovozna vozila pogonjena mototom. Motorna vozila dijele se na osobna i komercijalna. Osobna vozila mogu prevoziti uz vozača najviše osam putnika. Komercijalna vozila namijenjena su za obavljanje gospodarskih aktivnosti, prijevoza putnika i različite robe. Vozila namijenjena kretanju po cestama nazivaju se **cestovna vozila**, a vozila namijenjena kretanju izvan cesta nazivaju se **terenska vozila**. U širem smislu, motorna vozila obuhvaćaju sva kotačna i gusjenična vozila različitih nadogradnji i namjena.

### **Značaj motornih vozila**

Mogućnost brzog, udobnog i sigurnog prijevoza smatra se važnim dijelom društvene kulture, jer motorno vozilo povećava zadovoljstvo za slobodom i radom. Motorna vozila se prilagođavaju čovjeku, kako bi bila dopadljivog dizajna, praktična, udobna, pouzdana, ekološki prihvatljiva i sigurna. Motorna vozila su važan čimbenik ekonomije društva, jer imaju velik utjecaj na gospodarstvo, potrošnju energenata i stanje okoliša. Svaka država poklanja pozornost razvoju autoindustrije i cestovnog prometa jer time omogućava brzi razvoj društva.

Važnost motornih vozila:

- motorna vozila važan su čimbenik ukupne svjetske ekonomije (konkurentnost tvrtki, zaposlenost, učinak, dobit)
- motorna vozila imaju velik utjecaj na kvalitetu života (pokretljivost ljudi, materijalnih sredstava, zdravlje, emocije)
- motorna vozila imaju veliki utjecaj na potrošnju energenata
- motorna vozila imaju velik utjecaj na sigurnost prometa i okoliš.

### **1.1. Razvoj motornih vozila**

U Njemačkoj 1876. godine *Nikolaus August Otto* konstruira prvi 4-taktni plinski motor s paljenjem smjese plina i zraka u cilindru putem električne iskre. *Gottlieb Daimler* 1885. razvija prvi *motorkotač*, a *Karl Benz* 1886. *trokolicu*. Iste godine *Daimler* razvija *motorno vozilo na 4 kotača* s *Ottovim* motorom. **Rudolf Diesel** 1897. konstruira prvi 4-taktni motor na principu samozapaljenja u cilindru - ubrizgavanjem goriva

u komprimirani zrak. Izradom Ottovih motora s benzinom kao gorivom i električnim paljenjem, te Diesellova motora sa samozapaljivanjem dizelskog goriva postavljene su osnove razvoja motora s unutarnjim izgaranjem. U Francuskoj 1895. braća **Michelin** dizajniraju automobil sličan današnjem. To je bio početak razvoja automobila. U to vrijeme pojavio se naziv "AUTOMOBIL", *auto (sam) i mobile (kretati se)*.

Prvi automobil marke **Benz**, u **Hrvatsku, u Varaždin**, uvozi grof **Marko Bombelles** 1898. Automobil postaje predmetom želje i prestiža. U **Zagreb** - prvi automobil marke **Opel** dovozi 1901. godine **Ferdinand Budicki**, nakon toga i motorkotač, te osniva prvu auto školu.

U SAD-u je 1891. **William Morrison** razvija prvi električni automobil koristeći *nikal-alkalne* baterije. Prva narudžba elektromobila bila je za taksi vozila u New Yorku. Iako su nedostaci električnim automobilima bile upravo baterije i autonomija kretanja, prosječna brzina iznosila je 32 km/h i bila je dovoljna za gradsku vožnju. U Europi 1897. **Ferdinand Porsche** konstruira prvi električni automobil **Lohner-Porsche**, **slika 1.1**. Kako bi smanjio utjecaj masovnog akumulatora, **Porsche** je 1901. godine osmislio **Lohner-Porsche Mixte hibridno** vozilo, s pomoćnim akumulatorom, dok je benzinski motor putem generatora stvarao struju za pokretanje elektromotora i vozila.



**Slika 1.1. Električni automobil, Lohner-Porsche (Pariz, 1900.)**

Početak 20. stoljeća (1900.-1920.) električni automobili su u SAD-u bili najbrojnija prijevozna sredstva. Automobili s motorima na plin i naftu zbog visoke cijene goriva nisu bili isplativi. Tek, s otkrićem nafte u Teksasu i gradnjom međugradskih cesta automobili na fosilna goriva postaju ekonomični i bolji od električnih automobila. Nastaje masovna proizvodnja automobila pogonjenih motorom s unutarnjim izgaranjem (*Ford, T model*). Do 1930. godine proizvodnja električnih automobila je napuštena.

Poticaj ponovnom razvoju električnih automobila, nakon 100 godina, omogućili su američki zakoni koji se odnose na ekološki čista vozila. Kalifornija je 1990. donijela zakon kojim je zahtijevano da najmanje 10% ukupnog broja vozila bude bez emisije štetnih plinova (**ZEV-Zero Emission Vehicle**). Proizvođači vozila na to su odgovorili električnim vozilima. Prvo električno vozilo **General Motors EV1** (za dva putnika, s autonomijom vožnje od 120 km, maksimalne brzine do 130 km/h) razvijen je 1996. godine.

### **Tendencije razvoja vozila**

U porastu je broj hibridnih i električnih vozila, osobito rast broja električnih vozila koji ne ispu-

štaju štetne plinove. Tehnologija prometa traži novu filozofiju korištenja vozila koja će pružiti veću sigurnost i održivost urbanog života. Takvu viziju omogućuje umjetna inteligencija primijenjena na autonomna vozila, tzv. „pametni automobili“, koji čine osnovu filozofije strategije budućeg prometa.

**Električna vozila (EV)** prepoznaju se ponajprije kao urbana vozila koja ne zagađuju okoliš emisijom štetnih ispušnih plinova. Električni pogon vozila daje povoljne performanse, a vožnja je jeftinija u odnosu na druga vozila. Istosmjerna struja litij-ionskih baterija pretvara se u izmjeničnu struju za pokretanje trofaznih elektromotora koji pokreću kotače. Sadašnji nedostatak električnih vozila je njihova nedovoljna autonomija s jednim punjenjem baterija te infrastruktura za brzo punjenje. Međutim, procjenjuje se da će razvoj infrastrukture riješiti te probleme u sljedećem desetljeću, što će pridonijeti kvaliteti života.

Napredak električnih vozila predviđa njihovu uporabu i na dužim relacijama, uz karakteristike.

- autonomije 250 do 400 km u električnom režimu
- radnog vijeka baterija najmanje 150.000 – 200.000 km
- infrastrukture za punjenje baterija, kao i za reciklažu baterija
- povoljnih performansi od svojih konvencionalnih suparnika
- manjih troškova životnog ciklusa električnih vozila
- ekološke prihvatljivosti (bez emisije CO<sub>2</sub>, NOx).

Paralelno s razvojem električnih vozila razvijaju se i stanice za punjenje električnih vozila na temelju čistih i obnovljivih izvora energije, energije sunca i energije vjetra, koje neće opterećivati postojeću mrežu. Stanice električnih vozila će sunčevu energiju pohraniti u baterije koje će se zatim koristiti za napajanje električnih vozila.

**Hibridna električna vozila (HEV)** prepoznaju se kao štedljiva vozila, koja kombinirano koriste tekuće gorivo i struju. Elektromotor se koristi za gradsku vožnju, a motor s unutarnjim izgaranjem (benzinski ili dizelski) za međugradsku vožnju. Kombinacija baterija i elektromotora te motora s unutarnjim izgaranjem, pridonosi manjoj potrošnji fosilnih goriva tj. manje štetnoj emisiji ispušnih plinova.

Varijanta priključenog **plug-in hibrida** zanimljiva je osobama koje svakodnevno putuju na manjim udaljenostima te na taj način mogu potpuno ili djelomično izbjeći korištenje motora s unutarnjim izgaranjem. Tako se smanjuje emisija štetnih plinova, posebno ako električna energija kojom se vozilo puni dolazi iz čistih izvora energije. Primjeri *plug-in hibrida* su motorna vozila VW Golf GTE, i Toyota Prius Plug-in Hybrid, *slika 1.2.*



*Slika 1.2. Toyota Prius Plug-in Hibrid*



### **Kompakt, krossover i SUV vozila**

**Kompakt vozila** (*Compact*) su mala vozila za svestrane potrebe - gradsku vožnju, odlazak u prirodu ili za duža putovanja. To su također najbrojnija hečbek (*hatchback*) vozila u prometu. Tipični predstavnik kompakt vozila je *VW Golf*.

**Krossover vozila** (*Crossover*) svrstavaju se između osobnih vozila i SUV-a. Proizvode se na platformi osobnih vozila, pogona 4x2 ili povremenog uključivanja pogona 4x4, monovolumenskog i *hečbek* oblika. Značajke krossovera vozila jesu, povišenost vozila, veći prostor kabine, vozna svojstva slična osobnom vozilu, lakši ulazak i izlazak osoba i dobra preglednost vožnje.

**SUV vozila** (*Sport Utility Vehicle*) su viša, teža i robusnija vozila sa stalnim pogonom na sve kotače (4x4), oblika *hačbek* ili *karavan*. Namijenjena su za vožnju po cestama, ali imaju mogućnosti terenskog kretanja. Smatraju se sigurnijim vozilima za putnike od limuzina i sličnih vozila u slučaju sudara. Značajke SUV jesu visoke performanse kretanja, veći klirens, velika preglednost vožnje, robusnost vozila i veća putna sigurnost. Tipični predstavnik SUV vozila je *BMW X5*.

**Terenska vozila** (*Off road vehicle*) su vozila s pogonom na sve kotače (4x4), namijenjena za kretanje izvan cesta. Tipični predstavnik terenskih vozila je vojno vozilo *Mercedes-Benz G*.

**Autonomna vozila** su prometna sredstva budućeg urbanog života. Vožnja se temelji na potpunoj automatizaciji sustava vozila, odnosno umjetnoj inteligenciji. Takva vozila će se koristiti bez vozača. Vozač je odgovoran za odabir razine automatizacije. Ako određeni stupanj automatizacije više nije dostupan, vozilo upozorava vozača da preuzme kontrolu nad vozilom. Korištenje autonomnih vozila na javnim cestama je ovisno o cestovnoj infrastrukturi. Visokoautomatizirani sustavi se već ugrađuju u serijska vozila, očekuje se njihova šira primjena i zakonska regulativa.

## **1.2. Podjela motornih vozila**

Motorna vozila razvrstavaju se sukladno direktivama europske zajednice, te razvrstavanju proizvođača vozila na kategorije i klase/segmente.

### **• Tehnička kategorizacija**

- L, mopedi, motocikli, četverocikli (L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>, L<sub>3</sub>, L<sub>4</sub>, L<sub>5</sub>, L<sub>6</sub>, L<sub>7</sub>)
- M, osobna vozila M<sub>1</sub> i autobusi (M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>)
- N, teretna vozila (N<sub>1</sub>, N<sub>3</sub>, N<sub>3</sub>)
- O, prikolice i poluprikolice (O<sub>1</sub>, O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, O<sub>4</sub>)

### **• Trgovačka klasifikacija osobnih vozila (klase, segmenti)**

**A** - mini klasa (*Mini cars*), **B** - niža klasa (*Small cars*), **C** - srednja klasa (*Medium cars*), **D** - viša klasa (*Large cars*), **E** - visoka klasa (*Executive cars*), **F** - luksuzna klasa (*Luxury cars*), **S** - sportski kupe (*Sport coupe*), **M** - višenamjenska vozila (*Multi purpose cars*), **J** - sportski SUV (*Sport utility cars*)

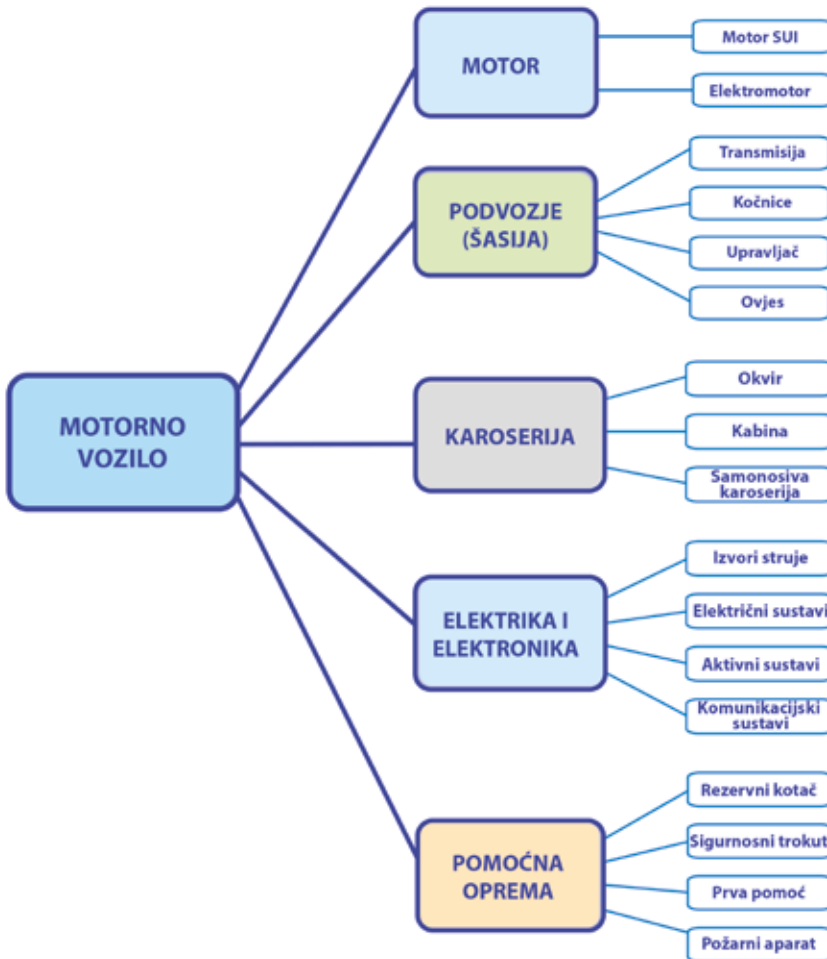
Razvrstavanje motornih vozila prikazano je u *Prilogu 1*.

## **1.3. Konstrukcija motornih vozila**

Motorna vozila sastoje se od slijedećih cjelina, *slika 1.3.*:

1. **Motor** (*Engine*)
2. **Podvozje** (šasija) (*Chassis*)
3. **Karoserija** (školjka) (*Body*)
4. **Elektrika i elektronika** (*Electrics and electronics*)
5. **Pomoćna oprema** (*Additional equipment, Accessories*)

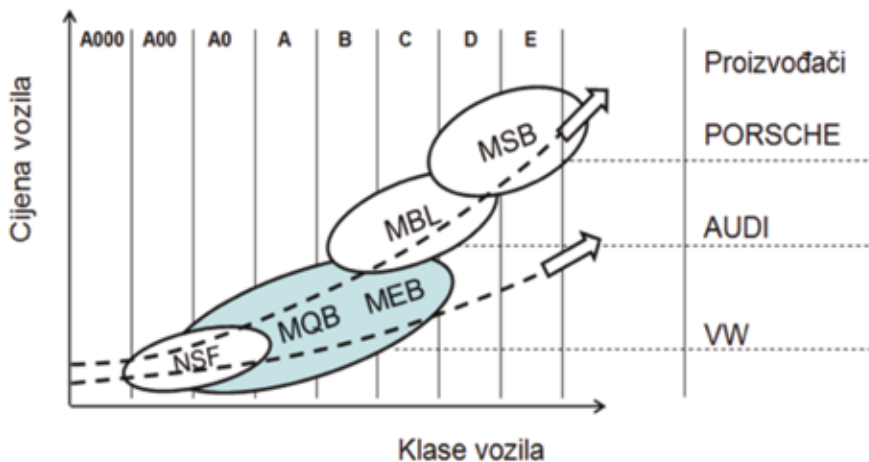
Podvozje motornih vozila obuhvaća: *transmisiju (prijenosnike snage od motora do kotača), uređaj za kočenje, uređaj za upravljanje i ovjes vozila. Karoserija<sup>1</sup>* vozila je kod putničkih vozila uglavnom samonosiva konstrukcija, u koju se ugrađuje motor, transmisija i drugi uređaji. Odvojena karoserija primjenjuje se kod teretnih i terenskih vozila, koju na nosivom okviru čini kabina i tovarni sanduk. U izvedbi samonosive karoserije i podvozja temelji se koncept suvremene modularne platforme osobnih vozila, koja pruža razvoj familije vozila.



Slika 1.3. Konstrukcija motornih vozila

### Modularna platforma vozila

Razvoj suvremenih motornih vozila temelji se na konceptu modularne platforme koja pruža fleksibilnu proizvodnju različitih varijanti vozila. Primjerice, koncept VW proizvođača (Volkswagen) temelji se na nekoliko platformi, sukladno klasama vozila, *slika 1.4*. Složenost i cijena platformi raste s većom klasom vozila. Takva platforma pruža brendovima (VW, Audi, Seat, Škoda, Porsche) fleksibilnost proizvodnje različitih varijanti vozila koje traži tržište, kao odgovor na regionalne potrebe.



**Slika 1.4. Modularne platforme, klase vozila i proizvođači (VW)**

**NSF** - platforma malih gradskih automobila,

**MQB** - platforma konstruirana za poprečni smještaj motora, za širi raspon vozila: Polo, Golf, A3, Altea, Passat, srednji SUV i CC vozila,

**MEB** – čisto električna platforma

**MLB** - platforma konstruirana za uzdužni smještaj motora, za raspon vozila: Audi A4, Audi A6, Audi A8, Phaeton, Bentley,

**MSB** - modularna standardna platforma pokriva širi raspon sportskih vozila

Najveći broj vozila koristi **MQB**-platformu (*Modularer Quer Baukasten*), **slika 1.5**. Cilj razvoja modularne platforme je smanjiti troškove proizvodnje i maksimalno pojednostaviti proces sklapanja vozila na istoj proizvodnoj traci, što rezultira ekonomičnom proizvodnjom te održavanjem vozila. MQB-platforma je razvijena za vozila koji imaju poprečno smješten motor. U Volkswagenovoj gami vozila, Polo, Golf, Jetta, Caddy, Transporter, Passat, sva vozila imaju poprečno smješten motor. **MQB** platforma se koristi i kod brendova kao što su Audi, Škoda i Seat. Serija je počele s proizvodnjom sedme generacije Golfa 7, i treće generacije Audi 3. Platforma može prihvatiti sve vrste **Otto** i **Diesel** motora te **hibridni pogon** ili čisti **električni pogon (MEB)**.

**MQB**-platforma dopušta ugradnju različitih vrsta motora do 300 kW, međuosovinske pomake kao i širinu traga kotača, dok je prostor ovjesa i spremnika goriva za sve modele standardiziran.

#### 1.4. Sigurnost motornih vozila

Najveći utjecaj na sigurnost prometaj maju vozači, zatim tehničko stanje motornih vozila te stanje cesta. Međutim, sigurnost konstrukcije motornog vozila kao prijevoznog sredstva temelji se na integriranoj pasivnoj i aktivnoj zaštiti putnika. Primjerice, kombinirani aktivni i pasivni sustav sigurnosti (**CAPS-Combined Active & Passive Safety**) modularni je sustav sigurnosti koji svojim funkcijama štiti putnike u vozilu.



**MQB - modularna platforma**



**MEB - električna modularna platforma**



**Slika 1.5. VW Golf 7 (Compact Car)**

### **Aktivna zaštita**

**Autonomni sustav kočenja AEB** (*Autonomous Emergency Braking System*) sprječava nalete vozila na pješaka i bicikliste. **AEB** sustav koristi radar i kameru kako bi se što prije identificirali pješaci koji su u zoni naleta vozila. Sustav djeluje u nekoliko koraka ( $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ), ovisno o udaljenosti pješaka i vozila. Kad sustav prepozna pješaka u zoni naleta, najprije se upozorava vozač zvučnim signalima i crvenim svjetlom na gornjem dijelu vjetrobranskog stakla (*Volvo*). Ako vozač ne reagira na ta upozorenja, a postoji visoka mogućnost sudara, sustav aktivira kočnice automobila te usporava ili potpuno zaustavlja vozilo. Ovaj sustav detekcije pješaka može u potpunosti spriječiti nalet vozila na pješaka do brzine 40 km/h. Ako je sudar neizbježan, npr. pri brzinama do 80 km/h AEB smanjuje brzinu naleta vozila, a samim time i posljedice sudara.

**Aktivni sustavi podvožja** su također suvremena tehnička rješenja čija je zadaća smanjiti nestabilnost kretanja vozila. Aktivna zaštita postignuta je ugradnjom **ESC**-elektroničkog sustava stabilnosti protiv zanošenja vozila. **ESC** (*Electronic Stability Control*) službeni je naziv **EC/EU**. **ESC**-sustav prepoznaje

prijetnju nestabilnosti vozila i u kratkom vremenu intervenira ciljanim kočenjem određenog kotača da zadrži putanju vozila ili kod naprednih sustava vektoriranjem snage između osovina kako ne bi došlo do zanošenja i izlijetanja vozila. Smatra se da oko 40% prometnih nesreća nastaje zbog zanošenja vozila. ESC sustav koristi ABS i ASR-sustave. ABS-sustav sprječava blokiranje kotača (*Anti-lock Braking System*). To je takvo kočenje pri kojem kotač koči desetak i više puta i otkoči pri granici blokiranja, što omogućuje kotrljanje i veće usporenje vozila. ASR-sustav koristi se protiv proklizavanja pogonskih kotača.

Strategija kontrole zanošenja vozila podrazumijeva aktivni sustav upravljanja stabilnošću vozila koji djeluje na sprečavanje zanošenja i pružanje pomoći vozaču na korekciji putanje vozila u kritičnim uvjetima kretanja. Integracijom tih i drugih sustava podvozja poboljšava se vučna sposobnost i dinamička stabilnost vozila. To vodi prema razvoju potpune aktivne kontrole zanošenja **AYC** (*Active Yaw Control*). Prema tome, važna je integracija upravljanja različitim sustavima podvozja, više nego neovisan razvoj pojedinog sustava.

Održavanju sigurnosti kretanja pridonosi ugradnja i drugih aktivnih sustava stabilnosti, upozorenja i potpore vozaču, kao što je sustav upozorenja i hitnog kočenja (*Warning and Emergency Braking Systems*), nadziranje mrtvog kuta (*Blind Spot Monitoring*), potpora vožnje u voznom traku (*Lane Support Systems*) i održavanje razmaka, upozorenje o brzini (*Speed Alert*), i drugo.

### **Pasivna zaštita**

Pod pasivnom sigurnošću podrazumijeva se konstrukcija vozila koja služi zaštitu putnika od ozljeđivanja u slučaju sudara. Time se mogu ublažiti posljedice prometne nezgode. Pasivna zaštita uključuje konstrukciju karoserije, sigurnosne pojaseve i zračne jastuke, te konstrukciju vozila prema kriteriju zaštite pješaka uslijed naleta vozila na pješaka.

**Samonosiva konstrukcija karoserije** (školjka) u donjem dijelu omogućuje pričvršćivanje dijelova podvozja. Vanjski oblik karoserije omogućuje pričvršćivanje vrata, poklopca motora, prtljažnika i blatobrana, a unutarnji oblik omogućuje pričvršćivanje sjedala i opreme. Takav oblik karoserije naziva se *monocoque* (monokok). Samonosiva karoserija osigurava zaštitu putnika u vozilu. Pri sudaru, prednja zona karoserije sa *apsorberima* udara preuzimaju snagu udarca pri čemu se deformiraju. Kod jačeg udarca energija sudara odvodi se mimo konstrukcije putničke kabine na stražnju zonu, pri čemu pomažu uzdužni nosači.

**Zračni jastuci** u kombinaciji sa sigurnosnim pojasevima osiguravaju visoku razinu zaštite putnika. Zračni jastuk je uz sigurnosne pojaseve najvažniji element pasivne sigurnosti vozila. Nekoliko milisekundi nakon sudara, na temelju signala senzora udara, upravljački modul aktivira inicijalnu kapsulu plastičnog eksploziva. Eksplozija pali specijalnu smjesu, čijim se izgaranjem oslobađa plin koji puni zračne jastuke. Senzorski sustav tako je podešen da reagira na udarac uz usporenje (40-50)g.

U cilju procjene sigurnosti vozila provode se **crash testovi** (**Crash test Euro NCAP-The European New Car Assessment Programm**<sup>2</sup>, po regulativi ECE-R94 i ECE-R95. Tako postoje *Crash testovi za frontalni sudar, bočni sudar, nalet na pješake*. Ovisno o rezultatima testa, vozilima se dodjeljuju zvjezdice sigurnosti 1-5. Test frontalnog sudara odvija se pri brzini od 64 km/h i to tako da testirani automobil udara u deformabilnu barijeru sa 40% prednje površine na strani vozača. Bočni test sudar odvija se pri brzini 50 km/h. U tom sudaru pokretna kolica sa blokom udaraju u vozačeva vrata simulirajući bočni udar. Kod

2 Euro NCAP testovi provode se u sedam laboratorija Europe: dva u Njemačkoj, po jedan u Italiji, Nizozemskoj, Španjolskoj, Francuskoj i Velikoj Britaniji.

procjene sigurnosti naleta vozila na pješaka izvode se testovi sigurnosti za odrasle osobe i za djecu, pri brzini naleta vozila 40 km/h za noge i za 35 km/h za glavu.

### **Proaktivna zaštita**

Kako bi se putnicima u slučaju sudara, prevrtanja i bočnih udara mogla pružiti najveća zaštita, razvija se proaktivni sustav za zaštitu (*PreCrash*) koji prepoznaje vrstu i jačinu sudara i prilagođava djelovanje zaštitnih sredstava za zaštitu putnika. U okviru kombiniranog aktivnog i pasivnog sustava sigurnosti (CAPS) djeluju aktivni sustavi kao što su: autonomni sustav kočenja (AEB), sustav zračnih jastuka i sigurnosnih pojaseva i ESC-sustav stabilnosti, i drugo. Time se mogu smanjiti opasnosti od ozljeda u frontalnim, bočnim ili stražnjim sudarima te kod prevrtanja vozila.

Ako sustav proaktivne zaštite putnika detektira potencijalnu situaciju sudara, npr. putem inicijacije naglog kočenja i potpore kočenju, pojasevi vozača i suvozača automatski se natežu radi osiguranja najbolje moguće zaštite zračnim jastukom. Kada se kritična i nestabilna situacija u vožnji detektira, kao što je npr. jako *preupravljanje* ili *podupravljanje* s intervencijom ESC-a, zatvaraju se bočni prozori i krov. Kada su prozori i krov gotovo zatvoreni, zračni jastuci za glavu i bočni jastuci nude zaštitu putnika.

Najveća opasnost stradavanja putnika prijeti kod bočnih sudara. Posebno je opasan bočni udar u stablo ili stup. U tom je slučaju najvažnije što prije uočiti opasnost te aktivirati bočne zračne jastuke. Jedna funkcija CAPS-sustava umrežuje ESP-sustav i sustav zračnih jastuka. Ako ta funkcija, zahvaljujući signalima senzora uoči da se vozilo opasno kreće u bočnu stranu, automatski priprema sustav zračnih jastuka na potencijalni bočni sudar. Ako do sudara zaista i dođe, bočni zračni jastuci i jastuci za glavu i poprsje aktiviraju se ranije, što pridonosi zaštiti putnika.

## **1.5. Ekologija motornih vozila**

Čuvanje zdravlja i okoliša postavlja sve strože zahtjeve u vezi s dopuštenim granicama emisije štetnih plinova izgaranja motora i emisije buke motornih vozila. Motorna vozila s tog aspekta uzrokuju dva problema: onečišćenje zraka utječe na ljudsko zdravlje, a emisija  $\text{CO}_2$  utječe na klimatske promjene. Stoga, regulative EZ zaštite uvjetuju razvoj čistih električnih vozila.

### **Emisija ispušnih plinova motora**

Najveće dopuštene vrijednosti emisije štetnih plinova benzinskih i dizelskih motora propisane su uredbama (direktivama) EZ (tzv. euro norme). Ispitivanje sastava ispušnih plinova sastavni je dio kontrole tehničkog stanja vozila, *slika 1.6*.

### **Euro goriva**

Proces izgaranja goriva u motoru kemijsko je vezivanje gorivih elemenata s kisikom u okside. *Ugljikov monoksid*  $\text{CO}$  otrovan je plin koji u katalizatoru oksidira u  $\text{CO}_2$ . *Ugljikov dioksid*  $\text{CO}_2$  - pripada grupi štetnih plinova, koji uzrokuje efekt staklenika (globalno zatopljenje).

Propisima je uređeno jedinstveno označavanje goriva. Na svakom *pištolju* za gorivo i mjernom uređaju označena je vrsta goriva i udjel biogoriva u njima. Tako su benzinska goriva označena krugom, dizelska kvadratom, a plinovita alternativna goriva rombom:

**Benzinsko gorivo:** *Eurosuper*, određene oktanske vrijednosti s dopuštenom količinom bioetanola do 5% i 5-10 % (E5, E10), sukladno normi HRN EN 228.

**Dizelsko gorivo:** *Eurodiesel*, s dopuštenom količinom biodizela do 7%, 7-10%, do 100 % (B7, B10, B100), sukladno normi HRN EN 590.

**Plinovita goriva:** *Autoplin (LPG)* - ukapljeni naftni plin), *Prirodni plin za vozila (LNG)* - ukapljeni prirodni

plin), *Prirodni plin za vozila (CNG – stlačeni prirodni plin)*, sukladno normi HRN EN 589, HRN EN 16723-2.

Iako dizelski motori u atmosferu izbacuju manje  $\text{CO}_2$  nego benzinski motori, problem dizel motora je stvaranje dušikovih oksida i PT čestica. Dušikovi oksidi (poznati kao  $\text{NO}_x$ , skupina plinova koji uključuju  $\text{NO}_2$ ) (*slučaj – dieselgate 2017*).



**Slika 1.6. Ispitivanje emisije ispušnih plinova vozila na eko-testu**

### **Potrošnja goriva**

Prosječna potrošnja goriva i emisije  $\text{CO}_2$  provodi se sukladno WLPT i RDE ciklusu ispitivanja (2018), koji omogućuje usporedivost potrošnje goriva kod različitih vozila, za *urbane uvjete*, *vangradске uvjete* i *kombinirane uvjete* kretanja vozila. Ciklusi testiranja "simuliraju" se na testnim valjcima ili na testnoj ruti urbanih ili van urbanih uvjeta vožnje.

### **Program vožnje**

Izbor programa vožnje postavlja se kao: *standardni*, *udobni*, *sportski* i *ekološki program*. Kod vozila s automatskim mjenjačem postoji mogućnost izbora programa vožnje. U programu ekonomične vožnje „D“, postiže se najmanja potrošnja goriva, odnosno eko-vožnja. U sportskom „S“ programu, postižu se maksimalne performanse vozila, ali i velika potrošnja goriva.

Napredna vozila opremljena su sustavom *Start-Stop*, za automatsko gašenje motora pri stajanju (na semaforu, u koloni) i ponovno pokretanje. Gašenje motora doprinosi štednji goriva i smanjenju zagađenja.

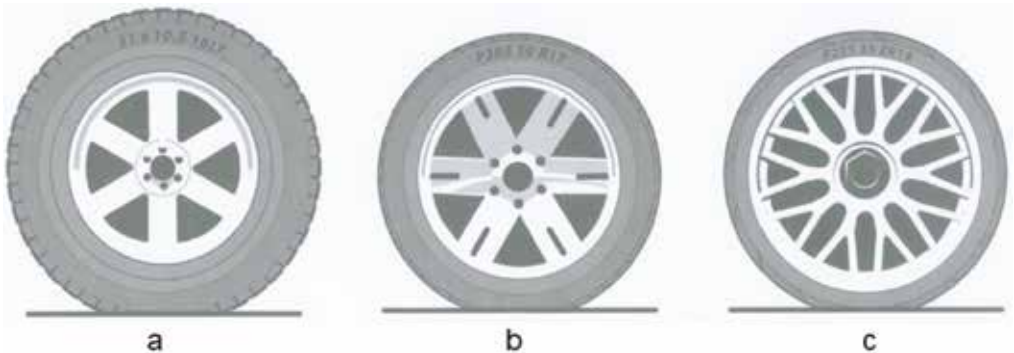
### **Emisija buke vozila**

Razina buke veća od 60 dB utječe na ljudsko zdravlje. Izvori buke jesu buka motora (s usisnim i ispušnim sustavom), buka ventilatora, buka pneumatika, i buka vrtloženja zraka oko vozila kod velikih brzina. Mjerenje se provodi kako za pojedinačna vozila (u mirovanju, u kretanju), tako i za prometni tok. Dopusštena razina buke prema snazi motora i brzini kretanja određena je direktivama EZ.

Prema razini buke, mogu se razlikovati: bučna vozila, vozila standardne buke i tiha vozila. Dopusštena emisija vanjske buke osobnih vozila iznosi 74 dB na ravnoj cesti, pri konstantnoj brzini vozila od 100 km/h. Razina buke 60 db osobnih vozila pri konstantnoj brzini 100 km/h odgovara tihim vozilima. Sukladno propisima EZ, autogume imaju etiketu s oznakama klase efikasnosti potrošnje goriva, prijanjanja na mokroj podlozi buke.

## 2. Kotači vozila

Motorna vozila kreću se na temelju vrtnje kotača. Kotači nose cjelokupno opterećenje vozila, omogućuju kretanje, upravljanje i zaustavljanje vozila. Razlikuju se slijedeće vrste kotača: za komercijalna vozila, za osobna vozila i kotači sportskih vozila, *slika 2.1*.



**Slika 2.1. Vrste kotača motornih vozila**

a - kotač komercijalnih vozila, b - kotač osobnih vozila, c - kotač sportskih vozila

Pneumatici se najprije razlikuju se po dimenzijama i obliku profila (H/B). Kotači komercijalnih vozila imaju visoki profil pneumatica, koji treba osigurati velika osovinska opterećenja (kamioni, autobusi, kombi, SUV). Kotači osobnih vozila imaju srednju visinu profil pneumatica, koji osigurava balans između vuče i komfora. Kotači sportskih vozila imaju niski profil pneumatica, koji osigurava veću bočnu stabilnost vozila.

Kompletan sklop kotača sastoji se od glavine kotača s kotrljajućim ležajem, naplatka i pneumatica. Dva osnovna dijela kotača jesu naplatak (*felga*) i pneumatic (*guma*). Naplatak se pomoću 4 do 6 vijaka pričvršćuje za glavinu kotača.

Brzina vrtnje kotača određuje brzinu vozila. Primjerice, brzina vozila od 120 km/h odgovara broju okretaja kotača od približno 1000 okretaja u minuti. Masa kotača osobnog vozila iznosi od 10 do 20 kg, a nosivost po kotaču od 200 do 800 kg. Oznake dimenzija i uporabe kotača otisnute su na bočnici pneumatica. Korisniku se tako daju informacije o mogućnosti izbora pneumatica.



## 2.1. Naplatci kotača

Naplatak kotača ili tzv. felga1 sastoji se od obruča i tanjura (zvijezde). Obruč je vanjski dio na koji naliježe pneumatik, a tanjur unutarnji dio koji se veže s glavinom kotača. Oblik naplatka proizlazi iz njegove funkcije. Tanjur se izvodi u obliku više nosećih krakova. Oblik krakova osigurava ventilaciju zraka radi hlađenja diska ili bubnja za kočenje, kao i aerodinamičku funkciju smanjenja otpora zraka. Osim funkcionalne naplatak ima estetsku vrijednost. Felga se izrađuje od čeličnog lima ili aluminijske legure, *slika 2.2.*



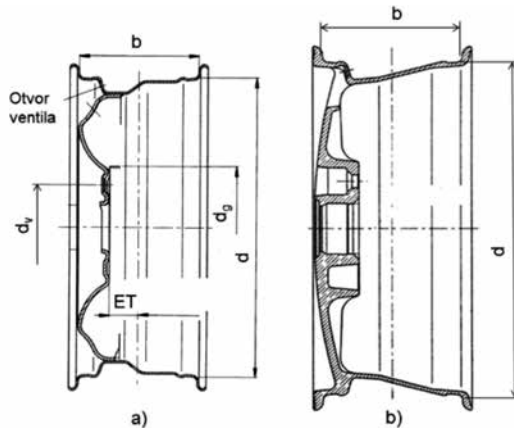
*Slika 2.2. Čelična felga i aluminijska felga*

### a) Čelična i aluminijska felga

Čelična felga je otpornija na udarce i oštećenja u odnosu na aluminijsku felgu. Aluminijske felge su oko tri puta lakše od čeličnih felgi. Zbog toga se AL felge koriste za veće promjere felgi (16", 17", 18", 19"). Manje rotacijske mase daju manji otpor ubrzanju. U odnosu na čelične felge, AL felge su bolji vodiči topline nastale pri kočenju.

Čelične felge izrađuju se od vruće valjanog lima. Naplatak se izrađuje debljine 1,8 do 4,0 mm. Kod teretnih vozila, obruč felge se izvodi iz više dijelova (npr. *trilex*). Aluminijske felge izrađuju se lijevanjem ili kovanjem.

Presjek čelične i aluminijske felge prikazan je na *slici 2.3.*



*Slika 2.3. Presjek čeličnog (a) i aluminijskog naplatka (b)*

b - širina felge, d - promjer felge,  $d_v$  - promjer kružnice vijaka,  
 $d_g$  - promjer glavine kotača, ET - *offset* felge

### b) Označavanje naplatka ( $b \times d \dots$ )

Kotači, odnosno felge i pneumatici, označavaju se sukladno ISO standardu (ISO/TC31) i direktivi ECE 1222/2009.

1 od njemačke riječi die Felge (die Autofelge) - naplatak

Slovena oznaka, poslije **b** - širine felge, određuje visinu roga felge, *slika 2.4*. Poslije **d** - promjera felge, slijede oznake za montažu kotača. Oznaka felge s datumom proizvodnje i proizvođača stavlja se na središnji metalni tanjur.

**Primjer označavanja naplatka: 8J x 15 H2 ET28 LK4x100**

**8** - širina felge (**b**) u inčima (*colima*)

**J** - visina roga felge (17,3 mm)

**x** - označava duboku felgu (ako je felga plitka, oznaka **x** izostavlja se)

**15** - promjer felge u *colima* (**d**)

**H2** - obostrano Hump uzvišenje felge (grba)

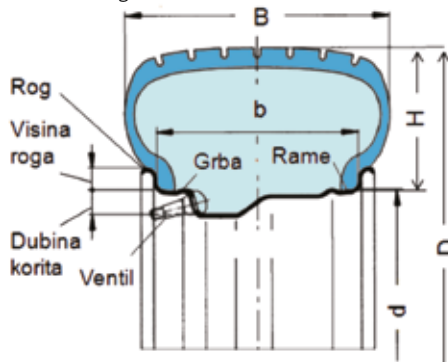
**ET28** - offset felge/dubina središta kotača do prirubnice +28 mm

**LK4x100** - četiri provrta za vijke, promjera 100 mm

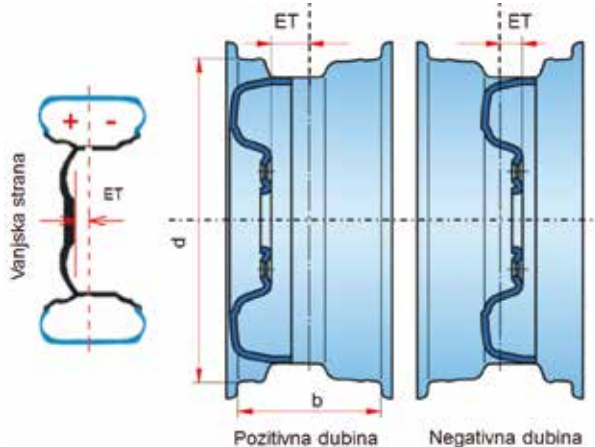
**ET** - offset felge / dubina tanjura od središta naplatka, može biti pozitivna, negativna ili jednaka nuli, *slika 2.5*. Trag kotača vozila ovisi o veličini "ET - offset-a".

Kod pozitivnog **ET-a** (+), unutarnja površina nalijeganja u odnosu na središte kotača, pomaknuta je prema vanjskoj strani kotača. Felga s pozitivnim ET smanjuje širinu traga kotača, ali povećava prostor za smještaj kočnica.

Kod negativnog **ET-a** (-), unutarnja površina nalijeganja je pomaknuta prema unutarnjoj strani. Felga sa negativnim ET povećava širinu traga kotača.



**Slika 2.4. Profil nesimetrične felge s pneumatikom, B - širina gume,**  
b - širina felge, d - promjer felge, D - promjer kotača



**Slika 2.5. Offset naplatka (ET)**

## 2.2. Pneumatici kotača

Pneumatik je gumirani omotač unutar kojega se pod konstantnim tlakom nalazi određeni medij (*zrak, dušik, CO<sub>2</sub>*). Takva konstrukcija autogume čini pneumatsku oprugu određene krutosti.

### Izbor pneumatika

Pneumatici se mogu promatrati višefunkcionalno, najprije kao elementi prijenosa snage radi vuče ili kočenja vozila, zatim kao elementi upravljanja, kao elementi ovjesa, te kao elementi aktivnih sustava stabilnosti (**ABS, ASR, ESC**). Osobna vozila koriste dvije vrste pneumatika: standardne (balon) i nisko-profilne pneumatike. Praktično, pneumatici za određeno vozilo određuju se na temelju zahtjeva:

- namjene pneumatika (ljetni, zimski, cjelogodišnji, trkaći)
- vrste pneumatika (radijalni, dijagonalni), sa zračnicom ili bez zračnice)
- dimenzija kotača (naplatak, vanjski promjer)
- nosivosti pneumatika (indeks opterećenja kotača)
- brzine kretanja vozila (**v**)
- profila pneumatika (**H/B**)
- klase efikasnosti (kotrljanje, prijanjanje, buka).

S obzirom na namjenu, razlikuju se *ljetni, zimski, cjelogodišnji* te *trkaći* pneumatici, **slika 2.6**. I ljetni i zimski pneumatici proizvode se kao standardni (balon) i niskoprofilni pneumatici. Standardni pneumatici se najčešće stavljaju na čelične felge, a niskoprofilni pneumatici na aluminijske felge. Na kotačima određenog vozila koriste se pneumatici jednakih tehničkih karakteristika.



**Slika 2.6. Vrste pneumatika**

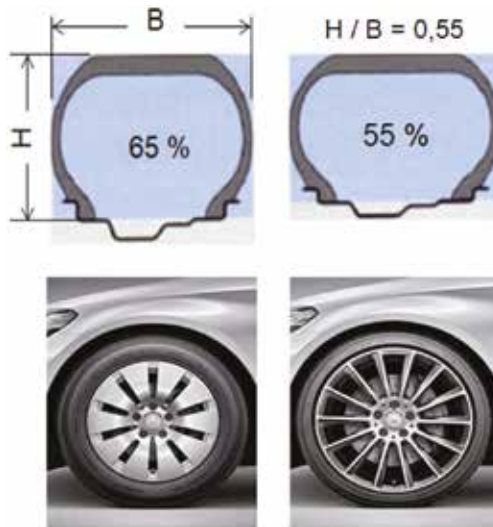
### Standardni i niskoprofilni pneumatici

Pneumatici razlikuju se po obliku profila. *Nazivni oblik profila (NOP)*, omjer je visine i širine presjeka pneumatika, **slika 2.7.**:

$$\text{NOP} = (\text{H}/\text{B})100\% \text{ („serija“)}$$

H – visina profila pneumatika

B – širina profila pneumatika



**Slika 2.7. Oblici profila standardnog i niskoprofilnog pneumatika**

Standardni (balon) pneumatici, omjer  $H/B$  veći od 60%

$H/B = 80\%$  .....serija "80"

$H/B = 75\%$  .....serija "75"

$H/B = 70\%$  .....serija "70"

$H/B = 65\%$  .....serija "65"

Niskoprofilni pneumatici, omjer  $H/B$  jednak i manji od 60%

$H/B = 60\%$ .....serija "60"

$H/B = 55\%$ .....serija "55"

$H/B = 45\%$ .....serija "45"

$H/B = 35\%$ .....serija "35"

$H/B = 30\%$ .....serija "30"

$H/B = 25\%$ .....serija "25"

$H/B = 20\%$ .....serija "20"

Osobna motorna vozila najčešće koriste:

- standardne pneumatike, serije "65"
- niskoprofilne pneumatike, serije "55"

## 2.3. Standardni pneumatici

### a) Konstrukcija pneumatika

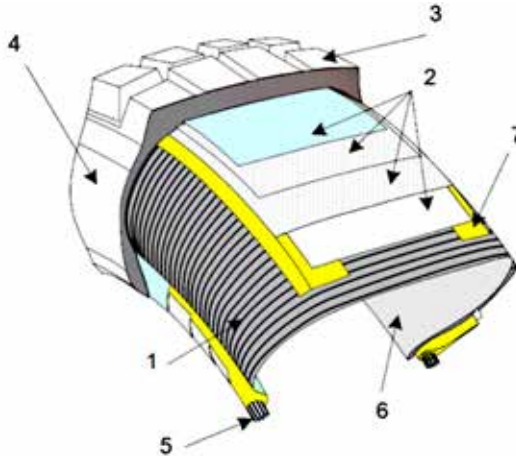
Presjek gumenog omotača pneumatika, prikazan je na *slici 2.8*. Osnovni dijelovi omotača su: *armatura, pojas, gazna površina, bočnica i noga gume*. Sigurnost konstrukcije pneumatika temelji se na čvrstoći pneumatika uslijed složenog opterećenja i nepropuštanju zraka.

#### *Armatura, pojas, remen*

Pneumatik se pod opterećenjem razmjerno napreže i deformira održavajući konstantnim unutarnji tlak i pritisak na podlogu. Nakon prestanka opterećenja vraća se u početni oblik. Noseći dio gume je armatura (karkasa-*carcass*). Sastoji se od poprečnih omotača – slojeva za ojačanje, koji su izrađeni od različitih vrsta vlakana (najlona, poliester, čelika, ...). Armatura prima glavni dio opterećenja pneumatika, koje dolazi od vertikalnih i horizontalnih sila u kontaktu s podlogom.

Pojas se nalazi iznad armature. Pojas čini više slojeva uloženi aramidnih ili čeličnih vlakana. Taj pojas ukrućuje gazni sloj i sprječava prevelike deformacije gume. Na gornji pojas, između pojasa i gumenog sloja gazeće površine stavlja se pojas međusloja mješavine (tzv. baza) koju čini tvrda guma i čađa. Taj međusloj smanjuje međusobno gibanje blokova, prigušuje udarce i štiti armaturu, te sprječava elektrostatički naboj vozila.

Obodno ugrađeni pojas gume (remeni, *breaker*) ojačava i ukrućuje gazni sloj. Pneumatici osobnih vozila imaju nekoliko nosećih pojasa. Uloga tih pojaseva je primanje udarnih radijalnih opterećenja, koja se prenose na armaturu. Pojas osigurava ravnomjeran pritisak kontaktne površine na podlogu.

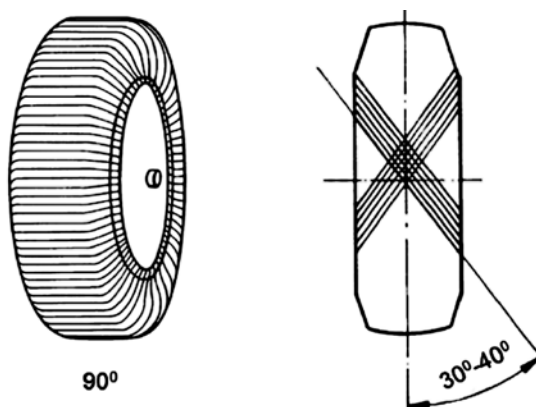


**Slika 2.8. Presjek tubeless pneumatika**

1 - armatura (karkasa), 2 - pojasevi, 3 - gazna površina, 4 - bočnica,  
5 - žičana jezgra (noga gume), 6 - nepropusni sloj, 7 - remeni

Prema položaju nosećih vlakana armature razlikuju se dvije vrste pneumatika. U ovisnosti o veličini kuta koji vlakna zatvaraju s uzdužnom osi pneumatika, pneumatici se dijele na *radijalne pneumatike* i *dijagonalne pneumatike*, **slika 2.9.**

Kod *radijalnih pneumatika* slojevi nosećih vlakana postavljeni su radijalno u odnosu na uzdužnu os, pod kutom od  $90^\circ$ . Kod *dijagonalnih pneumatika* slojevi nosećih vlakana su postavljeni dijagonalno, jedan preko drugoga ( $30^\circ$ - $40^\circ$ ). Radijalni pneumatici daju ravnomjerniji pritisak kotača na podlogu, osobito u zavoju. Na cestovnim vozilima koriste se radijalni pneumatici koji osiguravaju prijenos tangencijalnih i bočnih sila. Dijagonalni pneumatici koriste se kod motorkotača, traktora, radnih i specijalnih vozila.



**Slika 2.9. Shema radijalnog i dijagonalnog pneumatika**

### Materijal gume

Gume se proizvode od prirodnog i umjetnog kaučuka. Proizvođači guma miješaju obje vrste kaučuka i dodaju potrebe aditive za bolja svojstva. Dodavanjem silike (*kremena kiselina*) postignuta je veća sposobnost prijanjanja gaznog sloja na mokroj podlozi uz smanjenje otpora kotrljanja. Potrebni profil gume oblikuje se prešama za vulkaniziranje.

Materijal gume 205/55 R16 91V, *Continental PremiumContact 5*:

1. Guma (prirodni i sintetički kačuk)..... 41%
2. Punila (čađa, silika, ugljik, kreda ...)..... 30%
3. Armatura, vlakna (čelik, poliester, rayon, najlon).....15%
4. Plastifikatori (ulja i smole).....6%
5. Kemikalije za vulkanizaciju (sumpor, cinkov oksid, ...)6%
6. Dodaci protiv starenja i buke..... 2%

### Gazna površina

Vanjski dio pneumatika naziva se gazna površina, a izrađuje se od čvrste gume radi otpornosti na trošenje i prijanjanje. Gazni sloj se profilira kanalima s ciljem povećanja prijanjanja na mokroj podlozi. Oblik profila i materijal gaznog sloja imaju značajan utjecaj na otpor kotrljanja, prijanjanje i buku pneumatika.

Uzdužni blokovi (između uzdužnih kanala, utora) omogućuju držanje pravca vozila, a poprečni blokovi (između poprečnih kanala) prenose vučnu ili kočnu silu. Za suhe podloge koristi se dezen s manjom površinom kanala, čime se postiže bolje prijanjanje, manje trošenje i manje bočno klizanje. Za mokre podloge koristi se dezen s većom površinom i dubinom kanala za brže izbacivanje vode ispod kotača. Kod vožnje po različitim podlogama odabire se univerzalni dezen s manje uskih kanala na sredini i sa dubljim kanalima s vanjske strane gazeće površine. Razlikuju se tri dezena gazne površine, *slika 2.10*.

**Simetrični dezen** - Simetrični dezen gazne površine pneumatika koristi se najviše, jednakog je izgleda s obje strana pneumatika.

**Asimetrični dezen** - Asimetrični dezen rezultat je kombinacije blokova gazne površine kako bi se povećao otisak gume na površini u mokrim i suhim uvjetima kretanja. Središnji dio je dizajniran za vlažne uvjete kretanja, a bokovi prema vožnji u zavoju.

**V-oblik** - osigurava dobro izbacivanje vode ispod pneumatika, što pruža zaštitu od pojave vodenog klina, tzv. *aquaplaninga*.



**Slika 2.10. Dezen gazne površine: simetrični, asimetrični, V-oblik**

**Aquaplaning** je pojava stvaranja vodenog klina ispod kotača i gubitak kontakta kotača i podloge u slučajevima kada kotač ne može istisnuti vodu na svom putu, što uzrokuje plivanje kotača i nestabilnost vozila. Istrošeni pneumatik brzo gubi stabilnost na mokroj cesti. Tri faktora bitno utječu na pojavu *aquaplaninga*: *dubina vode, dubina kanala gume i brzina vozila*. Pri velikim brzinama vozila i dubini vode preko 3 mm, pada prijanjanje i postoji mogućnost pojave *aquaplaninga*.

Prema **obliku gazne površine** prepoznaju se vrste pneumatika: *ljetni, zimski ili cjelogodišnji*. Prema

propisima, dubina kanala ljetnih guma ne smije biti manja od 1,6 mm, a za zimske gume ne smije biti manja od 4 mm. Na nekim pneumaticima izvodi se poseban rub protiv prskanja vode (*antisplash*) na strane vozila. Smjer kanala određuje njegovo postavljanje - u smjeru kretanja vozila. To osigurava izbacivanje vode ispod kotača i samočišćenje kotača od blata i snijega.

**Bočnica (bočna stjenka)** pneumatika zaštićuje armaturu od vanjskih utjecaja i oštećenja. Bočnice su debljine 1,5 do 3,5 mm, i osjetljive su na bočna oštećenja. Kod sigurnosnih pneumatika bočna stjenka je ojačana. Na bočnici se nalaze sve bitne oznake za izbor pneumatika.

**Noga gume** osigurava nasjedanje gume na naplatak i brtvljenje uz rame naplatka, što osigurava prijenos vučnih, kočnih i bočnih sila. Osim toga, centrifugalna sila povećava radijus kotača, a noga gume tome se suprotstavlja.

Guma je iznutra obložena nepropusnim ljepljivim viskoznom premazom, koji brtvi nastala oštećenja od čavala (do 5 mm promjera). Brtveni sloj okružuje čavao i sprječava gubitak zraka. Brtveni sloj od butil-kaučuka (*Inliner*) je debljine jedan do 2 mm. Spoj felge i ventila za punjenje gume zrakom, također mora biti nepropusan. Ventil se pričvršćuje neposredno na naplatak i mijenja se pri svakoj zamjeni pneumatika.

Po prijedenoj kilometraži vozila (ili po intervalu vremena) dolazi do pada tlaka zraka u pneumaticima. Ako se pneumatici pune dušikom, molekule dušika su veće i sporije prolaze kroz pore pneumatika, što osigurava tlak na duže vrijeme, tri do četiri puta duže od zraka. Pneumatici punjeni dušikom smanjuju deformaciju gume i otpor kotrljanja, što omogućuje manju potrošnju goriva.

#### b) Označavanje pneumatika (B/H x d ...)

Na bočnim stranama pneumatika otisnute su njegove oznake. Također, pneumatici su još i trgovački označeni etiketom o klasama efikasnosti pneumatika.

**Primjer označavanja pneumatika: 195/65 R 15 91 H**

195 - širina pneumatika pod tlakom u mm (B = 195 mm)	15 - promjer felge u <i>colima</i> [“], d = 15,25,4 = 381 mm
65 - visina profila pneumatika, odnos H/B = 65 %, H = 126,75 mm	91 - indeks nosivosti, 615 kg, pod tlakom 2,5 bar ( <i>tablica 2.1.</i> )
R - tip pneumatika (R - radialni)	H - oznaka maksimalne brzine 210 km/h ( <i>tablica 2.2.</i> )

**Indeks nosivosti** pokazuje najveće opterećenje pneumatika, odnosno nosivost po kotaču u skladu s tlakom. U *tablici 2.1.* prikazan je izvod najvećih opterećenja pneumatika kod tlaka od 2,5 bara, odnosno 2,9 bara za gume oznaka V, W i Y.

**Indeks brzine** pokazuje brzinu vozila do koje se pneumatici mogu koristiti, *tablica 2.2.*

**Tablica 2.1. Indeks nosivosti**

Indeks	65	69	70	74	80	82	84	88	91	94	98	102	104	107	109
Nosivost (kg)	290	325	335	375	450	475	500	560	615	670	750	850	900	975	1030

**Tablica 2.2. Indeks brzine**

Indeks brzine	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y
Brzina (km/h)	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300

**Dodatne oznake:**

Na bočnicama gume nalaze se i dodatne oznake, naziv proizvođača, datum proizvodnje, vrsta gume, brzina potrošnje gume, smjer montaže, i drugo.

- **Datum proizvodnje** je važan jer s vremenom guma gubi svojstva. Primjer, **DOT XXXX XXX 2019**. Oznaka **DOT** (*Department of Transportation*) upućuje na usklađenost s propisima. Šifra od sedam slovo brojčanih oznaka odgovara identifikaciji proizvođača i kodu homologacije gume. Broj **2019** označava vrijeme proizvodnje, 20 tjedan 2019. godine.
- **M+S - oznaka** za zimske pneumatike s dodatkom pahuljice, **RF** - ojačana guma / **XL** - guma za veća opterećenja, **RFT** ili **ROF-Run-Flat** guma, smjer montaže, indikator istrošenosti (**TWI-Tread Wear Indicator**).
- **Oznaka homologacije**, npr. **E 4 0289758** (E - europa, 12 - zemlja koja je izdala certifikat i broj homologacije gume).
- **TREADWEAR** - oznaka brzine potrošnje pneumatika. Guma s oznakom 150 traje 50% duže od gume s oznakom 100. Trajnost guma ovisi o opterećenju i uvjetima na cesti i načinu vožnje. Gume se oko dva puta brže troše pri brzini od 120 km/h nego pri brzini od 60 km/h. Zavojite ceste, česta ubrzanja i kočenja, kao i velike brzine smanjuju vijek trajanja guma. Prosječni vremenski radni vijek guma iznosi oko 5 godina. Prosječna trajnost, do dopuštene granice istrošenosti, iznosi oko 40.000 km.
- **TRACTION** - vuča na mokroj podlozi. Ocjene su **A, B i C**, gdje je A najviša ocjena.
- **TEMPERATURE** - otpornost gume na radnu temperaturu pri velikim brzinama, nosi oznake **A, B i C**. A je najviša ocjena.

**2.4. Niskoprofilni pneumatiki**

Niskoprofilni pneumatiki omogućuju najveće performanse vozila. To su pneumatiki nižeg i šireg profila, koji imaju svojstva prijanjanja i bočne krutosti, čime se povećava stabilnost vozila. To je ključni razlog prelaska na niskoprofilne pneumatike. Pneumatiki manje visine otporniji su na bočne deformacije, odnosno klizanje vozila, *slika 2.11*.



**Slika 2.11. Deformacija standardnog i niskoprofilnog pneumatika u zavoju**

Prednosti niskoprofilnih u odnosu na standardne pneumatike:

- bočna stabilnost vozila u zavojima
- prijanjanje (*adhezija, grip*) na mokroj podlozi
- manja potrošnja energije zbog manjih deformacija (manja *histereza*)
- veće performanse vozila.



### Primjer označavanja niskoprofilnog pneumatika: 205/55 R 16 91 V



**Slika 2.12. Oznaka ljetnog niskoprofilnog pneumatika**

205 - širina pneumatika pod tlakom u mm (B = 205 mm)	16 - promjer naplatka u <i>colima</i> ["] (d=16*25,4=406,4 mm)
55 - visina profila pneumatika (H/B = 55 %, H = 112,75 mm)	91 - indeks nosivosti, za 615 kg, pod propisanim tlakom od 2,5 bara
R - tip pneumatika (R - radijalni)	V - oznaka brzine, maksimalna brzina 240 km/h

#### a) Prijelaz na niskoprofilne pneumatike

Kada se prelazi na niskoprofilne pneumatike, vrijede pravila: **plus 1"**, **plus 2"**, **plus 3"**, odnosno povećanje felge u *colima* (14", 15", 16", 17", 18"), **tablica 2.3**. Pritom se kod većih promjera felgi 16", 17" i 18" prelazi na lakše aluminijske felge.

**Tablica 2.3. Prijelaz na niskoprofilne pneumatike (primjer)**

Dimenzije kotača	Oznaka	Plus* 1"	Plus 2"	Plus 3"
Felga	6x14	7x15	7.5x16	8x17
Pneumatik	195/75 R14	205/65 R15	225/55 R16	235/45 R17
Vanjski promjer	22.5"	22.5"	22.5"	22.5"

\* Pravilo **plus 1"**, i **plus 2"** znači: originalna felga zamjenjuje se felgom većeg promjera s pneumatikom manjeg profila (H), zadržavajući jednaki promjer kotača.

#### Posebne konstrukcije pneumatika

- **RF** – ojačani *pneumatici* (*Reinforced / XL / Extra Load*). Takvi su *pneumatici* ojačane armature, za veće opterećenje kotača.
- **UHP** - *pneumatici* ultravisokih performansi (**UHP**- *Ultra High Performance*). To su niskoprofilni *pneumatici*, visine profila 45% i niže, te dopuštenih brzina vozila preko 240 km/h.

#### Primjer označavanja UHP pneumatika: 305/30 ZR 19 (102 W) XL

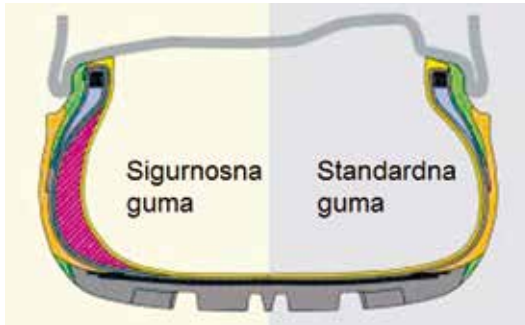
(UHP-Ultra High Performance)

305 - širina pneumatika pod tlakom u mm (B = 305 mm)	19 - promjer naplatka u <i>colima</i> ["], d = 19*25,4 = 482,6 mm
30 - visina profila pneumatika, odnos H/B = 30 %, H = 91,5 mm	102 - nosivost 850 kg do 240 km/h, pod tlakom od 2,9 bar ( <b>tablica 2.1</b> .)
Z - najveća dopuštena brzina vozila 240 km/h	<b>W</b> - maksimalna brzina vozila 270 km/h pod tlakom 3,4 bar ( <b>tablica 2.2</b> .)
R - tip pneumatika (R - radijalni)	<b>XL</b> - pneumatik za veća opterećenja

U zagradi: pneumatiku pri najvećoj brzini od 270 km/h dodijeljen indeks nosivosti 102 W.

### • Runflat pneumatici (RFT- Run Flat Tyre)

**Raunflat** pneumatici imaju ojačane bočne stjenke, **slika 2.13**. Takav pneumatik pruža nastavak vožnje u slučaju naglog gubitka tlaka, uz ograničenje brzine (80-100 km). Konstrukcija bočnice osigurava minimalnu deformaciju i smanjuje mogućnost odvajanja noge i naplatka. Uvjet ugradnje RFT pneumatika je korištenje felge s povišenim uzvišenjem (*hump*). RFT pneumatici kao (i UHP pneumatici) skidaju se i ugrađuju samo na propisanim uređajima za servisiranje, primjerice, prije montaže moraju se zagrijati na određenu temperaturu (25°C).



**Slika 2.13. Usporedba bočnice sigurnosne i standardne gume**

### b) Tlak u pneumaticima

Održavanje konstantnosti tlaka zraka u pneumaticima je vrlo važno za stabilnost vozila i manju potrošnju goriva. Tlak zraka ovisi o opterećenju kotača i radnoj temperaturi pneumatika. Veća težina vozila zahtijeva i veći tlak u pneumaticima. Osobno vozilo koje stalno vozi četiri putnika treba imati veći tlak punjenja u gumama od istog vozila koje vozi samo vozač. Primjerice, prednji i stražnji pneumatici vozila s vozačem, imaju približno jednaki tlak punjenja 200 do 220 kPa (2-2,2 bar), **slika 2.14**. Međutim, kod vozila s četiri putnika, postoji znatna razlika u potrebnom tlaku punjenja prednjih i stražnjih kotača, naprijed 230 kPa (2,3 bar) i straga 300 kPa (3,0 bar). Za sportska vozila, brzine iznad 200 km/h (indeks brzine H-Y) potreban je veći tlak punjenja (2,9 bar), koji pak raste porastom radne temperature pneumatika. Povećanje radne temperature pneumatika za 10°C vodi porastu unutarnjeg tlaka za 0,1 bar.

Skoda					
1.9 TDI (77 kW)	195/65 R 15 91 V	2.2	2.1	2.3	3.0
	205/60 R 15 91 V	2.1	2.0	2.4	3.2
	205/55 R 16 91 V	2.1	2.1	2.3	3.0
	225/45 R 17 91 V	2.2	2.1	2.3	3.0

**Slika 2.14. Utjecaj opterećenja vozila na prilagodbu tlaka u pneumaticima kotača prednje i stražnje osovine**

### Nadzor tlaka

Ventil omogućuje punjenje pneumatika zrakom i kontrolu tlaka, **slika 2.15**. Pri vrtnji kotača, ventili su izloženi opterećenju centrifugalne sile, izmjeničnom savijanju uslijed ubrzavanja i kočenja, toplinskom starenju (uslijed topline kočenja), raznim utjecajima okoline (vlaga, sol, led) i unutarnjem tlaku pneumatika.

Promjeri ventila su standardizirani ( $\varnothing$  8,8 mm, 9,7 mm, 11,3 mm, 15,7 mm). Dužina ventila je različita i ovisi o felgi. Gumeni ventili se pri zamjeni pneumatika zamjenjuju novim ventilima. Osobito je važan brtveni spoj ventila i provrta, koji mora biti kvalitetan, inače može doći do gubitka tlaka i nesigurnosti vožnje. Ventilskim kapicama sprječava se onečišćenje ventila i eventualno propuštanje.

Gumeni ventili (*Snap-In* - za osobna vozila, *Transporter* - za transportere) razvijeni su za normalne tlakove i toplinska opterećenja, a metalni za veće tlakove i opterećenja.

#### **Automatski nadzor tlaka (TPMS)**

Vozila proizvedena od 2014. godine tvornički su opremljena sustavom automatskog nadzora tlaka (TPMS - *Tire Pressure Monitoring System*). Osim mjerenja tlaka neki sustavi za nadzor tlaka mjere i temperaturu stlačenog zraka. Zrak se uslijed zagrijavanja gume širi što utječe na povećanje tlaka u pneumaticima. Stalnost razine tlaka u gumama je važno za održavanje projektirane krutosti pneumatika a prema tome i na sigurnost u vožnji, posebice što pridonosi manjoj potrošnji goriva. Glavna zadaća nadzora tlaka je upozorenje vozača ako jedan ili više kotača ima manji tlak. Konačno, održavanje tlaka u pneumaticima smanjuje stupanj zanošenja vozila, odnosno intervenciju ESC sustava. Koriste se dva tipa TPMS sustava nadzora tlaka, direktni i indirektni sustav mjerenja.



**Slika 2.15. Vrste ventila**

**Direktni sustav nadzora** neposredno mjeri tlak u svim kotačima pomoću TPMS senzora koji je pričvršćen za ventil. Prednost direktnog sustava je upozorenje vozača i aktivno očitavanje tlaka u pojedinim pneumaticima direktno na ploči vozača. Senzor automatski upozorava na tlak koji je 10% do 20% manji od propisanog. Signali tlaka se bežično prenose do upravljačke jedinice.

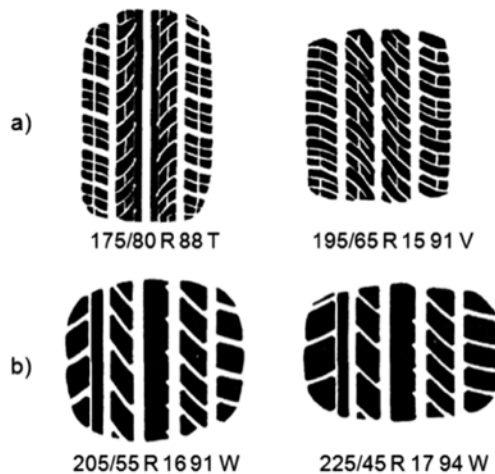
**Indirektni sustav nadzora** osigurava ABS sustav vozila, bez mjeraca tlaka. Senzori vrtnje kotača mjere brzinu vrtnje svakoga kotača. Na temelju vrtnje kotača upravljačka jedinica posredno upućuje na razliku tlakova više od 20%. Kada se kotač vrti brže od očekivanog, automatski upozorava vozača.

#### **c) Kontaktna površina, otisak**

Pritisak kotača na tvrdu podlogu ovisi o opterećenju kotača. Kontaktna površina pneumatika na podlozi ostavlja svoj trag u vidu otiska. Ta površina otiska može biti statička i dinamička. Statički otisak se može odrediti tako da se postavi obojeni kotač na čisti papir i očita površina otiska. Kod osobnih vozila pri tlaku zraka od 2 bara u jednom pneumaticu ta površina u prosjeku iznosi 150 m<sup>2</sup>, dok je kod

teretnih vozila pri tlaku zraka u pneumatiku od 8 bara ta površina iznosi oko 500 m<sup>2</sup>. Sukladno *Pascal*-ovu zakonu, tlak u pneumatiku treba odgovarati pritisku na podlogu. Međutim, kako je gazeća površina gume profilirana kanalima za odvod vode i blata, površina dodira kotača ustvari je površina otiska pneumatika na podlozi. Stvarna površina je manja, pa je stoga kontaktni pritisak pneumatika na tvrdu podlogu veći od tlaka zraka u pneumatiku (oko 50%).

Otisak pneumatika pada s brzinom vrtnje (veća centrifugalna sila), stoga je statički otisak veći od dinamičkog otiska. Promjena dinamičkog otiska može se snimiti pri različitim brzinama kako kod ubrzanja, tako i kod kočenja, na usponu, nizbrdici i zavoju vozila. Razvoj širine otiska pneumatika kod standardnih i niskoprofilnih vozila prikazan je na *slici 2.16.a.b.* S ciljem održavanja konstantne površine otiska i povećanja prijanjanja, omjer dužine i širine otiska površine mijenja se u korist širine pneumatika, posebice kod sportskih vozila. Time se osigurava veći poprečni otisak i prijenos većih bočnih sila.



**Slika 2.16. Otisci pneumatika, a - standardni, b - niskoprofilni**

#### **d) Parametri kotrljanja, prijanjanja i buke kotača**

Uz kotrljanje (valjanje) kotača nastaje i djelomično proklizavanje gume u kontaktu s podlogom, koje omogućuje prijanjanje i prijenos sila na podlogu. Od autogume se istovremeno zahtjeva smanjenje otpora kotrljanja i povećanje prijanjanja. Ova dva naizgled suprotna zahtjeva teško je ostvariti. Međutim, razvojem pneumatika ovi parametri se mogu nezavisno promatrati. To je rezultiralo određivanjem klasa efikasnosti kotrljanja pneumatika i klasa efikasnosti prijanjanja na mokroj podlozi. Primjerice, tehnologija primjene *silike* smanjuje otpor kotrljanja, pri čemu se postiže veća sposobnost prijanjanja na mokroj podlozi. U kontaktu kotača i podloge, mogu se dakle istodobno promatrati: *koeficijent otpora kotrljanja* i *koeficijent prijanjanja*, *slika 2.17.*

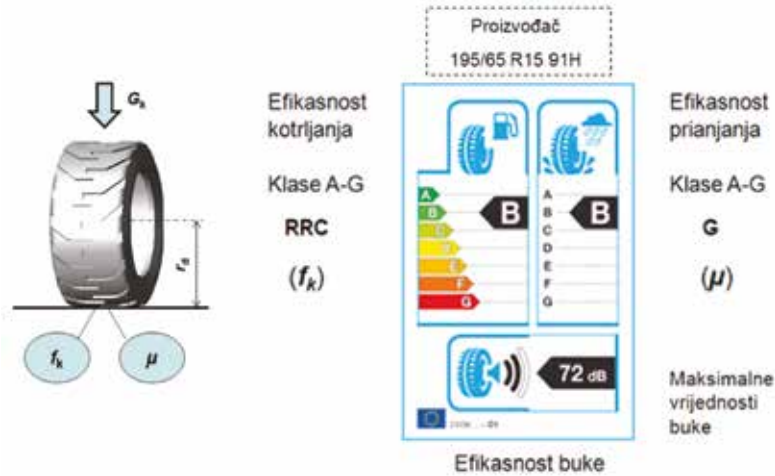
##### **Parametri kotrljanja i prijanjanja kotača**

- koeficijent otpora kotrljanja:  $f_k$  (2.1)

- koeficijent prijanjanja:  $\mu$  (2.2)

**Koeficijent kotrljanja** ( $f_k$ ) ovisi o tlaku zraka u pneumatiku (deformaciji gume), vrsti podloge i brzini kretanja vozila.

**Koeficijent prijanjanja** ( $\mu$ ) ovisi o stanju pneumatika i stanju površine puta (trošnost, suho, vlažno, mokro). Najveće vrijednosti koeficijenta prijanjanja postižu se pri djelomičnom klizanju kotača, koje iznosi između 10% i 20%. Pritom, vozilo može postići najveće performanse kretanja i stabilnosti.



Slika 2.17. Parametri kotrljanja, prijanjanja i buke pneumatika (C1)

## 2.5. Klase efikasnosti pneumatika

Sukladno propisu označavanja i kategoriji vozila, razlikuju se:

- C1 etiketa: gume za putnička vozila / osobna
- C2 etiketa: za laka gospodarska vozila / kombi
- C3 etiketa: za kamione i autobuse

Pneumatici nose određenu etiketu (naljepnicu) s oznakom *efikasnosti potrošnje goriva, prijanjanja na mokroj podlozi, te buke koju proizvodi* – koja pokazuje njihovu efikasnost, koristeći rangiranje od "A" do "G". Informacije o tim podacima pneumatika vidljive su na etiketi svake gume, a sadrže tri klase efikasnosti, *slika 2.17.:*

1. klasa potrošnje goriva (A - G)
2. klasa prijanjanja na mokroj podlozi (A - G)
3. klasa buke i mjerena vrijednost buke (valovi buke, dB)

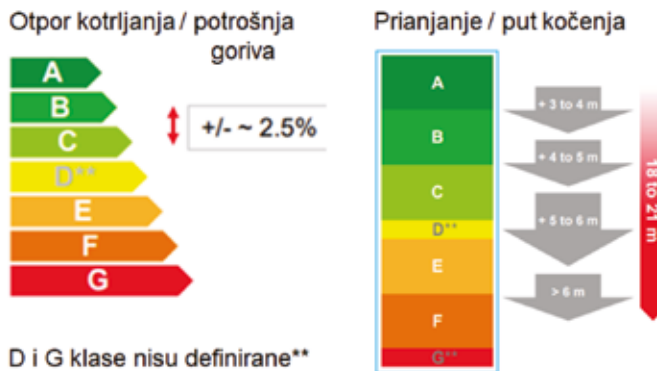
*a) Simbol benzinske crpke* predstavlja potrošnju goriva, temeljenu na otporu kotrljanja pneumatika. Indikator klase efikasnosti od zelene do crvene boje, upoznaje potrošača na energetska efikasnost jedne gume, kao i njegov utjecaj na životnu sredinu, u smislu niže emisije CO<sub>2</sub>.

Ispitivanje klase efikasnosti provodi se prema ISO 28580 normi, koja opisuje laboratorijsko mjerenje otpora kotrljanja pneumatika. Uredba ECE UNECE R 117 opisuje mjerenje prijanjanja na mokroj podlozi pri kočenju, kao i mjerenje buke kotrljanja. Prema tim mjerenjima slijede klase efikasnosti. Označavanje gume na bočnim stranama i označavanje putem etikete pridonosi kvalitetnom izboru pneumatika.

Kod relevantne brzine ispitivanja vozila od 80 km/h, očite su razlike u potrošnji goriva po klasama A, B, C, D, E, F, koje iznose  $\pm \sim 2,5\%$ , *slika 2.18*. Prema tome, postoji razlika u klasi primjene pneumatika po emisiji ispušnih plinova motora, odnosno zaštiti okoliša. Smanjenjem otpora kotrljanja pneumatika značajno se doprinosi energetska učinkovitosti prijevoza, a time i smanjenja štetne emisije ispušnih plinova.

Klasa efikasnosti potrošnje goriva određuje se laboratorijski na temelju koeficijenta otpora kotrljanja (RRC, kg/t, sukladno uredbi EZ 1222/2009), te se kreće u rasponu od A do G (klasa D se ne koristi

kod putničkih vozila). U analizi dinamike vožnje, otpor kotrljanja izražava se *koeficijentom otpora kotrljanja* ( $f_k$ ), kao bezdimenzijskim parametrom. Veća deformacija pneumatika znači veći otpor kotrljanja i veću potrošnju goriva. *Koeficijent otpora kotrljanja* najviše ovisi o tlaku zraka u pneumatiku, vrsti podloge i brzini kretanja vozila. Veća gazna površina gume uzrokuje i veći otpor kotrljanja.



**Slika 2.18. Efikasnosti klasa pneumatika**

**b) Simbol prijanjanja na mokroj podlozi** je čimbenik prijanjanja odnosno sigurnosti kretanja vozila, jer gume sa dobrim prijanjanjem značajno skraćuju put kočenja. Određene su klase prijanjanja od **A** do **G** (**D** i **G** ne koriste). Klasa učinkovitosti prijanjanja određuje se laboratorijski na temelju *indeksa prijanjanja na mokroj površini* (**G**). Razlika pri kočenju od jedne do druge klase na mokroj podlozi, pri brzini vozila od 80 km/h iznosi 1-2 dužine automobila (3,0-6,0 m), i u sredini oko 4,5 m. Prosječna, razlika u kočenju, između klase "A" i "F" iznosi preko 18 m.

U analizi dinamike vožnje prijanjanje se izražava *koeficijentom prijanjanja* ( $\mu$ ), kao bezdimenzijskim parametrom. *Koeficijent prijanjanja* ovisi o stanju pneumatika (novi, korišteni, tlaku zraka) i stanju površine puta (istrošenost, suho, vlažno, mokro). Najveća vrijednost koeficijenta prijanjanja postiže se pri djelomičnom klizanju pneumatika ( $s\%$ ), koje pri trakciji iznosi između 10% i 20%. To je tzv. *područje gripa*, u kojemu vozilo može postići najveće performanse kretanja. Što je kraći zaustavni put kočenja, to je klasa bolja. Primjerice, kod brzine ispitivanja vozila od 80 km/h, *zelene gume* s oznakom "A" pružaju najviše prijanjanja na mokroj cesti, a najmanje pružaju gume s oznakom „F“. Vozila s *crvenim* gumama "F" oznake imaju 18 do 21 m duži put kočenja do zaustavljanja u usporedbi s gumama „A“ oznake, **slika 2.18**.

**c) Simbol zvučnika označava buku** koju proizvode pneumatiki pri kotrljanju. Buka se snima na razdaljini 7,5 m od staze. Razina vanjske buke pokazuje maksimalne vrijednosti pritiska zraka, mjerene u decibelima (dB), koju proizvodi vozilo pri brzini od 80 km/h. Buka gume loše utječe na udobnost vozača i na okolinu.

Bučnost pneumatika označava se valovima buke. Što je manje *crnih valova*, guma je tiša:

- 1 crni val - *tih* pneumatiki (69 dB) buka je 3dB niža od propisane buke
- 2 crna vala - *umjereno bučni* pneumatiki, (72 dB) na razini propisanog europskog limita (2016)
- 3 crna vala – *bučni* pneumatiki, *buka je veća od propisane* (europski limit, 2015)

Kroz inovativna rješenja gaznog sloja nastoji se smanjiti buka. Tehnologija tankog sloja specijalne *polyuretan* pjene (*Continental, ContiSilent*) prigušuje zvučne valove nastale kotrljanjem pneumatika, **slika 2.19**.

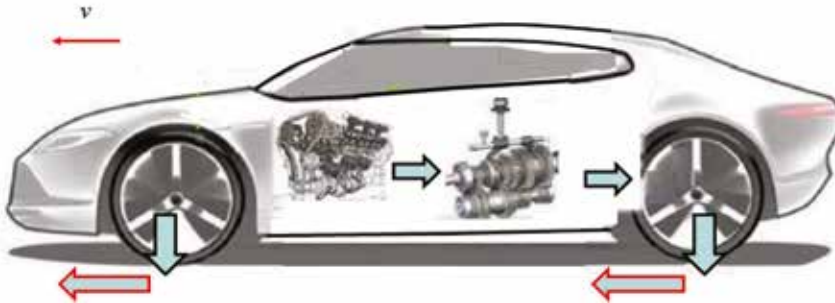


Slika 2.19. Apsorber buke pneumatika

#### d) Homologacija kotača / pneumatika

Homologacijsko ispitivanje je postupak kojim ovlaštena ustanova ispituje sukladnost vozila s odredbama o homologaciji dijelova i opreme, koje se odnosi na sigurnost uporabe vozila i zaštitu okoliša. Proizvođači automobila ili dijelova za automobile, prije početka proizvodnje nekog novog modela ili dijela na njemu, moraju obaviti homologacijsko ispitivanje kod ovlaštene ustanove, tako da vozila kada stignu na tržište imaju homologacijske oznake.

Homologacija kotača/gume povezuje se sa motorom i prijenosnicima snage, tj. s vrstom motora i mjenjača, odnosno podvozja vozila (broj šasije), *slika 2.20*.



Slika 2.20. Homologacija kotača u sustavu pogona vozila

Obzirom na važnost pneumatika s gledišta sigurnosti vožnje, te ekoloških kriterija (manja potrošnja goriva, manje štetnih ispušnih plinova, manja buka), proizvođači vozila homologiraju najbolje dimenzije kotača/gume za određeni model vozila i moguće alternative. Takva guma pored homologacijske oznake proizvođača guma (npr. **E 4 025**...) dobiva i kodnu oznaku *proizvođača vozila* (*Code*) na bočnoj strani gume. Primjerice, kod *Mercedes* vozila pneumatici nose kodnu oznaku **M0**, kod *Land Rovera* **LR**, kod *Porschea* **N0, N1, N2**. Pneumatici kod *Audi* vozila nose kodne oznake **A0, A01, AOE** (*run-flat*), a oznake za *Audi Q* su: **R01, R02** i **R03**.

## 2.6. Zimski pneumatici

Za vrijeme zimskih uvjeta na cestama motorna vozila moraju imati propisanu zimsku opremu. Pod zimskom opremom podrazumijevaju se jednake zimske gume na svim kotačima ili jednake ljetne gume s najmanjom dubinom profila od **4 mm** i lancima za snijeg. Zimski uvjeti vezani su vremenskim razdobljem od **15. studenoga do 15. travnja** slijedeće godine. Međutim, zimski uvjeti vrijede i izvan toga razdoblja ako se ceste pod snijegom i ledom..

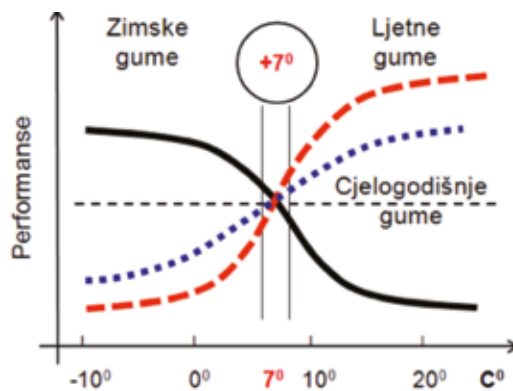
**Ljetni pneumatici** imaju veću dodirnu površinu s cestom pa mogu prenijeti veće vučne ili kočne sile u dobrim uvjetima kretanja. Ljetne gume ispod  $+7^{\circ}\text{C}$  gube na elastičnosti, kao i svojstva prijanjanja za podlogu, što utječe na realizaciju performansi vozila. U zimskim uvjetima, gazeća površina otvrdne, te je zbog manje širine utora, prijanjanje na cesti lošije, a put kočenja duži. Nominalna dubina kanala ljetnih guma iznosi **8 mm**, a najmanja dopuštena iznosi **1,6 mm**. Preporuka proizvođača je zamjena guma već kod **3 mm** dubine kanala.

**Zimski pneumatici** elastični su i pri niskim temperaturama (do  $-30^{\circ}\text{C}$ ). Zimske gume razlikuju se od ljetnih guma, ne samo po dezinu gazećeg sloja, nego i po smjesi od koje je proizveden gazeći sloj, što omogućuje bolje prijanjanje u hladnim, vlažnim i snježnim uvjetima. Smjesa gazećeg sloja zimskih guma sadrži više prirodne gume i *silike* kako bi se smanjio efekt otvrdnjavanja i gubitka elastičnosti, a povećala ljepljivost.

Zimski pneumatici imaju manju dodirnu površinu i veći broj širih odvodnih kanala za vodu, snijeg i blato. Gazeća površina je mekša i osigurava bolje prijanjanje na cesti kod niskih temperatura, ali se zato na suhoj cesti brzo troši. Na mokroj cesti zimske gume brže dopiru do ceste pa su otpornije na pojavu *aquaplaninga*. Zimske gume sadrže najmanje 25% "praznina" otiska gazeće površine (kanala, šara), koje sadrže nekoliko puta više odvodnih kanala i šara od ljetnih guma, što omogućuje izbacivanje vode, bljuzgavice i snijega. Nominalna dubina kanala zimskih guma iznosi **8-10 mm**, a najmanja dopuštena dubina iznosi **4 mm**. Zimski pneumatici nose dodatnu oznaku: **M+S** i simbol planine i snježne pahuljice. Takve gume zadovoljavaju strožije kriterije testa u zimskim uvjetima (ASTM).

Performanse vozila sa ljetnim i zimskim gumama ocjenjuju se testovima, *slika 2.21.*:

- vuča na snijegu i ledu (vrijeme ubrzanja)
- vučna na mokroj cesti (vrijeme ubrzanja)
- kočenje na suhom (put kočenja)
- kočenje na mokroj cesti (put kočenja)
- upravljanje na suhoj cesti (zanošenje)
- upravljanje na mokroj cesti (zanošenje)




**Slika 2.21. Performanse vozila obzirom na vrste pneumatika i vanjsku temperaturu**

Oznaka zimskih pneumatika prepoznaje se po dodatnom označavanju, za vožnju po blatu i snijegu (**M+S**), sa simbolom planine/snježne pahuljice (  ), *slika 2.22.*



### Primjer označavanja zimskog niskoprofilnog pneumatika

245/45 R 17 99 H M+S 

245 - širina pneumatika ( $B = 245$  mm)

45 - profil  $H/B = 45\%$ ,  $H = 45\% \cdot 245 = 110,25$  mm

R - radijalni pneumatik

17 - promjer felge (17 inča)

99 - indeks nosivosti (775 kg)

H - indeks brzine (210 km/h)

M+S - pneumatici za uporabu po blatu (*Mud*) i snijegu (*Snow*), bez oznake snježne pahuljice ne dokazuje snježni ASTM test.

Pored **M+S** logotipa, dodaju se simboli planine i pahuljice. Udruženja proizvođača guma Kanade i SAD-a usvojila su proceduru za testiranje guma za oštre zimske uvjete prema testu **ASTM** (*Američko društvo za testiranje i materijale - American Society for Testing and Materials*). Dizajn gaznog sloja, struktura i materijali od kojih su proizvedene gume za oštre zimske uvjete osiguravaju bolje vučne i kočne performanse. Testovi prijanjanja pokazuju da gume sa simbolom snježne pahuljice imaju oko 10% bolja svojstva prijanjanja na snijegu od zimskih guma samo s **M+S** oznakom.

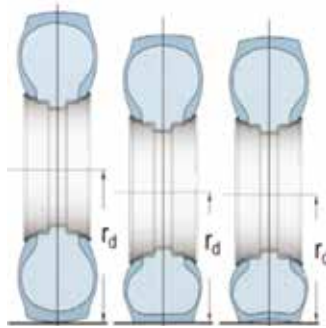
**Cjelogodišnji - svesezonski pneumatici** (*all season*) čine kompromis između ljetnih i zimskih karakteristika. Gume postaju *tvrde* već pri  $-10^{\circ}\text{C}$ . Označavaju se kao **M+S** gume. Ljetna guma ljeti je uvijek bolja od cjelogodišnje gume, kao što je i zimska guma zimi bolja od cjelogodišnje gume.



Slika 2.22. Oznaka zimskog niskoprofilnog pneumatika

## 2.7. Radijus kotača

Utjecaj promjene tlaka na dinamički radijus kotača ( $r_d$ ), prikazan je na *slici 2.23*. Pri normalnom opterećenju i propisanom tlaku zraka, otisak pneumatika je ravnomjeran, kao i njegovo trošenje. Veći tlak zraka i veća brzina vrtnje uzrokuje veći radijus okretanja i visinu osovine kotača, ali i veće trošenje središnjeg dijela gume. Manji tlak uzrokuje manji radijus okretanja i veće trošenje bočnih dijelova gume, posebice kod većih brzina. Ukoliko tlak u pneumaticima svih kotača nije ispravan, gume se nejednoliko troše. Trošenje samo lijevog ili samo desnog boka gume upućuje na nepodešenu geometriju kotača. Kotači se opremaju pneumaticima jednakih dimenzija na svim kotačima, bez obzira na pogon 4x2 ili 4x4.



**Slika 2.23. Promjena dinamičkog radijusa kotača**

Centrifugalna sila kotača uzrokuje promjenu opsega a prema tome i radijusa kotrljanja kotača, *slika 2.24*. Pri brzinama vozila većih od 60 km/h povećava se opseg kotača, koji se može izračunati prema izrazu:

$$O_d = O (1 + 0,1 k_v) \quad (2.3)$$

$O_d$  - dinamički opseg kotača

$O$  - slobodni opseg kotača,  $O = 2 \pi r_o$

$k_v$  - faktor brzine vozila

$r_o$  - slobodni radijus opterećenog kotača

$v$ (km/h)	60	90	120	150	180	210
$k_v$	0	0,1	0,2	0,4	0,7	1,1

Dinamički radijus kotača je polumjer kotrljanja kotača

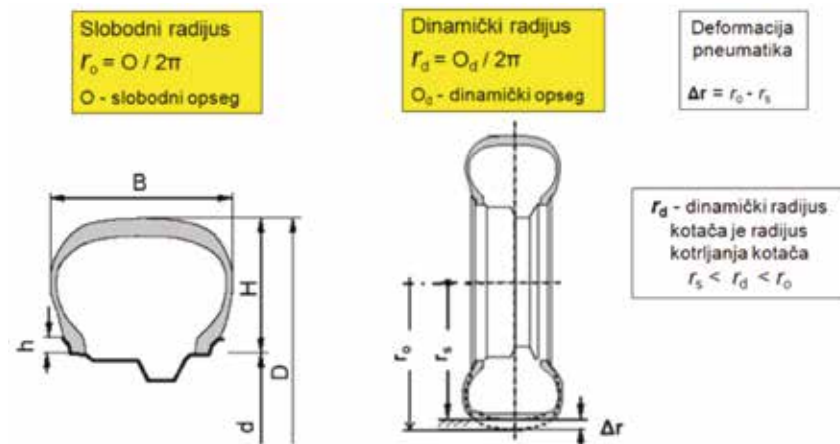
$$r_d = O_d / 2 \pi \quad (2.4)$$

Odnos radijusa kotača (*statički, dinamički, slobodni*)

$$r_s < r_d < r_o$$

Praktično, dinamički radijus kotača računa se prema izrazu:

$$r_d \approx 0,97 r_o \quad (2.5)$$



**Slika 2.24. Profil pneumatika i radijus kotača**

$B$  - širina pneumatika,  $H$  - visina pneumatika,  $D$  - promjer kotača,  $d$  - promjer felge,  $h$  - rog,  $r_s$  - statički radijus,  $r_d$  - dinamički radijus,  $r_o$  - slobodni radijus

*Primjer određivanja dinamičkog radijusa kotača i brzine vozila*

- oznaka pneumatika: 185/60 R 15 91 H

- širina pneumatika,  $B = 185 \text{ mm}$
- visina pneumatika,  $H = 60\% B = 0,6 \times 185 = 111 \text{ mm}$
- promjer naplatka / felge,  $d = 15''$ ,  $d = 381 \text{ mm}$
- slobodni radijus kotača je:
 
$$r_o = d/2 + H = (15''/2)25,4 + 111 = 301,5 \text{ mm}$$

$$r_o = 301,5 \text{ mm}$$
- dinamički radijus kotača je:
 
$$r_d \approx 0,97 r_o = 0,97 \times 301,5$$

$$r_d \approx 292,45 \text{ mm}$$

### Obodna brzina kotača (kinematička brzina vozila)

$n_k$  - broj okretaja kotača

$$n_k = n_m / i_{tri} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (2.6)$$

$n_m$  - broj okretaja motora  $[\text{min}^{-1}]$

$i_{tri}$  - omjer transmisije u određenom stupnju prijenosa mjenjača ( $i = 1 \div n$ )

$v$  - brzina vozila

$$v = 2 r_d \pi n_k = r_d \frac{\pi n_m}{30 i_{tri}} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$v = 2 r_d \frac{\omega_m}{i_{tri}} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (2.7)$$

#### Napomena:

Stvarna brzina vozila koju pokazuje brzinomjer vozila je manja, zbog istrošenosti guma, proklizavanja kotača i greške instrumenta.

## 2.8. Vučna sila kotača

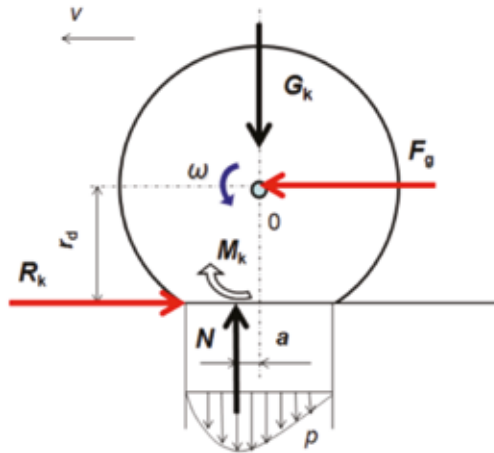
### Pojam kotrljanja kotača

Pri jednolikom okretanju kotača na ravnoj podlozi i deformacije pneumatika nastaju otpori kotrljanja. Kako se kotač okreće, deformacija pneumatika se premješta po obodu kotača, kao najniža točka koja je u dodiru s podlogom. Unutarnje trenje gume pri deformaciji uzrokuje otpor kotrljanja koji se suprotstavlja kretanju kotača na podlozi  $R_k$ , kao i moment otpora kotrljanja kotača  $M_k$ . Kotač motornog vozila može biti u stanju jednolikog okretanja, kao: *vođeni kotač*, *pogonski kotač* i *kočeni kotač*. Na pogonskom kotaču realizira se vučna sila, a kočna sila na kočnom kotaču.

#### a) Vođeni kotač

Sile na vođenom kotaču pri jednolikom okretanju prikazane su na  *slici 2.25*. Sila guranja kotača  $F_g$  izaziva otpore kotrljanju kotača  $R_k$ . Histereza gume je uzrok nesimetričnog rasporeda pritiska ispod kotača, što pozicionira normalnu (okomitu) silu  $N$  pomaknutu ispred osi kotača za hvatište (a). Sile na kotaču su:

- vertikalno opterećenje kotača,  $G_k$
- normalna reakcija podloge,  $N$
- sila guranja kotača,  $F_g$
- opor kotrljanja kotača,  $R_k$
- moment otpora kotrljanju kotača,  $M_k$



**Slika 2.25. Sile na vođenom kotaču i tvrdj podlozi**

$F_g$  - sila guranja kotača ( $F_g = R_k$ ),  $N$  - normalna reakcija ispod kotača ( $G_k$ ),  
 $a$  - hvatište sile,  $M_k$  - moment otpora kotrljanju,  $\omega$  - kutna brzina

### Otpor kotrljanja kotača

Iz uvjeta statičke ravnoteže,  $\Sigma M_0 = 0$ , slijedi:

$$R_k r_d = N a$$

$$R_k = N a / r_d$$

Odnos deformacije i promjera uzrokuje otpor kotrljanju kotača, pa se taj odnos naziva koeficijent otpora kotrljanja kotača.

### Koeficijent otpora kotrljanja kotača

$$f_k = \frac{a}{r_d} \quad (2.8)$$

$$R_k = f_k N \quad [\text{N}] \quad (2.9)$$

Manjom deformacijom pneumatika ( $a$ ) i većim radijusom kotača ( $r_d$ ), postiže se manji koeficijent otpora kotrljanja ( $f_k$ ). Na deformaciju pneumatika ( $a$ ) utječe vrsta podloge na kojoj se kotrlja kotač, tlak zraka u pneumatiku, brzina vozila, i drugo. Stvarni koeficijent otpora kotrljanja kotača dobiva se eksperimentalnim ispitivanjem kotača.

### Moment otpora kotrljanju kotača

$$M_k = N a \quad [\text{Nm}] \quad (2.10)$$

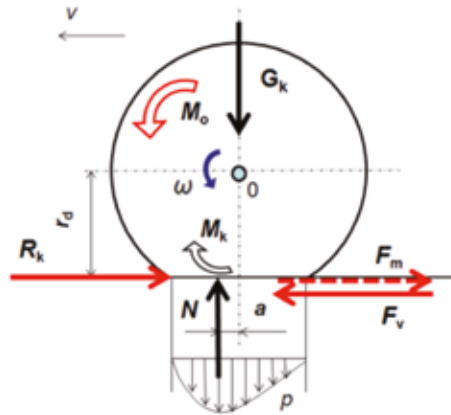
$$M_k = N f_k r_d \quad [\text{Nm}]$$

$M_k$  se najčešće zbog malih vrijednosti zanemaruje.

### b) Pogonski kotač

Pogonski moment  $M_o$  uzrokuje na podlozi reaktivnu silu, tj. vučnu silu  $F_v$  koja pokreće kotač ( $F_v = R_k$ ), **slika 2.26**. Ta sila uzrokuje dodatnu deformaciju pneumatika pa je hvatište sile ( $a$ ) veće nego kod vođenog kotača. Međutim, ta razlika između koeficijenta otpora kotrljanja pogonskog i vođenog kotača je vrlo mala, pa se praktično zanemaruje. Dakle, otpor kotrljanja pogonskog kotača je:

$$R_k = f_k G \quad [\text{N}] \quad (2.11)$$



**Slika 2.26. Sile na pogonskom kotaču i jednolikom okretanju**

### Vučna sila kotača

Na pogonskim kotačima realizira se vučna sila. Razlikuju se sljedeći pojmovi vučne sile:

$F_m$  - motorna vučna sila

$F_v$  - vučna sila

$F_{rv}$  - raspoloživa vučna sila

$F_\mu$  - sila prijanjanja/adhezije (najveća moguća vučna sila)

• **Motorna vučna sila** je sila motora, svedena na kotač:

$$F_m = \frac{M_o}{r_d} \quad [\text{N}] \quad (2.12)$$

$M_o$  - pogonski moment kotača

$r_d$  - dinamički radijus kotača

Vučna sila  $F_v$  je reakcija motorne vučne sile na obodu kotača, u točki dodira pogonskih kotača i podloge (III. Newtonov zakon, *zakon akcije i reakcije*). To je ustvari pokretačka sila kotača:

$$F_v = F_m \quad (2.13)$$

• **Raspoloživa vučna sila**

Raspoloživa vučna sila je rezultirajuća sila ispod kotača, koja omogućuje ubrzanje vozila:

$$F_{rv} = F_v - R_k \quad [\text{N}] \quad (2.14)$$

• **Sila prijanjanja (adhezije, grip)**

Sila prijanjanja granična je vrijednost vučne sile. To je najveća vrijednost sile koju kotači mogu prenijeti na podlogu i koju podloga može primiti iz uvjeta prijanjanja, a da pritom ne dolazi do klizanja ili rušenja strukture podloge. Sila prijanjanja je produkt:

$$F_\mu = \mu N \quad [\text{N}] \quad (2.15)$$

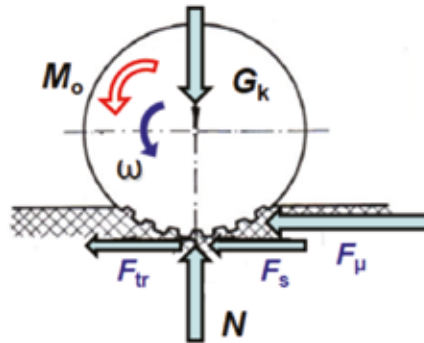
$\mu$  - koeficijent prijanjanja

$N$  - normalna reakcija ispod kotača

Postoji bitna razlika između pojmova klasičnog *koeficijenta trenja u fizici* ( $\mu_t$ ) i *koeficijenta prijanjanja ispod kotača* ( $\mu$ ).

## Koeficijent prijanjanja kotača

Djelovanje sile ispod kotača prikazano je na slici 2.27.



Slika 2.27. Prijanjanje pneumatika i podloge

Sila prijanjanja pneumatika i podloge je zbroj dviju komponenti, *sile trenja klizanja* i *sile zadiranja u podlogu*. Zadiranje pneumatika u podlogu odgovara naprezanju dijelova gume na smicanje (odsijecanje). U području manjih brzina, komponenta klizanja ima dominantnu ulogu. S porastom brzine kretanja ta komponenta slabi, a komponenta zadiranja raste. Pri brzinama većim od 100 km, ta komponenta je dominantna za prijanjanje. Stoga se pneumatici pri velikim brzinama vrtne brže troše, kao i asfaltna podloga. Dakle, sila prijanjanja ( $F_\mu$ ) je zbroj sile trenja klizanja ( $F_{tr}$ ) i sile smicanja ( $F_s$ ):

$$F_\mu = F_{tr} + F_s$$

$$\mu N = \mu_{tr} N + F_s$$

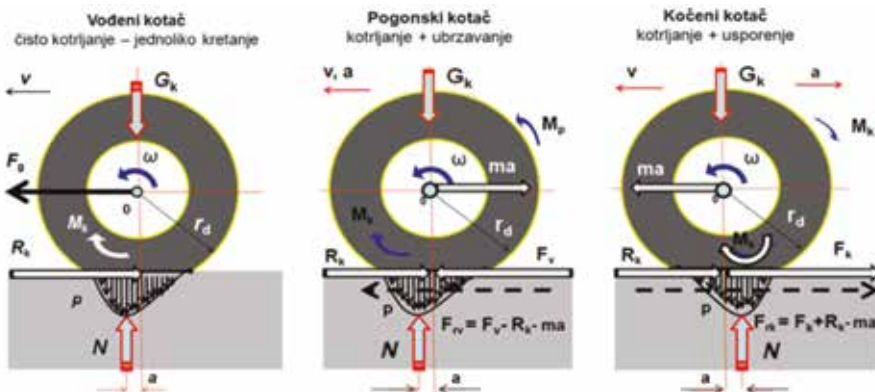
Slijedi koeficijent prijanjanja:

$$\mu = \mu_{tr} + F_s / N \quad (2.16)$$

Kako taj izraz nije prikladan za praktičnu primjenu, koeficijent prijanjanja dobiva se ispitivanjem vozila. Pri kretanju po suhoj asfaltnoj i betonskoj cesti, vrijednosti koeficijenta prijanjanja iznose:  $\mu = 0,7-0,8$ , a kod kretanja po snijegu:  $0,1-0,2$ .

### c) Kočeni kotač

Moment kočenja  $M_k$  odnosno kočna sila  $F_k$ , uzrokuje deformaciju pneumatika za hvatište sile ( $a$ ). Raspored pritiska ispod kotača kao posljedica histerize gume suprotan je u odnosu na pogonski kotač. Usporedba sile koje djeluju na vođeni, pogonski i kočeni kotač, prilikom ubrzanja i usporenja, prikazana je na slici 2.28.



Slika 2.28. Sile na vođenom, pogonskom i kočnom kotaču

## 2.9. Krutost pneumatika

Pneumatici su uslijed opterećenja deformabilni cijelim svojim oblikom, a mjera toga je njihova krutost pneumatika. Deformacije pneumatika utječu na prijenos horizontalnih i vertikalnih sila, odnosno na sigurnost upravljanja vozilom i potrošnju energije. Relevantne deformacije pneumatika su:

- radijalna deformacija
- tangencijalna deformacija
- bočna deformacija

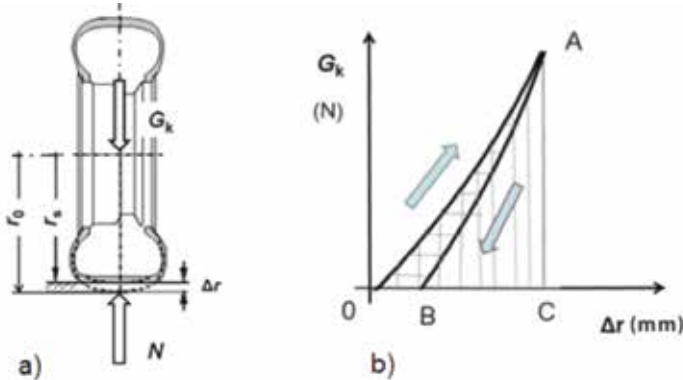
### a) Radijalna krutost

Radijalna deformacija pneumatika uzrokuje promjenu polumjera (radijusa) kotača, *slika 2.29.a*. Odnos vertikalnog statičkog opterećenja kotača i deformacije pneumatika određuje *radijalnu krutost pneumatika*:

$$C_r = \frac{G_k}{\Delta r} \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (2.17)$$

$G_k$  - vertikalno opterećenje kotača

$\Delta r$  - radijalna deformacija pneumatika

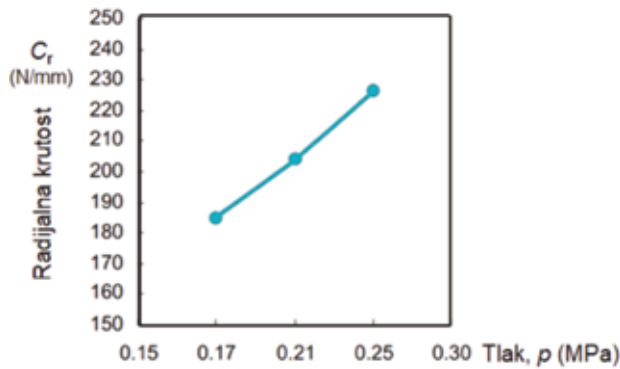


**Slika 2.29. Radijalna krutost pneumatika**

$r_0$  – slobodni radijus neopterećenog kotača,  $r_s$  – statički radijus opterećenog kotača,

$G_k$  – opterećenje kotača,  $N$  – reaktivna sila,  $\Delta r$  – radijalna deformacija

Krivulja opterećenja i rasterećenja pneumatika prikazana je na *slici 2.29.b*. Gubitak uložene energije na deformaciju naziva se **histereza**. Rad utrošen na vertikalnu deformaciju je: O-A-C, a histerezni gubici: O-A-B. Zbog toga karakteristika opterećenja pneumatika nije sasvim linearna. To je posljedica trenja čestica unutar gume, kada se dio energije pretvara u toplinu i prenosi na okolinu. Radijalna krutost najviše ovisi o tlaku zraka u pneumatiku, *slika 2.30*.



**Slika 2.30. Promjena radijalne krutosti s padom tlaka pneumatika (195/70 R 14)**

Promjena tlaka od  $p = 0,17 - 0,25$  MPa uzrokuje promjenu krutosti od  $C_r = 180 - 220$  N/mm. Kotači su tijekom vožnje različito opterećeni, osobito kod kočenja, ali zahvaljujući konstrukciji gumenog omoča, tlak zraka u pneumatiku zadržava konstantnu vrijednost a prema tome i zadanu krutost.

### b) Tangencijalna krutost

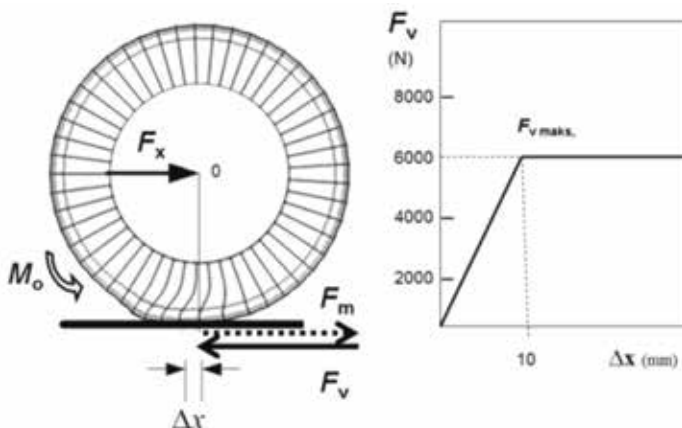
Motorna vučna sila ( $F_m$ ) uzrokuje u dodiru s podlogom obodnu odnosno tangencijalnu deformaciju pneumatika, **slika 2.31**. Ovisnost te sile o uzdužnoj deformaciji ( $\Delta x$ ) određuje *tangencijalnu krutost pneumatika*:

$$C_x = \frac{F_m}{\Delta x} \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (2.18)$$

$F_m$  - motorna vučna sila (vučna sila  $F_v$ )

$\Delta x$  - uzdužna deformacija pneumatika

U prednjem dijelu dodirne površine pri kotrljanju kotača dolazi do tlačenja radijalnih linija gume, a u stražnjem do razmicanja. Linearna ovisnost klizanja zbog deformacije gume omogućuje prijanjanje kotača za podlogu i prijenos vučne sile na podlogu. Nakon dostignute granične vrijednosti vučne sile ( $F_{\mu} = F_{v \text{ maks}}$ ) dolazi do klizanja, koje se opisuje faktorom relativnog klizanja kotača ( $s$  %), kao relevantnog parametra aktivnih sustava sigurnosti kretanja vozila (ABS, ASR, ESC).



**Slika 2.31. Tangencijalna krutost pneumatika**

$M_o$  - okretni moment,  $F_m$  - motorna vučna sila,  $F_v$  - vučna sila ( $F_m = F_v$ )



### c) Bočna krutost

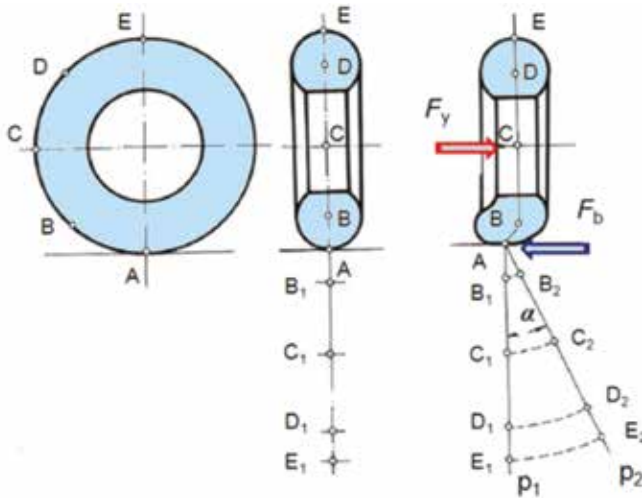
Bočna deformacija pneumatika nastaje pri skretanju vozila, pri vožnji na poprečnom nagibu i pri udaru bočnog vjetro. Ovisnost bočne sile ( $F_y$ ) o poprečnoj deformaciji pneumatika ( $\Delta y$ ) određuje **bočnu krutost pneumatika**:

$$C_y = \frac{F_y}{\Delta y} \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (2.19)$$

$F_y$  - bočna sila kotača ( $F_b$ )

$\Delta y$  - poprečna deformacija pneumatika

Pod djelovanjem bočne sile na kotač ( $F_y$ ) i elastičnosti pneumatika, os naplatka kotača pomiče se u odnosu na pravac kretanja, što uzrokuje skretanje kotača pod određenim kutom ( $\alpha$ ), *slika 2.32*. Bočna sila u dodiru kotača i podloge ( $F_b$ ) osigurava upravljanje vozilom. Kotrljanje opterećenog kotača u zavoju odvija se u pravcu  $p_2$ , a ne u pravcu  $p_1$ , tj. kotač skreće po tom kutu. Kada bočna sila dostigne vrijednost sile prijanjanja, skretanje kotača prelazi u klizanje i zanošenje kotača. Praktično, bočna krutost ( $C_y$ , N/m) promatra se kao funkcija kuta klizanja ( $C_\alpha$ ), izražena u stupnjevima ili radijanima ( $N/^\circ$ ,  $N/\text{rad}$ ).



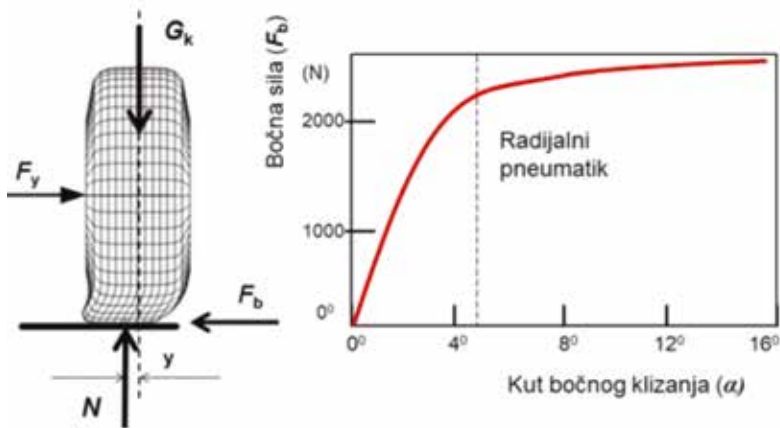
**Slika 2.32. Bočna deformacija pneumatika i kut klizanja kotača ( $\alpha$ ),**

Bočna sila, kao otpor klizanju, ovisi o bočnoj krutosti pneumatika ( $C_\alpha$ ) i kutu klizanja ( $\alpha$ ). Povećanjem kuta bočnog klizanja (preko  $5^\circ$ ) kontaktna površina gume prelazi iz područja prijanjanja u područje klizanja, stoga se naziva *kut bočnog klizanja (slip angle)*. Bočna sila koju pneumatik može primiti je od velike važnosti za upravljanje vozilom, *slika 2.33*. Za male vrijednosti kuta klizanja (do  $5^\circ$ ), bočna sila je funkcija kuta klizanja, pa vrijedi linearna jednakost:

$$F_b = C_\alpha \alpha \quad [N] \quad (2.20)$$

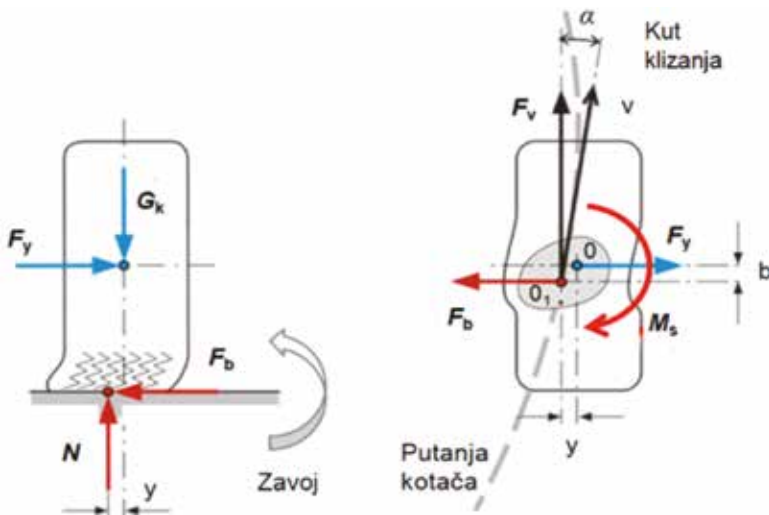
$C_\alpha$  - bočna krutost pneumatika ( $N/^\circ$ ,  $N/\text{rad}$ )

$\alpha$  - kut bočnog klizanja ( $^\circ$ , rad)



Slika 2.33. Bočna krutost pneumatika

Pri skretanju kotača, središte otiska gume pomiče se bočno za krak ( $y$ ), kontaktna površina je pomaknuta, kako je prikazano na *slici 2.34*. Novo središte otiska gume je u središtu kontaktne površine ( $O_1$ ). To je ishodište normalne reakcije ( $N$ ), vučne sile ( $F_v$ ), bočne sile ( $F_b$ ) i momenta stabilizacije oko osi kotača ( $M_s$ ). Hvatište bočne sile ( $F_b$ ) ne poklapa se s hvatištem poprečne sile ( $F_y$ ) koja djeluje na osovinu kotača. Te sile uzrokuju moment stabilizacije ( $M_s$ ) koji ima tendenciju vraćanja kotača.

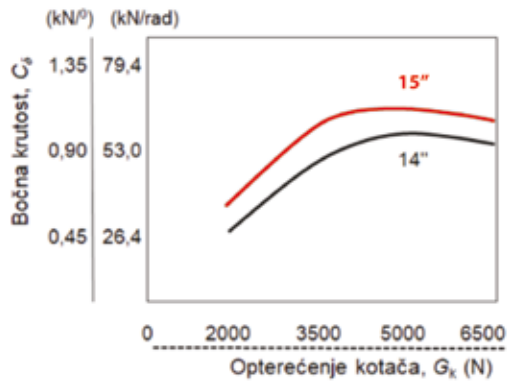


Slika 2.34. Shema sili pri skretanju kotača

$F_v$  - vučna sila,  $F_b$  - bočna sila,  $\alpha$  - kut klizanja,  $v$  - brzina vozila

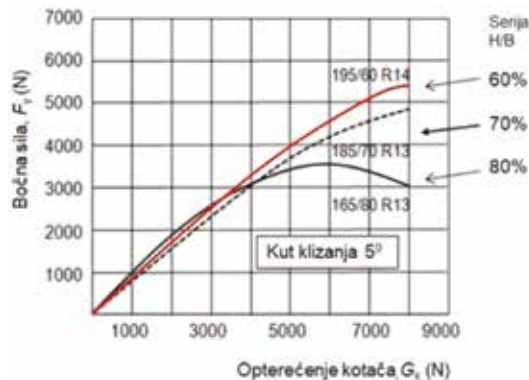
#### d) Značaj bočne krutosti

Usporedni prikaz bočne krutosti pneumatika, kod dva promjera kotača, dan je na *slici 2.35*. Povećanjem naplatka ( $15''$ ), odnosno smanjenjem profila pneumatika povećava se krutost. Opterećenje kotača i tlak zraka u pneumatiku glavni su čimbenici bočne krutosti određenog pneumatika, koja ima značajan utjecaj na upravljanje i stabilnost vozila u zavojima. Prosječne nominalne vrijednosti opterećenja kotača iznose: kompaktna klasa 3000 N (*Polo*), srednja klasa 5000 N (*Passat*), viša klasa 6000 N (*Audi A8*).



Slika 2.35. Bočna krutost pneumatika (felga 14" i 15")

Odnos između kutova bočnog klizanja pojedinih kotača određuje ponašanje vozila u zavoju i sigurnost upravljanja. Veća vrijednost kuta klizanja na prednjim kotačima pretpostavlja slučaj *podupravljanja* vozila, a veća vrijednost na stražnjim kotačima pretpostavlja slučaj *preupravljanja* vozila. Bočna sila u funkciji opterećenja nekoliko pneumatika prikazana je na *slici 2.36*. Do kuta klizanja  $\alpha = 5^\circ$  bočna sila drži linearnu ovisnost kuta klizanja ( $F_y = C_a \alpha$ ). Do 4000 N po kotaču nema bitne razlike između pneumatika, ali pri većem opterećenju balon pneumatika 165/80 R 13 smanjuje se bočna sila, pa kotač gubi silu vođenja. Nasuprot tome, niskoprofilni pneumatik 195/60 R14, može primiti veće bočne sile, što osigurava upravljanje i *bočnu stabilnost vozila*. Niskoprofilni pneumatici mogu prenijeti *veće* bočne sile vođenja nego standardne serije, što u zavoju omogućava veće performanse ubrzanja. Kotači vozila imaju obično jednake bočne karakteristike pneumatika, odnosno jednake pneumatike na svim kotačima, kako propisuju proizvođači vozila.



Slika 2.36. Bočne karakteristike serije pneumatika

(Tehnika motornih vozila, 2015)

### e) Integracija pneumatika u sustave aktivne sigurnosti

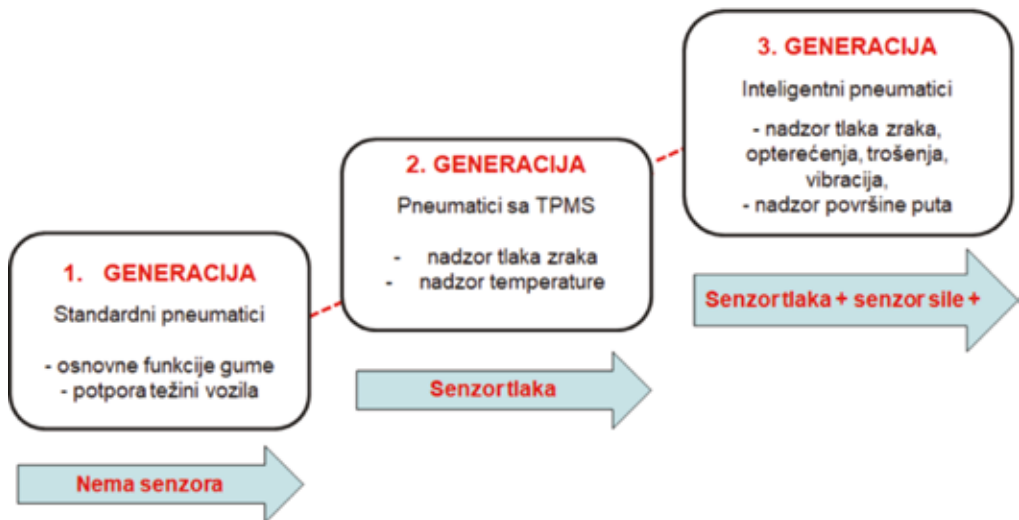
Mala površina ispod kotača osobnog vozila ( $\approx 4 \times 150 \text{ cm}^2$ ) nije dovoljna pružiti velike performanse i sigurnost kretanja vozila, posebice u uvjetima vožnje po kiši i snijegu. Kako su kotači u sustavu sigurnosti uporabe vozila i potrošnje goriva, proizvođači vozila homologiraju najbolju vrstu kotača/guma i dopuštene alternative kotača. Sigurno upravljanje vozilom ovisi i o svojstvima krutosti pneumatika, koji je sastavni dio kinematike upravljanja. Stoga se pneumatici rade određenih svojstava krutosti, kako bi mogli prenijeti i primiti vučne, kočne i bočne sile u kontaktu s podlogom i biti integralni dio aktivne

sigurnosti kretanja i zaštite okoliša.

Kotači motornih vozila se opremaju pneumaticima, tako da su:

- ljetne ili zimske gume jednake na svim kotačima, bez obzira na pogon 4x2 i 4x4, dimenzije kotača (15", 16", 17", 18"), odnosno prema preporuci proizvođača (prednje i stražnje gume mogu biti različite širine).
- sa TPMS sustavom nadzora tlaka zraka, koji osigurava držanje konstantnosti tlaka s obzirom na svojstva kotrljanja, prijanjanja i stvaranja buke,
- jednake starosti guma. Svojstva gume slabe starenjem, pa tako produžuju put kočenja i utječu na stabilnost upravljanja.
- ravnomjerne istrošenosti, dubine kanala najmanje 3 mm, koje na mokroj podlozi pruža dovoljno sigurno zaustavljanje vozila.

Dok se sklopovi i uređaji podvozja radikalno tehnološki usavršavali kako bi se zadovoljili strogi zahtjevi, zaostajao je doprinos pneumatika. Međutim, buduća generacija pneumatika nudi veću sigurnost upravljanja vozilom, smanjivanjem stupnja zanošenja (ugradnja više senzora). Obzirom na mogućnost kontrole i uključivanje pneumatika u aktivne sustave stabilnosti vozila, mogu se razlikovati tri generacije pneumatika, *slika 2.37*.

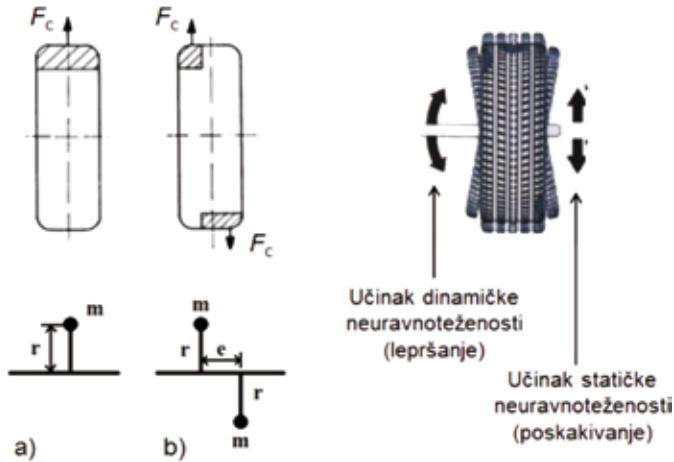


*Slika 2.37. Generacije pneumatika*

## 2.10. Ravnoteža kotača

Ako kotači nisu uravnoteženi, pneumatici uzrokuju nepoželjne vibracije vozila. To se manifestira podrhtavanjem upravljača, povećanom trošenju pneumatika, komponenti ovjesa i cijelog vozila. Kada se pneumatik montira na naplatak, slijedi njegovo uravnoteženje (balansiranje). To znači da je nesimetrično podijeljenu masu s obzirom na poprečnu os potrebno uravnotežiti.

Razlikuje se statička i dinamička neravnoteža kotača, *slika 2.38*.



**Slika 2.38. Statička (a) i dinamička (b) neravnoteža kotača**

Statička neravnoteža kotača pojavljuje se kod vrtnje kada na pneumatiku postoji mjesto s većom masom ( $m$ ). Na mjestima s većom masom, nastaje centrifugalna sila ( $F_c$ ).

Dinamička neravnoteža pojavljuje se tijekom vrtnje kotača, kada na jednoj strani ili na objema stranama kotača masa nije ravnomjerno podijeljena, pa se na tim mjestima pojavljuje centrifugalna sila ( $F_c$ ).

### Sile i momenti ravnoteže kotača

Centrifugalna sila ( $F_c$ ) mase ( $m$ ), koja rotira obodnom brzinom ( $v$ ) na radijusu ( $r$ ), uzrokuje statičku neravnotežu:

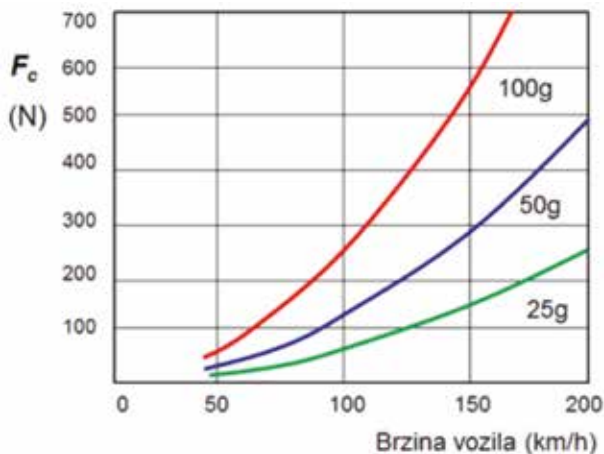
$$\begin{aligned} F_c &= m v^2 / r = m a_b \\ F_c &= m r \omega^2 \end{aligned} \quad (2.21)$$

$m$  - necentrirana masa kotača,  $a_b$  - normalno bočno ubrzanje mase,

$v$  - obodna brzina kotača (brzina vozila),  $\omega$  - kutna brzina kotača,

$r$  - radijus ruba naplatka (uteg  $m$  se postavlja na rub naplatka kotača).

Centrifugalne sile necentrirane mase (25g, 50g, 100g) na obodu kotača postaju veće s brzinom vrtnje kotača, odnosno brzinom vozila, kako je prikazano na primjeru pneumatika 195/65 R 15 91 H, *slika 2.39*.



**Slika 2.39. Centrifugalne sile necentrirane mase (195/65 R 15 91 H)**

(Tehnika motornih vozila, 2015)

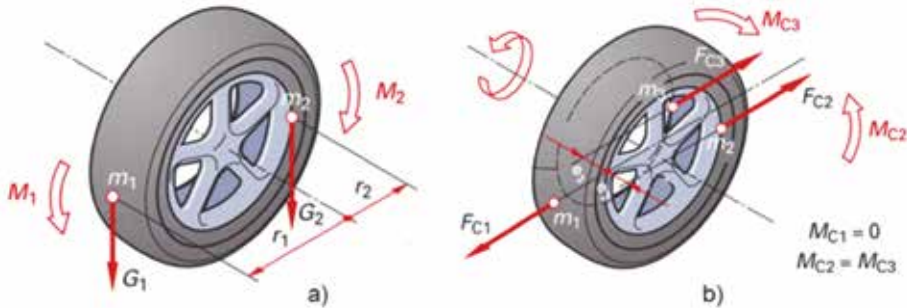
Kod dinamičke neravnoteže, dvije mase kotača dijametralno suprotne ali aksijalno razmaknute vertikalno jesu u ravnoteži, ali se moment zaokreta pojavljuje s obzirom na krak ( $e$ ). Taj moment sprega sila uzrokuje dinamičku neravnotežu kotača i njegovo „lepršanje“:

$$\begin{aligned} M_c &= F_c e \\ M_c &= m r e \omega^2 \end{aligned} \quad (2.22)$$

### a) Statičko uravnoteženje kotača

Statičko uravnoteženje kotača, *slika 2.40.a.*, je:

$$G_1 r_1 = G_2 r_2, \text{ odnosno } M_1 = M_2$$



**Slika 2.40. Momenti statičkog (a) i dinamičkog (b) uravnoteženja kotača**

(Tehnika motornih vozila, 2015)

### b) Dinamičko uravnoteženje kotača

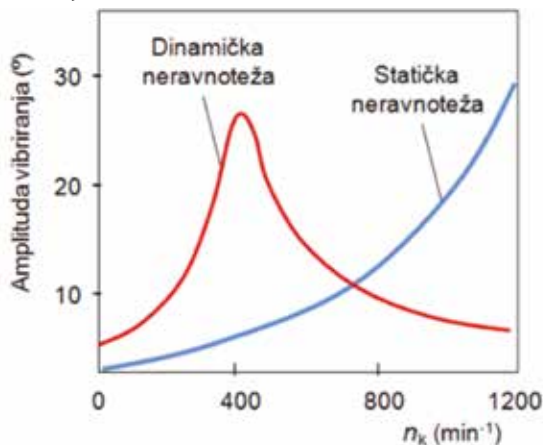
Iako je kotač statički uravnotežen, centrifugalne sile mase  $m_1$  i  $m_2$  uzrokuju zakretni moment oko osi kotača, *slika 2.40.b.*

Slijedi dinamičko uravnoteženje kotača:  $F_{c1} = F_{c2} + F_{c3}$ ;  $M_{c1} = M_{c2} + M_{c3}$

Međutim, ako masa  $m_1$  leži u središnjoj ravnini kotača ( $m_{c1} = 0$ ), na neravnotežu djeluje samo centrifugalna sila  $F_{c2}$  mase  $m_2$  tj. zakretni moment  $M_{c2} = F_{c2} m_2$ . Dodavanjem korekcijske mase  $m_3$  na unutrašnju stranu kotača, nastalim momentom  $M_{c3} = F_{c3} m_3$  poništava se moment  $M_{c2}$ .

### c) Amplituda vibriranja

Dijagram promjene amplitude vibriranja kotača, kod statičke i dinamičke neravnoteže u odnosu na broj okretaja kotača, prikazan je na *slici 2.41.*

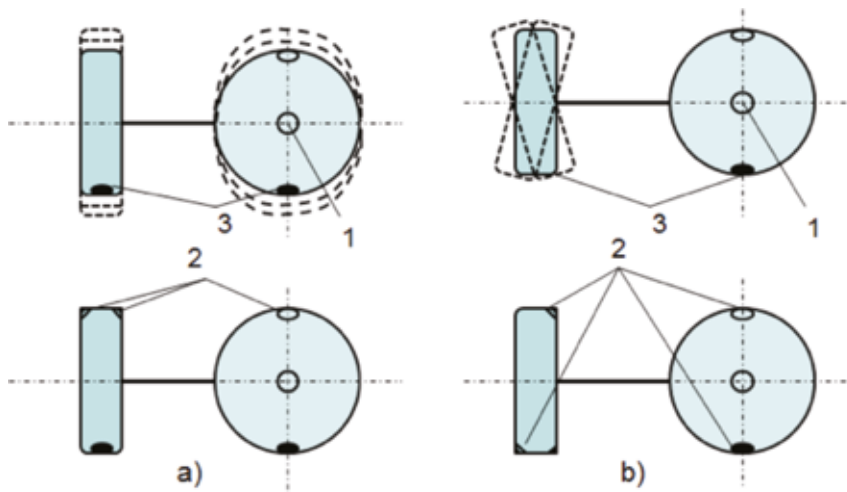


**Slika 2.41. Vibriranje kotača u odnosu na broj okretaja kotača ( $n_k$ )**

Kod statičke neravnoteže kotača, s porastom broja okretaja ( $1200 \text{ min}^{-1}$ ), uslijed centrifugalne sile povećava se amplituda poskakivanja kotača, što može dovesti do nestabilnosti vozila. Kod dinamičke neravnoteže kotača nastaje rezonantna frekvencija oko  $400 \text{ min}^{-1}$ . Ukoliko kotač radi unutar tog relativno uskog kritičnog raspona vrtnje nastaje jako lepršanje kotača.

#### d) Otklanjanje neravnoteže

Kod statičke neravnoteže, kotač se ne kotrlja ravnomjerno već ide gore - dolje, uzrokujući poskakivanje i slab prijenos vučne ili kočne sile na podlogu, *slika 2.42*.



**Slika 2.42. Otklanjanje statičke (a) i dinamičke (b) neravnoteže kotača**

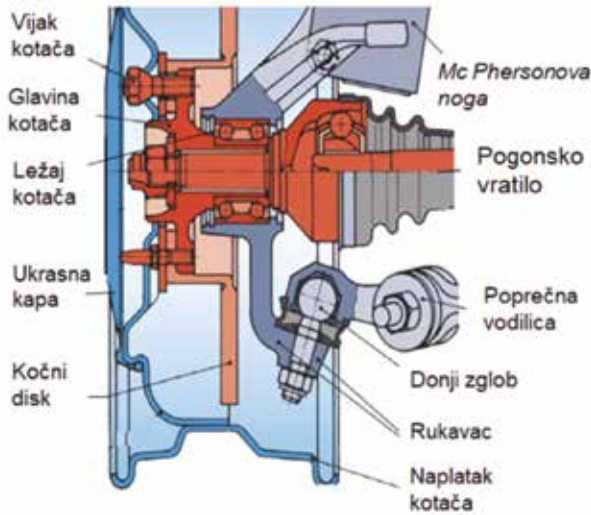
1 - os kotača, 2 - utezi za uravnoteženje, 3 - necentrirana masa

Nasuprot necentriranoj masi gume, na felgu se pričvršćuje određena masa *cinčanog utega* za izjednačavanje težine. Utezi za uravnoteženje (2) pozicioniraju se simetrično na unutarnjoj i vanjskoj strani felge. Dinamička neravnoteža može izazvati trešnju pneumatika s jedne strane na drugu te nemogućnost držanja pravca vozila. U cilju neutralizacije utjecaja necentrirane mase (3), utezi za uravnoteženje (2) pozicioniraju se dijagonalno, između unutarnje i vanjske strane felge. Dinamička neravnoteža pojavljuje se najviše kod širih profila pneumatika.

Neravnoteža kotača može biti uzrokovana u proizvodnji felge i gume te zbog nepodešenosti geometrije kotača. Geometrija kotača podrazumijeva kontrolu nagiba kotača, traga kotača, zatura i kuta potiska.

#### e) Nalijeganje kotača

Presjek kotača s dvorednim kugličnim ležajem i pogonskim vratilom, prikazan je na *slici 2.43*. Glavina kotača učvršćena je na žljebastom vratilu i kotrljajućem ležaju kotača. Za glavinu kotača vezan je kočni disk. Naplatak se za glavinu kotača spaja vijcima. Pravilno nalijeganje kotača na glavinu kotača osigurava redosljed pritezanja vijaka pomoću moment ključa. Moment pritezanja propisuje proizvođač vozila (npr.  $120 \text{ Nm}$ , *Škoda Octavia*). Premali i preveliki moment pritezanja felge za glavinu može dovesti do popuštanja spoja. Greška centriranja od  $1/10 \text{ mm}$  vodi neuravnoteženosti kotača od  $\approx 10\text{g}$ . Shema redosljeda pritezanja vijaka felge osigurava centriranost kotača.



**Slika 2.43. Kotač učvršćen za glavinu kotača**  
(Tehnika motornih vozila, 2015)

## 2.11. Ležaji kotača i senzori vrtnje kotača

U kotačima suvremenih motornih vozila, najviše se koriste *dvoredni kuglični ležajevi* različitih izvedbi. Uz ležaj kotača, ugrađuje se senzor brzine vrtnje kotača (tzv. ABS/TCS senzor), **slika 2.44**.

Dvoredni kuglični ležaj s kosim dodirnom, nosi HBU oznaku ležaja glavine kotača (*Hub Bearing Unit*: HBU-1, HBU-2, HBU-3) SKF proizvođača. Uz oznaku tipa ležaja glavine dane su dimenzije ležaja (npr. HBU1-80 d42xD75xB37). Za teže opterećene kotače vozila (SUV) koriste se pojačani ležajevi HBU-1T, HBU-2T, HBU-3.2T. HUB ležajevi su manjih dimenzija u odnosu na prethodne konusno valjkaste ležaje, manje mase, ne zahtijevaju podmazivanje i podešavanje tijekom montaže. Na trajnost ležaja kotača najveći utjecaj ima bočno opterećenje vozila u zavoju. Radni vijek iznosi između 250-350 tisuća prijeđenih kilometara (oko 15 godina). Dinamička nosivost takvih ležaja iznosi oko 50000 N.

Karakteristike konstrukcije dvorednih kugličnih ležajeva kotača suvremenih vozila:

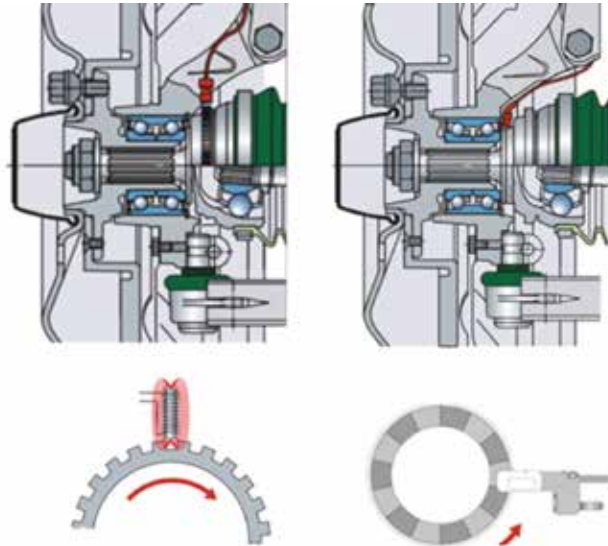
### **Ležaj glavine HBU-1**

- **HBU-1 ležajevi glavine, koju proizvođač naziva prvom generacijom,** ugrađuju se pod pritiskom u glavinu kotača. Zatvoreni dvoredni kuglični ili stožasti ležaj, prednapregnut, tvornički je trajno podmazan i zabrtvljen za radni vijek. Ovaj tip ležaja koristi se kod lakih automobila, u pogonskom kotaču, ali se često nalazi u kotačima koji nisu pogonski. Glavina ležaja nudi specifičnu potporu momentu opterećenja na ležaj tijekom bočnog skretanja vozila. Glavne komponente, vanjski prsten i dva unutarnja prstena se podudaraju s osima kuglica kako bi se dobio potrebni razmak.

Konstrukcija kotača s unutarnje strane uključuje pasivni (a) ili aktivni ABS-senzor brzine vrtnje (b), **slika 2.44**. Nazubljeni impulsni prsten je postavljen na rotirajući dio vratila kotača, a induktivni ABS senzor je montiran na nepokretni dio kotača. Tijekom okretanja kotača, zupci prstena prolaze pored senzora čime se induciraju impulsi za mjerenje brzine vrtnje prema upravljačkoj jedinici (ECU).

Kod aktivnog senzora, magnetizirani impulsni prsten izveden je na brtvi ležaja. Magnetske čestice nanosene su izravno na prsten za brtvljenje, koji tada djeluje kao impulsni prsten. Glava senzora je smještena u neposrednoj blizini brtve s impulsnim prstenom.

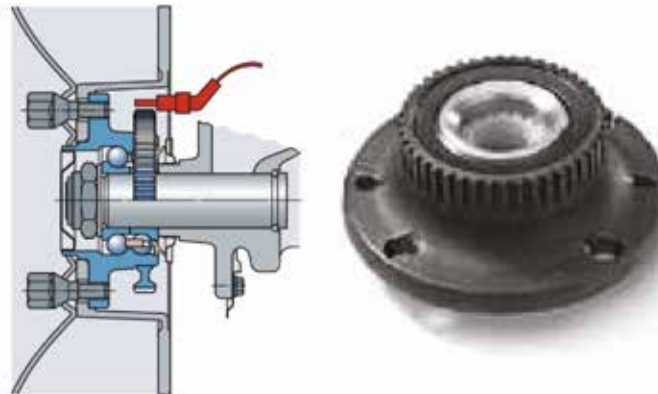




**Slika 2.44. Ležaj glavine HBU-1, s pasivnim i aktivnim ABS sensorom (SKF)**

### **Ležaj glavine HBU-2**

- **HBU-2 ležajevi glavine druge generacije** - su integrirani s glavinom kotača. Riječ je o cjelini koja nije rastavljiva – u slučaju kvara, potrebno je zamijeniti cijeli dio. Ovaj tip ležaja koristi se kod srednje teških automobila, u prednjim ili stražnjim kotačima koji nisu pogonski, **slika 2.45**. Ovdje je nazubljeni impulsni prsten montiran na ležaj. Senzor brzine kotača je postavljen odmah iznad impulsnog prstena.

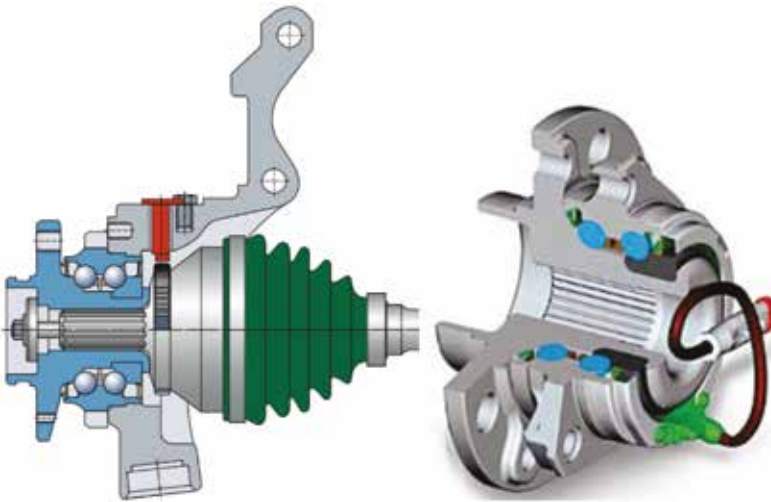


**Slika 2.45. Integrirani ležaj glavine HBU-2 s pasivnim ABS sensorom (SKF)**

### **Ležaj glavine HBU-3**

- **HBU-3 ležajevi glavine su treće generacije**, specifične integrirane konstrukcije. Vanjska glavina čini dio rukavca osovine, dok unutarnja glavina služi za učvršćivanje kočionog diska i kotača. Ležajevi mogu biti integrirani sa senzorima brzine vrtnje. Integrirani sustav ležaja i senzora osigurava uspješniji dizajn i način upravljanja u usporedbi s tradicionalnim dizajnom. Dinamičan kapacitet

opterećenja optimiran je korištenjem posebnog prstena na unutarnjem redu kuglica. Zamjena takvog sklopa je jednostavnija - potrebno je pritegnuti vijke s odgovarajućim momentom pritezanja i spojiti senzor. Međutim, ukupna cijena sklopa je visoka. Ovaj tip ležaja koristi se kod srednje teških i težih automobila, u pogonskim i nepogonskim kotačima, *slika 2.46*.



*Slika 2.46. Integrirani ležaj glavine HBU-3 s aktivnim ABS senzorom (SKF)*

## Zaključak

Ležajevi kotača u radnom vijeku podnose veoma visoka naprezanja, udarna opterećenja i temperature. Stoga je od važnosti da su dobro podmazani i zabrtvljeni. Ispravna vrtnja kotača odvija se pod najmanjim trenjem i dopuštenim šumom koji se povećava sa većim brzinama.

Ako se čuje jača buka koja se povećava sa ubrzanjem vozila i zujanje, vjerojatno je potrebno zamijeniti ležajeve kotača. Istrošen ležaj kotača povećava trenje, potrošnju energije i nestabilnost vozila. Vožnja s neuravnoteženim kotačima je izvor podrhtavanja, koje prelazi na ležaj i ubrzava njegovo trošenje. Ako je ležaj istrošen, pojavljuju se vibracije na ovjesu i na kolu upravljača. Preporučljivo je zamijeniti ležajeve u parovima na istoj osovini vozila. Zamjena integriranog ležaja glavine je jednostavnija ali skuplja.

Istrošenost ili oštećenost ležaja smanjuje zračnost između impulsnog prstena i senzora, što upućuje na neispravnost rada **ABS** senzora (lampica upozorenja). Zračnost kod pasivnog senzora iznosi oko 0,6 mm. To je uz zaprljanost najčešći izvor neispravnosti, jer ako se to poremeti nema indukcije impulsa. Zračnost kod aktivnih senzora iznosi oko 4 mm, pa je njihovo tolerancijsko polje šire. Kontrola ispravnosti rada ABS senzora kod suvremenih vozila provjerava se putem dijagnostičke opreme, preko **OBD** konektora (*On-Board Diagnostic*). **ABS** senzori su ključne komponente **ABS/ASR** sustava vozila koji sprječava blokiranje i proklizavanje kotača. Na taj način ABS osigurava stalno kotrljanje kotača, prijenos vučne/kočne/bočne sile, sigurnost upravljanja i stabilnost vozila.



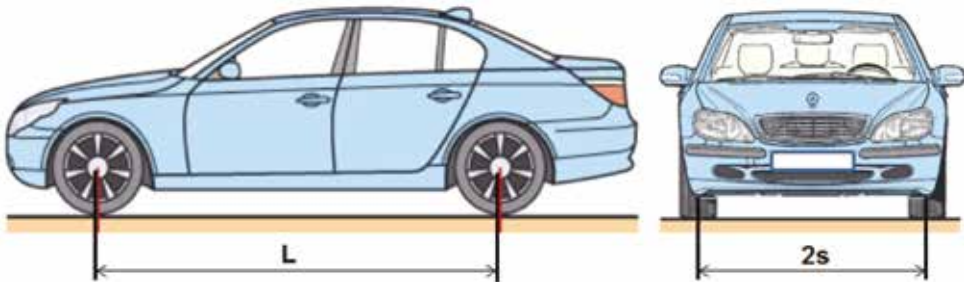
# Teorija kretanja motornih vozila

## 3. Teorija kretanja motornih vozila

Kretanje vozila temelji se na vučnoj sili kotača. Ovdje je prikazana i objašnjena teorija kretanja motornih vozila na tvrdoj površini. Kretanje vozila po mekanoj površini razmatra teorija *teramehanike*.

### Stajna površina vozila

Vozilo s četiri kotača čini stajnu površinu vozila. Točke oslonca kotača s površinom određene su međusobnim dimenzijama, kako uzduž vozila tako i poprečno. To su osnovne dimenzije: *osovinski razmak* i *širina traga kotača*, **slika 3.1**. Osovinski razmak ( $L$ ) i širina traga kotača ( $2s$ ) definira *stajnu površinu vozila*. Odnos tih dimenzija ima značajan utjecaj na vozna svojstva vozila.



**Slika 3.1. Stajna površina vozila, osovinski razmak i širina traga kotača**

(Tehnika motornih vozila, 2015)

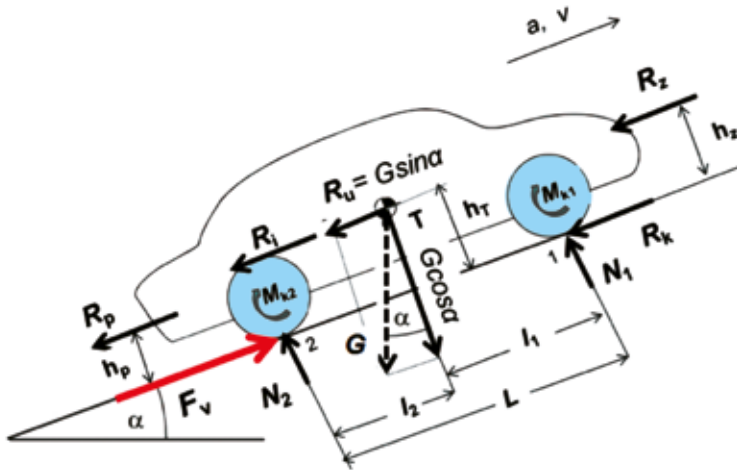
Veći osovinski razmak poboljšava stabilnost vožnje po pravcu, a kraći razmak povećava okretljivost vozila. Veća širina traga kotača povećava stabilnost vozila u zavojima. Veći osovinski razmak i veća širina traga kotača povećavaju stabilnost kretanja vozila po slaboj podlozi.

Na temelju stajne površine vozila, formiraju se gabaritne dimenzije: *dužina*, *širina* i *visina vozila*. Unutar toga je pogonski motor koji pomoću kotača pokreće vozilo. Na kraju, vozilo pruža smještaj i prijevoz putnika i prtljage, čime je određena ukupna težina vozila.

### 3.1. Sile koje djeluju na vozilo

Na motorno vozilo pri kretanju djeluju sile otpora vožnje koje se moraju svladati vučnom silom. Sustav sila koje djeluju na vozilo, obuhvaća:

- osnovne sile (težina vozila, osovinsko opterećenje)
- vanjske sile (otpori puta, otpor zraka, ...)
- unutarnje sile (vučna sila, kočiona sila, ...)



**Slika 3.2. Sile koje djeluju na vozilo pri kretanju na usponu**

Ako vozilo vuče prikolicu, vučno vozilo mora svladati i otpor prikolice. Sile koje djeluju na motorno vozilo pri kretanju na usponu prikazane su na *slici 3.2*. Sve sile koje djeluju na vozilo imaju utjecaj na opterećenje osovina, a prema tome i na performanse vozila.

**Uvjet kretanja vozila:**

$$F_v \geq R_k + R_u + R_i + R_z + R_p \quad (3.1)$$

$G$  - težina vozila

$F_v$  - vučna sila

$R_k$  - otpor kotrljanja

$N_1, N_2$  - normalne reakcije

$R_u$  - otpor uspona

(osovinsko opterećenje)

$R_z$  - otpor zraka

$h_T$  - visina težišta vozila

$R_p$  - otpor prikolice

$h_z$  - hvatište otpora zraka

$R_i$  - otpor inercije

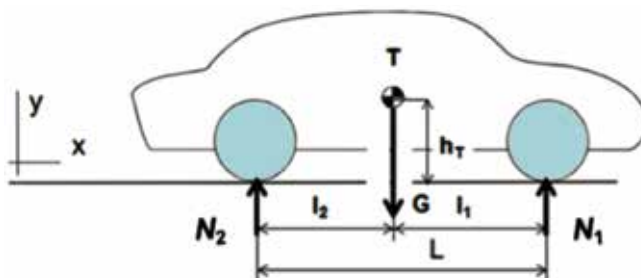
$h_p$  - hvatište otpora prikolice

## 3.2. Težina vozila

Težina vozila ( $G$ ) osnovna je sila koja djeluje na vozilo. Statička raspodjela težine vozila na vodoravnoj podlozi, kao osovinska opterećenja na prednju i stražnju osovinu ( $N_1, N_2$ ), prikazana je na *slici 3.3*, a kod vozila na usponu na *slici 3.4*.

### 3.2.1. Osovinsko opterećenje

#### a) Vozilo na vodoravnoj podlozi



**Slika 3.3. Statičke normalne reakcije vozila u mirovanju ( $N_1, N_2$ )**

$G$  – ukupna težina vozila,  $N_1$  – normalna reakcija ispod kotača prednje osovine,  $N_2$  – normalna reakcija ispod kotača stražnje osovine,  $T$  – težište vozila,  $h_T$  – visina težišta vozila

Normalne reakcije ispod osovina ( $N_1, N_2$ ), definiraju osovinska opterećenja vozila, kako za prazno tako i za opterećeno vozilo,

Iz uvjeta ravnoteže sila i momenata ispod osi kotača, slijedi:

$$N_1 + N_2 = G \quad [\text{N}] \quad (3.2)$$

$$N_1 - \text{osovinsko opterećenje prednje osovine, } N_1 = G l_2 / L$$

$$N_2 - \text{osovinsko opterećenje stražnje osovine, } N_2 = G l_1 / L$$

$$l_1 - \text{razmak osi prednje osovine i težišta, } l_1 = L N_2 / G$$

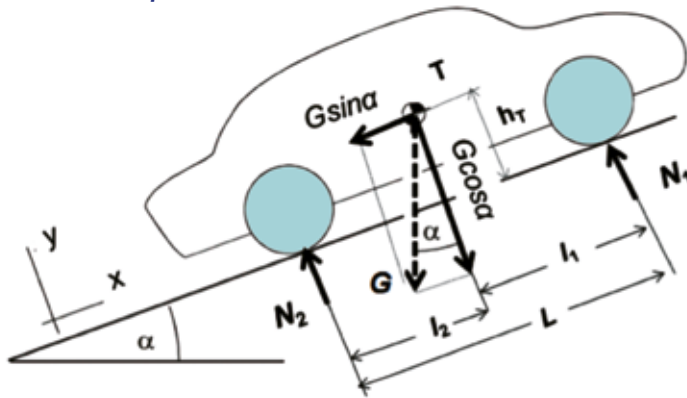
$$l_2 - \text{razmak osi stražnje osovine i težišta, } l_2 = L N_1 / G$$

Mjerenjem na vagi na vodoravnoj podlozi izmjeri se težina ispod svakog kotača. Osovinska opterećenja prednje i stražnje osovine dobivaju se zbrajanjem težina pojedinih kotača. To pruža provjeru dopuštenog osovinskog opterećenja deklarirane od strane proizvođača.

- opterećenje prednje osovine s 2 kotača:  $N_1 = G_{1L} + G_{1D}$
- opterećenje stražnje osovine s 2 kotača:  $N_2 = G_{2L} + G_{2D}$

Masa vozila:  $M = G/g$  [kg]

### b) Vozilo na usponu



$G$  - ukupna težina vozila

$G \cos \alpha$  - normalna komponenta težine (okomita na podlogu)

$G \sin \alpha$  - uzdužna komponenta težine (otpor uspona)

$N_1$  - normalna reakcija ispod kotača prednje osovine

$N_2$  - normalna reakcija ispod kotača stražnje osovine

Slika 3.4. Statičke normalne reakcije vozila u mirovanju na usponu

Iz uvjeta ravnoteže sila i ispod osi kotača, slijedi:

$$N_1 + N_2 = G \cos \alpha$$

Osovinsko opterećenje prednje osovine

$$N_1 = G \cos \alpha l_2 / L - G \sin \alpha h_T / L \quad (3.3)$$

Osovinsko opterećenje stražnje osovine

$$N_2 = G \cos \alpha l_1 / L - G \sin \alpha h_T / L \quad (3.4)$$

### 3.2.2. Težište vozila

Težište vozila je središte masa vozila. Koordinate težišta vozila važne su za analizu dinamike kretanja vozila, kako u uzdužnoj tako i u poprečnoj ravnini.

#### a) Koordinate težišta u uzdužnoj ravnini, $T(l_1, l_2, h_T)$

Koordinate  $l_1$  i  $l_2$  određuju se na temelju mjerenja razmaka između osi osovine i opterećenja svakog kotača na vodoravnoj podlozi ( $G_{1L}, G_{1D}, G_{2L}, G_{2D}$ ), odnosno statičkog osovinskog opterećenja  $N_1$  i  $N_2$ , slika 3.3.:

$l_1$  - razmak između osi prednje osovine i težišta

$$l_1 = L N_2 / G \quad (3.5)$$

$$l_2 - \text{razmak između osi stražnje osovine i težišta}$$

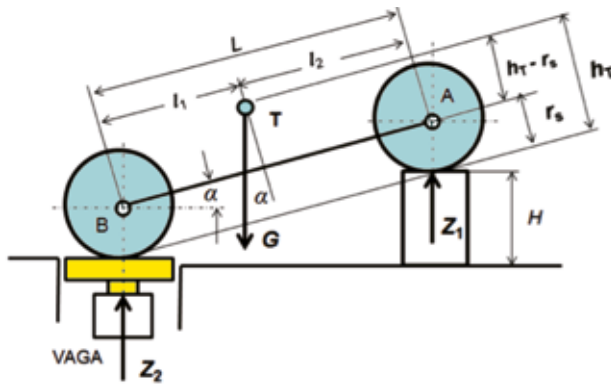
$$l_2 = L N_1 / G \quad (3.6)$$

$L$  - razmak osovina

Proizvođači vozila prikazuju statičko opterećenje osovina u postocima ( $N_1/G$ ;  $N_2/G$ ), pa se uzdužne koordinate težišta ( $l_1, l_2$ ) mogu brzo izračunati. Na koordinate težišta najviše utječe raspored tereta u vozilu. Kod osobnih vozila, zbog manje mase putnika u odnosu na vozilo, promjena koordinata težišta ima manje vrijednosti. Međutim kod teretnog vozila, masa tereta u odnosu na masu kamiona je značajna (osobito kod nesimetričnog rasporeda tereta na tovarnom sanduku), pa se promjena težišta ne može zanemariti.

### Određivanje visine težišta po dužini vozila ( $h_T$ )

Podizanjem stražnjeg dijela vozila na određenu visinu ( $H$ ), dolazi do promjene opterećenja na osovinama, **slika 3.5**. Pritom se formira kut nagiba vozila ( $\alpha$ ). Na vagi se izmjeri opterećenje prednje osovine ( $Z_1$ ). Izračuna se visina težišta ( $h_T$ ) uz pomoć izraza (3.8).



**Slika 3.5. Određivanje visine težišta vozila**

Iz uvjeta  $\Sigma M_B = 0$  (os stražnje osovine), slijedi:

$$G \cos \alpha l_2 + G \sin \alpha (h_T - r_s) - Z_1 \cos \alpha L = 0; \quad \sin \alpha = H / L \quad (3.7)$$

Visina težišta vozila je:

$$h_T = r_s + (Z_1 / N_1) L \operatorname{ctg} \alpha - l_2 \operatorname{ctg} \alpha \quad (3.8)$$

ili

$$h_T = r_s + \frac{L^2}{H} \frac{Z_1 - N_1}{G} \sqrt{1 - \frac{H^2}{L^2}} \quad [mm]$$

$r_s$  - statički radijus kotača

$L$  - razmak osovina

$H$  - visina podizanja stražnje osovine - visina oslonca

$N_1$  - statičko osovinsko opterećenje na horizontalnoj podlozi

$Z_1$  - osovinsko opterećenje prednje osovine, pri podignutoj stražnjoj osovini

Koordinate težišta vozila mijenjaju se ovisno o broju i položaju putnika u vozilu te ovisno o razmještanju tereta u vozilu. Raspon visine težišta putničkih i teretnih vozila dan je u **tablici 3.1**.

**Tablica 3.1. Raspon visine težišta putničkih i teretnih vozila**

Težište	Osobna vozila	Autobusi	Kamioni
$h_T$ (m)	0,45 - 0,75	0,7 - 1,2	0,8 - 1,2

**b) Koordinate težišta u poprečnoj ravnini,  $T_p (S_L, S_D, h_T)$** 

Položaj težišta vozila po širini u odnosu na uzdužnu os ( $c$ ) može se odrediti vaganjem kotača bočne strane vozila, **slika 3.6**. Vaganjem dijela vozila koji se nalazi lijevo ili desno u odnosu na uzdužnu os, mjeri se težina lijeve ili desne strane vozila  $N_L$  ili  $N_D$ .

Uvjet statičke ravnoteže:

$$N_D 2s - G(s+c) = 0 \quad (3.9)$$

Bočni pomak težišta od uzdužne osi vozila je:

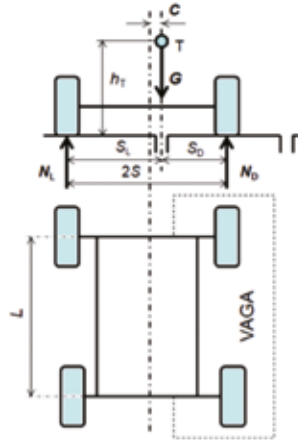
$$c = s [(2 N_D / G) - 1] \quad (3.10)$$

Lijevo i desna koordinata:  $S_L = s+c$ ;  $S_D = s - c$

$S_L$  - udaljenost težišta vozila od kotača na lijevoj strani vozila,

$S_D$  - udaljenost težišta vozila od kotača na desnoj strani vozila

$2s$  - trag kotača (širina traga kotača)



**Slika 3.6. Određivanje koordinata težišta po širini vozila**

Određivanje visine težišta po širini vozila ( $h_T$ ), određuje se podizanjem jedne strane vozila na određenu visinu ( $H$ ). Izmjeri se na vagi opterećenje druge strane, te izračuna visina težišta (3.8), koje služi za provjeru izračunate visine po dužini vozila.

### 3.3. Otpor kotrljanja

Otpor kotrljanja kotača (2.9.)

$$R_k = f_k N \quad [\text{N}] \quad (3.11)$$

Otpor kotrljanja vozila sa svim kotačima

$$R_k = f_{k1} N_1 + f_{k2} N_2, \text{ uz } f_{k1} = f_{k2} = f_k, N_1 + N_2 = G \cos \alpha, \text{ tj.}$$

$$R_k = f_k G \cos \alpha, \text{ za } \alpha = 0^\circ \text{ slijedi:}$$

$$R_k = f_k G \quad (3.12)$$

Snaga potrebna za svladavanje otpora kotrljanja

$$P_k = R_k v \quad [\text{W}] \quad (3.13)$$

**Primjer:** Potrebno je izračunati otpor kotrljanja osobnog vozila mase  $m=1500$  kg na vodoravnoj asfaltiranoj cesti ( $f_k=0,016$ ), te snagu potrebnu za svladavanje otpora kotrljanja pri brzini od 100 km/h.

$$R_k = f_k G = 0,016 \times 1500 \times 9,81 = 235,4 \text{ N}$$

$$P_{k100} = R_k v = 235,4 \times 100/3,6 = 6539 \text{ W} = 6,54 \text{ kW}$$

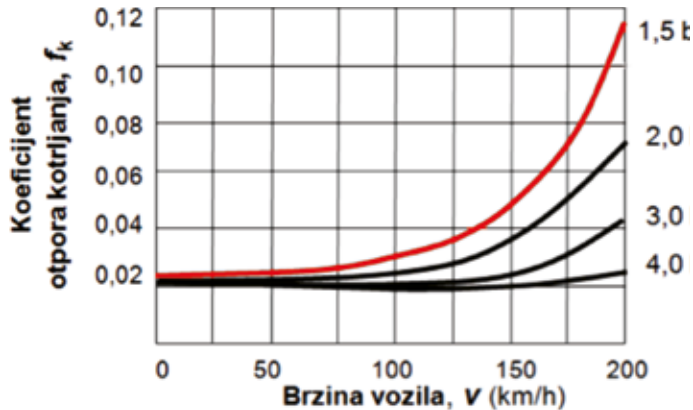


### 3.3.1. Koeficijent otpora kotrljanja

$$f_k = \frac{R_k}{G} \quad (3.14)$$

#### a) Dijagram koeficijenta otpora kotrljanja

Koeficijent otpora kotrljanja ( $f_k$ ) ovisi o deformaciji pneumatika ( $\Delta r$ ), radijusu kotača ( $r_d$ ), vrsti podloge, tlaku zraka u pneumaticu i brzini vozila. Radijalni pneumatici imaju manji otpor kotrljanju od dijagonalnih, kao i niskoprofilni od standardnih pneumatika. Otpor kotrljanja na asfaltu raste pri tlaku zraka ispod 3 bar i pri brzinama većim od 60 km/h, što se vidi na dijagramu koeficijenta otpora kotrljanja, *slika 3.7*.



Slika 3.7. Dijagram koeficijenta otpora kotrljanja

#### b) Temeljne vrijednosti koeficijenta otpora kotrljanja

Temeljne vrijednosti koeficijenta otpora kotrljanja na određenoj podlozi, koji odgovaraju brzinama do 60 km/h, dani su u *tablici 3.2*.

Tablica 3.2. Koeficijent otpora kotrljanja,  $f_k$

PODLOGA		$f_k$
Asfalt	odličan	0,010
	srednji	0,015
	slabi	0,020
Beton	odličan	0,012
	srednji	0,017
	slabi	0,022
Makadam	odličan	0,016
	srednji	0,023
	oštećen	0,37
Kocka	-	0,043
Livada	suho	0,10
	suh	0,30
Pijesak	vlažan	0,10
	do 50 mm	0,25
Snijeg	do 100 mm	0,38
	-	0,018-0,02

Izraz za određivanje koeficijenta otpora kotrljanja kod većih brzina vozila:

$$f_{kv} = f_k (1 + a v^2) \quad (3.15)$$

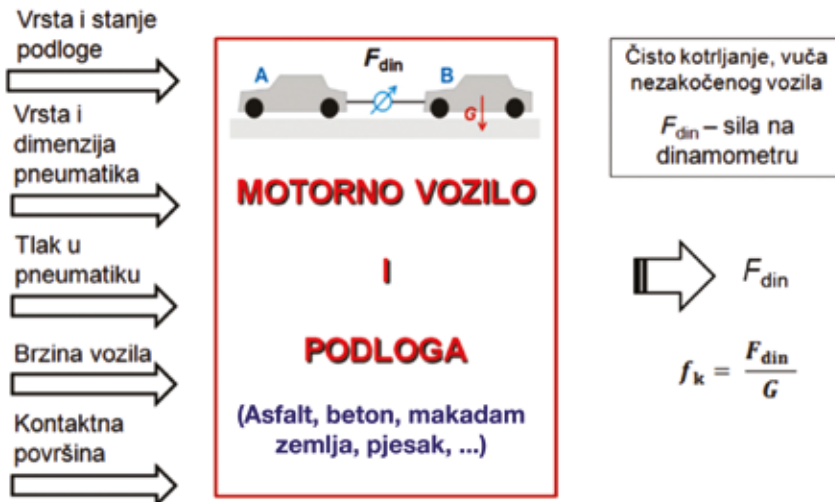
$f_k$  - koeficijent otpora kotrljanja, **tablica 3.2.**

$v$  - brzina vozila, km/h

$a$  - konstanta  $(4-5)10^{-5}$  (manje vrijednosti za niskoprofilne pneumatike)

### c) Ispitivanje koeficijenta otpora kotrljanja

S obzirom na utjecaj više faktora na otpor kotrljanja, složeno je njegovo računanje. Stoga se za određeno vozilo izvodi eksperimentalno ispitivanje koeficijenta otpora kotrljanja. Vozilo težine ( $G$ ), vuče se preko dinamometra drugim vozilom, **slika 3.8.** Na instrumentu se očitava otpor kotrljanja kao dinamometarska vučna sila, iz čega se računa koeficijent otpora kotrljanja ( $f_k = f_{din} / G$ ).



Slika 3.8. Ispitivanje koeficijenta otpora kotrljanja ( $f_k$ )

### 3.4. Otpor uspona

Na vozilo pri svladavanju uspona djeluje komponenta sile teže vozila suprotno kretanju vozila ( $G \sin \alpha$ ), koja se naziva otpor uspona ( $R_u$ ), **slika 3.9.** Ta sila ima velik utjecaj na opterećenje osovina.

$$\text{Otpor uspona: } R_u = G \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (3.16)$$

Uspon je uzdužni nagib ceste koji se označava kutom ( $\alpha^\circ$ ) ili je češće izražen postotkom ( $s$  %). Uzdužni nagib ( $s$ ) odnos je visine puta ( $h$ ) na 100 m vodoravnog puta ( $l$ ). Uzdužni nagib od  $\alpha = 45^\circ$  odgovara usponu  $s = 100$  %. Kako je za male kutove (do  $5^\circ$ ),  $\sin \alpha \approx \tan \alpha$ , slijedi:  $R_u = G \tan \alpha$ .

Praktično, uzimajući u obzir da je  $s = \tan \alpha = h / l$ , slijedi:

$$R_u = G s, \text{ odnosno za uspon u postocima:}$$

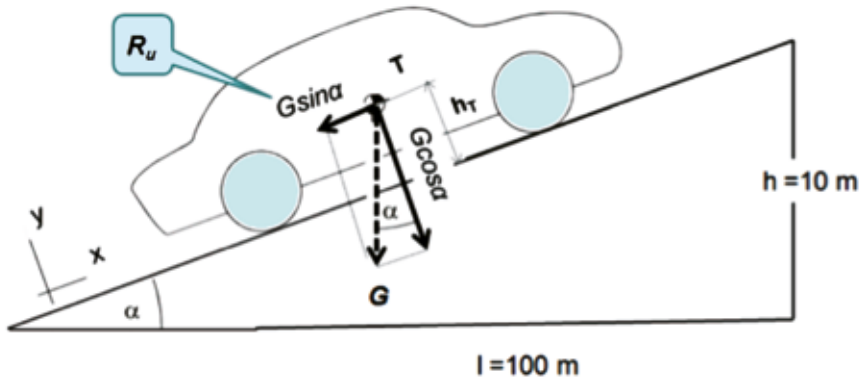
$$R_u = G s (\%) / 100 \quad [\text{N}] \quad (3.17)$$

#### Primjer

Osobno vozilo mase 1500 kg svladava uspon od 5 %.

Slijedi otpor uspona:

$$R_{u\ 5\%} = 1500 \times 9,81 \times 5 / 100 = 735,7 \text{ N}$$



Slika 3.9. Uspón vozila od  $s = 10\%$ , odgovara kutu uspona

$$\alpha = \arctg(10/100) = 5^{\circ}45' = 5,7^{\circ}$$

Svladavanje velikog uspona velikom brzinom zahtjeva veliku snagu pogonskog motora. Pri kretanju na nizbrdicama komponenta težine paralelna s podlogom pomaže kretanju vozila pa vozilo ubrzava. Stoga u jednadžbi kretanja vozila na nizbrdici otpor uspona dobiva suprotan predznak. Potrebna snaga za svladavanje otpora uspona određenom brzinom je:

$$P_u = R_u v \quad [\text{W}] \quad (3.18)$$

Vozilo koje vuče prikolicu ima dodatni otpor uspona prikolice ( $R_p = G_p \sin \alpha$ ) koji se zbraja s otporom vučnog vozila, pa je ukupni otpor uspona vozila s prikolicom:

$$R_u = (G + G_p) \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (3.19)$$

**Napomena:**

Kako otpor kotrljanja i otpor uspona ovise o težini vozila i usponu ceste, može se izračunati ukupni otpor puta:

$$R_u = R_k + R_u = G f_k \cos \alpha + G \sin \alpha$$

Za male kutove,  $\cos \alpha \approx 1$ ,  $\sin \alpha \approx \tan \alpha \approx s$ , ukupan otpor puta je:

$$R_u = G (f_k + s) = f_0 G \quad [\text{N}] \quad (3.20)$$

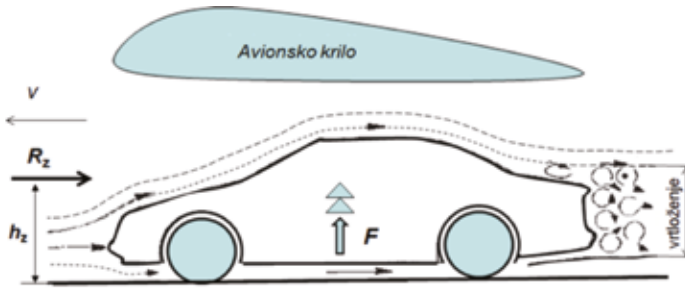
$f_0$  - sumarni otpor puta,  $f_0 = f_k + s$

Zadatak proizvođača vozila i graditelja cesta jest smanjiti otpor puta. Proizvođači vozila obično smanjuju masu vozila lakšim materijalima, a graditelji cesta smanjuju uspone gradnjom vijadukta, tunela i drugih objekata.

### 3.5. Otpor zraka

Oblik automobila slični aerodinamičkom obliku avionskog krila. Prednji dio vozila siječe zračne struje i zbija zrak na prednjoj površini vozila, **slika 3.10**. Bočna silueta vozila oblikuje strujanje zraka i uzrokuje otpore trenja. Stražnji dio vozila razrjeđuje zrak tj. stvara podtlak koji uzrokuje turbulentno strujanje zraka i otpore kretanju. Strujanje zraka iznad i ispod vozila uzrokuje njegovo podizanje silom uzgona po načelu fenomena avionskog krila ( $F$ ). Bočni vjetar uzrokuje skretanje vozila s pravca kretanja. Stoga je *horizontalna (uzdužna), vertikalna i poprečna aerodinamičnost* vozila vrlo važna za procjenu otpora zraka i sigurnost kretanja.

## a) Uzdužna aerodinamika vozila



Slika 3.10. Strujanje zraka oko vozila

Sila otpora zraka ( $R_z$ ) djeluje u metacentru prednje površine vozila na određenoj visini ( $h_z$ ), čiji se položaj određuje na temelju oblika površine na koju djeluje dinamički pritisak. Otpor zraka proporcionalan je pritisku zraka ( $p$ ) na čelnu površinu vozila ( $A$ ) i aerodinamičnosti vozila ( $C_D$ ) koja ovisi o obliku vozila:

$$R_z = p A C_D \quad [\text{N}] \quad (3.21)$$

gdje je:

$p$  - dinamički tlak zraka na čelnu površinu vozila

$$p = 0,5 \rho v_r^2 \quad [\text{Pa}] \quad (3.22)$$

$\rho$  - gustoća zraka ( $\text{kg/m}^3$ ),  $v$  - brzina vozila ( $\text{m/s}$ ),  $v_w$  - brzina vjetra ( $\text{m/s}$ ),

$v_r$  - relativna brzina ( $\text{m/s}$ ),  $v_r = v \pm v_w$

Gustoća zraka ovisi o nadmorskoj visini, pritisku i temperaturi zraka. Na 200 m nv, tlaku zraka 1000 hPa i temperaturi 20°C, gustoća zraka iznosi  $\rho \approx 1,23 \text{ kg/m}^3$ .

Relativna brzina između brzine kretanja vozila i brzine vjetra, ovisi o smjeru vjetra

- kada vjetar puše u čelo, pod  $0^\circ$ : + predznak
- kada vjetar puše straga (u leđa), pod  $180^\circ$ : - predznak

• kad vjetar puše pod kutom ( $\tau$ ), rezultatna brzina je:

$$v_r^2 = v^2 \pm v_w^2 + 2 v v_w \cos \tau$$

- kada vjetar puše bočno, pod  $90^\circ$  ili  $270^\circ$ :  $v_r^2 = v^2 \pm v_w^2 \quad [\text{m/s}]$

$A$  - čelna površina poprečnog presjeka vozila

$$\text{za putnička vozila: } A = 0,78 B H \quad (3.23)$$

$B$  - širina vozila,  $H$  - visina vozila

za kamione i autobuse:  $A = (0,9-1,0) B H \quad [\text{m}^2]$

$C_D$  - koeficijent aerodinamičnosti vozila (faktor otpora zraka), ovisi o uzdužnom obliku vozila, tablica 3.3. Određuje se eksperimentalno računalnim simulacijama i provjerama u zračnom tunelu.

Tablica 3.3. Koeficijent otpora zraka motornih vozila ( $C_D$ )

Vozilo	$C_D$	$A \text{ (m}^2\text{)}$	$C_D A \text{ (m}^2\text{)}$
Motorkotači s vozačem	0,5-0,7	0,7-0,9	0,4-0,6
Osobna vozila	0,22-0,40	1,7-2,3	0,4-0,9
Autobus	0,4-0,8	6,0-10	2,4-8,0
Kamion	0,45-0,8	6,0-10,0	2,7-8,0
Kamion s prikolicom	0,55-1,0	6,0-10,0	3,3-10,0

Koeficijent otpora zraka kod nekih suvremenih osobnih vozila iznosi:

*Renault Clio*  $C_D=0,31$ ; *VW Golf*  $C_D=0,27$ ; *VW Pasat*, *BMW*  $C_D=0,27$ .

Otpor zraka je:

$$R_z = 0,5 \rho C_D A v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (3.24)$$

Praktično, otpor zraka se računa:

$$R_z = 0,615 C_D A v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (3.25)$$

### Primjer

Čelna površina osobnog vozila iznosi  $A = 2 \text{ m}^2$ , koeficijent aerodinamičnosti  $C_D = 0,3$  a gustoća zraka  $\rho = 1,23 \text{ kg/m}^3$ . Otpor zraka pri brzini vozila od 100 km/h i pri brzini od 160 km/h iznosi:

$$R_{z100} = 0,615 \times 0,3 \times 2 \times (100/3,6)^2 = 285,2 \text{ N, pri brzini od 100 km/h}$$

$$R_{z160} = 0,615 \times 0,3 \times 2 \times (160/3,6)^2 = 727,4 \text{ N, pri brzini od 160 km/h}$$

Otpor zraka se povećava s kvadratom brzine vozila. Bilanca utroška snage na svladavanje otpora zraka približno je sljedeća: 65% na prednji i stražnji oblik vozila; 20% na strujanje zraka kroz vozilo i na izbačene dijelove vozila; 15% snage troši se na trenje vozila i zraka. Otpor zraka ima znatan utjecaj na opterećenje osovina a prema tome i na vučna svojstva i stabilnost vozila te potrošnju goriva. Potrebna snaga za svladavanje otpora zraka jest:

$$P_z = R_z v \quad [\text{W}] \quad (3.26)$$

Kada vozilo vuče prikolicu ukupna sila otpora zraka povećava se od 25% do 30% u odnosu na vučno vozilo:

$$R_{zu} = (1,25 - 1,30)R_z \quad [\text{N}] \quad (3.27)$$

Osim uzdužne aerodinamike vozila, značajna je vertikalna i poprečna aerodinamika vozila.

### b) Vertikalna aerodinamika vozila

Kao posljedica strujanja zraka između vozila i podloge nastaju sile koje podižu vozilo od podloge, tzv. sile uzgona. Aerodinamičkim oblikovanjem donje površine vozila (difuzor) postižu se potrebne potisne sile kotača na podlogu (*downforce*, poglavlje 10).

Sukladno izrazu za izračunavanje otpora zraka ( $R_z$ ), slijedi formula za izračunavanje sile uzgona:

$$F_L = 0,5 \rho C_L A v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (3.28)$$

$C_L$  - koeficijent aerodinamičnosti uzgona (*lift coefficient*)

Primjerice, primjena spojlera mijenja odnos koef. aerodinamičnosti  $C_D$  i  $C_L$ :

Koeficijent aerodinamičnosti	Osobna vozila	Dodatak prednjeg spojlera	Dodatak stražnjeg spojlera
$C_D$	0,34	0,38	0,33
$C_L$	0,38	0,29	0,18

Obzirom da je smanjenje uzgona bitno za stabilnost vozila i prijenos sila s kotača na podlogu, sila uzgona razmatra se posebno na prednjoj i posebno na stražnjoj osovini. Stoga se koeficijent  $C_L$  dijeli na komponente prednje i stražnje osovine:

$$C_L = C_{Lp} + C_{Ls} \quad (3.29)$$

Uzgon na prednjoj osovini:

$$F_{L1} = 0,5 \rho C_{Lp} A v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (3.30)$$

Uzgon na stražnjoj osovini:

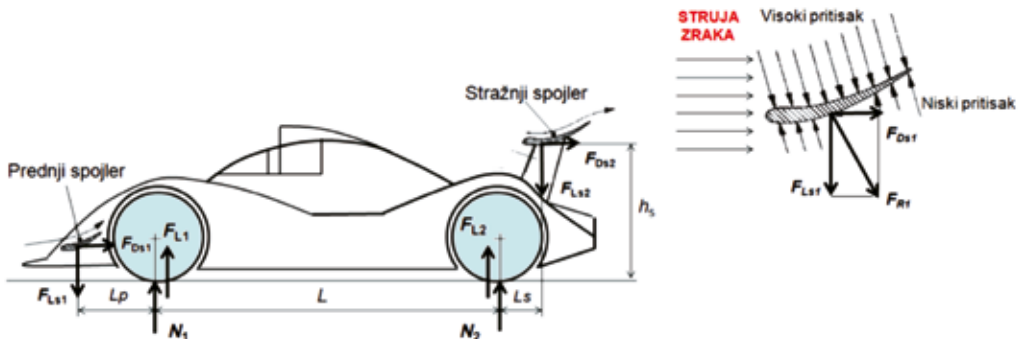
$$F_{L2} = 0,5 \rho C_{Ls} A v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (3.31)$$

### Uloga spojlera

Spojleri služe za povećanje potiska na kotače. Njihova uloga brzo se može uočiti kod trkaćih vozila. Prednji i stražnji spojler prikazan je na **slici 3.11**.

*Prednji spojler* nagnut je pod određenim kutom kako bi zrak prelazio preko njega i stvarao silu potiska. Posebno jaka sila potiska na kotače izražena je kod trkaćih vozila. Na trkaća vozila postavljaju se spojleri za postizanje maksimalnih brzina na pravcima vožnje. Pritom se kod skretanja mogu pojaviti i nedostaci. Može se pojaviti podupravljanje (*understeer*), što znači da „lagani prednji kraj“ uzrokuje klizanje prednje osovine u zavoju - prema braniku ceste te izlijetanje vozila s ceste.

*Stražnji spojler* ima jednako važnu ulogu za stabilizaciju vozila u zavojima. Nestabilnost može nastati uslijed većeg potiska na prednju osovinu nego na stražnju, slijedi predupravljanje (*oversteer*), što znači da „lagani stražnji kraj“ uzrokuje klizanje stražnje osovine pa se vozilo bočno zanosi.



**Slika 3.11. Shema potisnih sila spojlera na trkaćem vozilu**

$F_{L1} / F_{L2}$  - sila uzgona na prednjoj / stražnjoj osovini (*liftforce*)

$F_{LS1} / F_{LS2}$  - potisna sila prednjeg / stražnjeg spojlera (*downforce*)

$F_{DS1} / F_{DS2}$  - aerodinamička sila prednjeg / stražnjeg spojlera

Spojler radi po principu obrnutog avionskog krila, tj. razlike pritiska (tlakova) između gornje i donje strane spojlera, **slika 3.11**. Veća razlika tlakova stvara veće potiske. Površina gornje strane je ravnija i kraća, a donja zakrivljenija i duža. Preko donje površine, zrak prolazi duži put, pa ga mora prijeći i većom brzinom. Prema *Bernoullijevoj jednadžbi*, veća brzina znači manji tlak. To znači da je na donjem dijelu spojlera manji pritisak, a na gornjem veći. S obzirom da je tlak na gornjoj strani spojlera mnogo veći, dolazi do potiska ( $F_{LS1}, F_{LS2}$ , **downforce**), što znači da sila pritišće kotače na površinu, suprotstavlja se sili uzgona jedne ili druge osovine ( $F_{L1}, F_{L2}$ ). Na trkaćim vozilima, sukladno uvjetima sportske vožnje, spojleri se prilagođavaju zahtjevima dostizanja performansi.

### c) Poprečna aerodinamika vozila

Djelovanje bočnog vjetra utječe na držanje pravca kretanja i na stabilnost vozila.

#### Sila vjetra

$$F_s = 0,5 \rho C_r A v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (3.32)$$

$C_r$  - koeficijent poprečne aerodinamičnosti, ovisi o kutu udara vjetra i linearno raste s povećanjem kuta udara vjetra  $\tau$ :

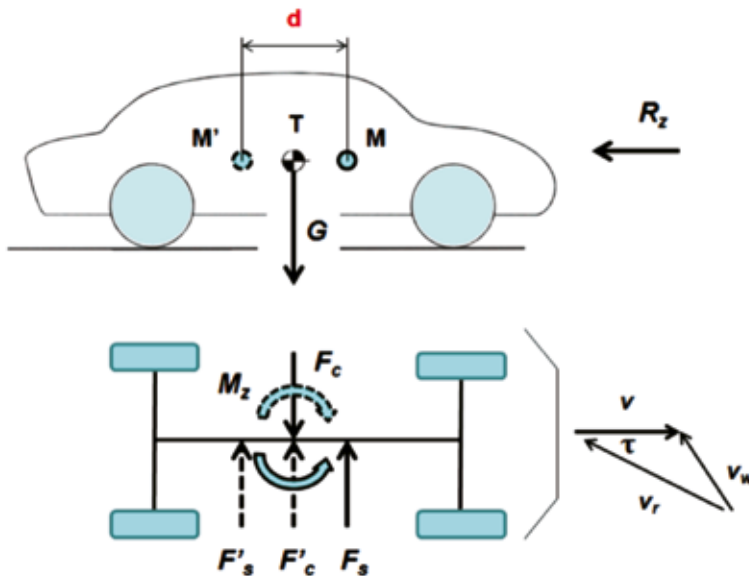
- za  $\tau = 10^\circ$ ,  $C_r = 0,3 - 0,4$
- za  $\tau = 20^\circ$ ,  $C_r = 0,7 - 0,9$

Vozilo se može naći pod udarom protuvjetra brzine  $v_w$  pod kutom udara  $\tau$  ( $0^\circ - 180^\circ$ ). Djelovanje sile vjetra  $F_s$  na vozilo uzrokuje zakretni moment  $M_z$  i skretanje s pravca kretanja. Sila vjetra djeluje u hvati-

štu koje se podudara s geometrijskim težištem bočne siluete vozila tj. metacentrom bočne površine  $M$ , čiji se položaj određuje na osnovi površine na koju djeluje vjetar. Metacentar površine može biti ispred ili iza težišta vozila, **Slika 3.12**. Udaljenost ( $d$ ) između metacentra  $M$  i  $M'$  za kutove udara vjetra  $5^{\circ}$ - $30^{\circ}$  iznosi oko 40 cm za vozila tipa limuzina, a oko 80 cm kod vozila tipa karavan.

Kada je metacentar bočne površine  $M$  ispred težišta vozila  $T$ , nastaje skretanje vozila u smjeru vjetra. Skretanje vozila uslijed sile vjetra  $F_s$  uzrokuje centrifugalnu silu  $F_c$  u težištu vozila. Pritom sila vjetra s centrifugalnom silom stvara moment zaokreta koji povećava tendenciju skretanja vozila s pravca.

Kada je metacentar bočne površine  $M'$  iza težišta vozila  $T$ , djelovanje sile vjetra  $M'_s$  uzrokuje skretanje vozila suprotno smjeru vjetra. Tome pomaže centrifugalna sila izazvana skretanjem pa se smanjuje skretanje vozila s pravca kretanja.

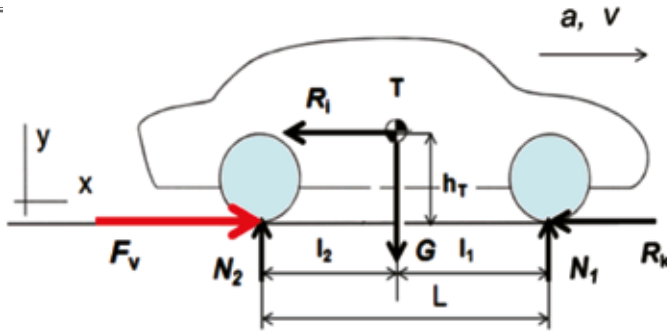


**Slika 3.12. Shema sila na vozilu pri djelovanju bočnog vjetra**

Manju tendenciju skretanja s pravca imaju vozila čija je bočna površina iza težišta veća od površine ispred težišta, odnosno kada je položaj težišta bliži prednjoj osovini nego stražnjoj. Zato su vozila tipa "karavan" otpornija na djelovanje bočnog vjetra od vozila tipa "limuzina". Dakle, pri djelovanju bočnog vjetra varijanta karavana manje je osjetljiva na bočno skretanje od varijante limuzine, pa se pri dizajniranju vozila hvatište sile vjetra stavlja iza težišta vozila.

### 3.6. Otpor inercije (otpor ubrzanju vozila)

Otpor inercije nastaje pri ubrzanom ili usporenom kretanju vozila. Pritom treba svladati inerciju masa koje se kreću pravolinijski i inerciju masa koje se kreću rotacijski. Ta sila inercije zamišljena je s djelovanjem u težištu vozila. Sila inercije ima velik utjecaj na opterećenje osovina, a prema tome i na performanse vozila te potrošnju goriva (stani-kreni), **slika 3.13**.



Slika 3.13. Otpor ubrzanju vozila (sila inercije)

$$R_i = R_{lin} + R_{rot} \quad (3.33)$$

$R_{lin}$  - otpor inercije mase vozila koja se pokreće pravolinijski

$R_{rot}$  - otpor inercija masa koje se pokreću rotacijski

Otpor inercije mase vozila koja se pokreće pravolinijski (*II. Newtonov zakon*) je:

$$R_{lin} = m a \text{ [N]}$$

Otpor inercije masa vozila koje se pokreću rotacijski ( $R_{rot}$ ) izračunava se otporom tromosti dijelova transmisije, koji se svodi na pogonski kotač. Zato treba poznavati polarni moment inercije dijelova u rotaciji ( $J_i$ , zamašnjaka motora, zupčanika mjenjača i diferencijala, vratila i kotača), te prijenosni omjer promatranog dijela ( $i_i$ ) do pogonskog kotača. Zbog složenosti izračuna otpora inercije rotirajućih dijelova transmisije, koristi se približna vrijednost priraštaja tih masa. Praktično, otpor inercije vozila računa se tako da se otpor pravolinijskom pokretanju masa ( $m a$ ) poveća za faktor priraštaja rotirajućih masa ( $\delta_r$ ):

$$R_i = \delta_r m a \text{ [N]} \quad (3.34)$$

$\delta_r$  - faktor rotirajućih masa ovisi o ukupnom omjeru transmisije ( $i_{tr}$ ), *slika 3.14*. Značajniji utjecaj na ovaj otpor imaju one mase koje su dalje od pogona. U 1. stupnju prijenosa omjer transmisije ( $i_{tr1}$ ) je najveći pa je i faktor  $\delta_r$  najveći, a kod 2, 3, 4, 5, 6 ili 7 prijenosa ima manje vrijednosti.

Faktor rotirajućih masa iznosi:  $\delta_r = 1,0 - 1,5$

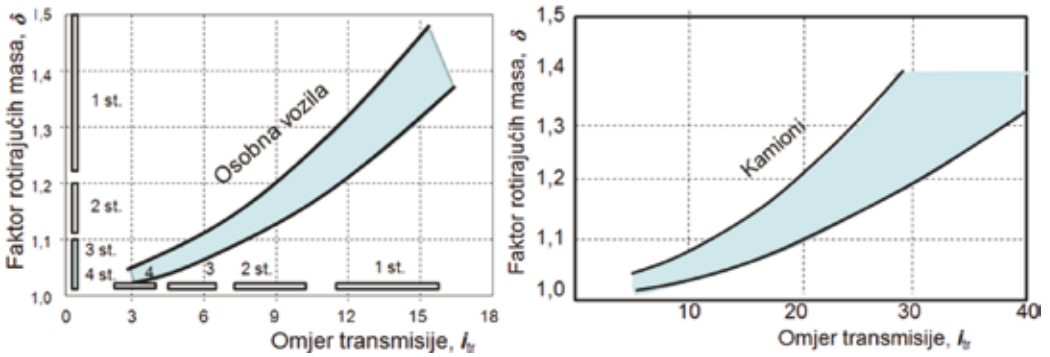
$a$  - ubrzanje i međuubrzanje ovisi o stupnju prijenosa mjenjača i forsiranja motora:

- u 1. stupnju prijenosa,  $a = 2-5 \text{ m/s}^2$
- u 2. stupnju prijenosa,  $a = 1,5-3,0 \text{ m/s}^2$
- u 3. stupnju prijenosa,  $a = 1,0-2,0 \text{ m/s}^2$

Snaga potrebna za svladavanje otpora inercije:

$$P_i = R_i v \text{ [N]} \quad (3.35)$$





Slika 3.14. Faktor rotirajućih masa transmisije kod osobnih vozila i kamiona

### Primjer

Osobno vozilo mase 1500 kg ubrzava se iz mjesta. Koliki je otpor ubrzanju vozila u I. i II. stupnju prijenosa mjenjača, ako je  $a_1=3 \text{ m/s}^2$ ;  $\delta_{r1}=1,3$ , odnosno  $a_2=1,5 \text{ m/s}^2$ ;  $\delta_{r2}=1,2$ .

$$R_{iI} = \delta_1 m a_1 = 1,3 \times 1500 \times 3,0 = 5850 \text{ N, prvi stupanj prijenosa}$$

$$R_{iII} = \delta_2 m a_2 = 1,2 \times 1500 \times 1,5 = 2700 \text{ N, drugi stupanj prijenosa}$$

## 3.7. Ukupni otpori kretanja i potrebna snaga

Ukupan otpor kretanja vozila:

$$\sum R = R_k + R_u + R_z + R_i \quad [N] \quad (3.36)$$

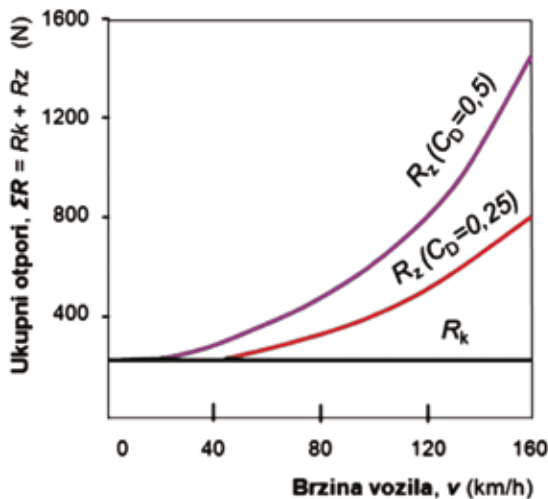
$$R_k = f_k G \cos \alpha \quad \text{- otpor kotrljanja}$$

$$R_z = 0,615 C_D A v_r^2 \quad \text{- otpor zraka}$$

$$R_u = G \sin \alpha \quad \text{- otpor uspona}$$

$$R_i = \delta m a \quad \text{- otpor inercije}$$

Grafički prikaz ukupnih otpora kretanja dva vozila, niske aerodinamičnosti  $C_D=0,5$  i visoke aerodinamičnosti  $C_D=0,25$  (pri  $R_i=0$ ,  $R_u=0$ ) u funkciji brzine, prikazani su na slici 3.15.



Slika 3.15. Otpori kretanja dva vozila različite aerodinamičnosti

### a) Potrebna snaga za kretanje

Snaga potrebna za svladavanje otpora kretanja određenom brzinom:

$$P_m = \sum R v \quad [\text{W}] \quad (3.37)$$

#### Primjer

Osobno vozilo ( $m = 1500 \text{ kg}$ ,  $A = 2 \text{ m}^2$ ,  $C_D = 0,3$ ,  $\rho = 1,23 \text{ kg/m}^3$ ), kreće se jednoliko na usponu  $s = 5\%$  brzinom od  $100 \text{ km/h}$ . Ako su poznati otpori kretanja,  $R_k = 235,4 \text{ N}$ ,  $R_u = 735,7 \text{ N}$ ,  $R_{z100} = 285,2 \text{ N}$ , slijedi potrebna snaga za svladavanje otpora kretanja vozila:

$$P_m = \sum R v = (235,5 + 735,7 + 285,2) 100/3,6 = 34804 \text{ W} = 34,8 \text{ kW}$$

Snaga se mora povećati za gubitke koji se pojavljuju u prijenosu do kotača. Efektivna potrebna snaga motora jest:

$$P_e = P_m / \eta_{tri} \quad [\text{W}] \quad (3.38)$$

$\eta_{tri}$  - stupanj korisnosti transmisije

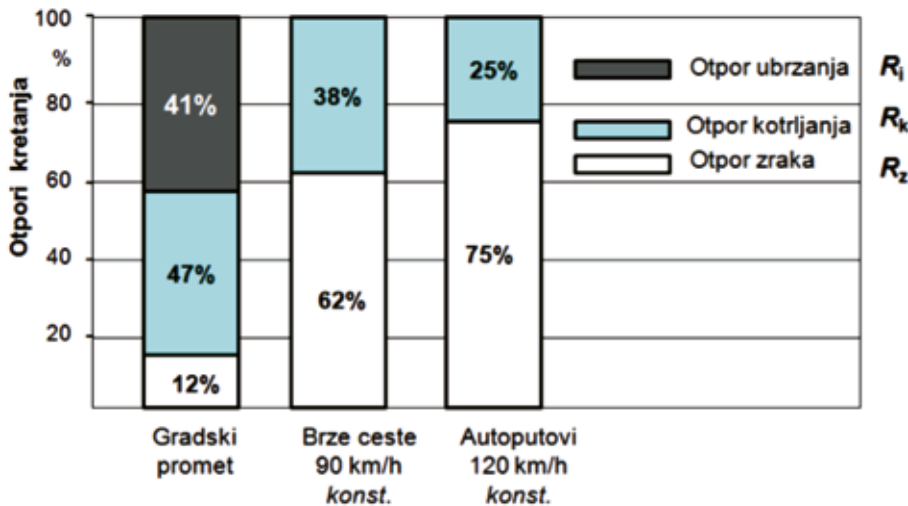
U rasponu od I. do VI. st. prijenosa, stupanj korisnosti transmisije osobnih vozila iznosi:  $\eta_{tri} = 0,90 - 0,95$

### b) Analiza ukupnih otpora kretanja

Utjecaj pojedinih otpora na ukupan otpor kretanja vozila s obzirom na kategorije vozila (L, M, N) i uvjete kretanja je različit.

Udjeli otpora kotrljanja, otpora zraka i otpora inercije u ukupnom otporu vožnje (**VW Golf**), prikazani su na **slici 3.16**. Otpor kotrljanja u gradskom prometu od 47% čini najveći otpor, zatim otpor ubrzanja 41%, te otpor zraka 12%. Pri kretanju velikim brzinama, oko  $90 \text{ km/h}$ , otpor zraka od 62% postaje najveći, osobito pri brzinama od  $120 \text{ km/h}$ , kada otpor zraka raste na 75% ukupnog otpora kretanja.

Na sličan način izvodi se analiza otpora kretanja kod ostalih kategorija vozila. Tako se procjenjuje utjecaj pojedinih otpora i ukupnih otpora na potrebnu snagu i na potrošnju goriva.



Slika 3.16. Udjeli pojedinih otpora kretanja u ukupnom otporu kretanja osobnog vozila

### 3.8. Vučna sila

Vučna sila vozila realizira se na pogonskim kotačima.

- kod pogona 4x2 sila se prenosi na prednje ili stražnje kotače,
- kod pogona 4x4 sila se prenosi na sve kotače (stalno ili povremeno).

Razlikuju se sljedeći pojmovi vučne sile:

$F_m$  – motorna vučna sila

$F_v$  – vučna sila

$F_{rv}$  – raspoloživa vučna sila za ubrzanje

$F_\mu$  – sila prijanjanja (najveća moguća vučna sila iz uvjeta adhezije)

#### Formiranje vučne sile

Pogonski moment na kotačima, *slika 3.17.*:

$$M_0 = M_e i_{tri} \eta_{tri} \quad [Nm] \quad (3.39)$$

$M_e$  - efektivni moment motora,  $i_{tri}$  - prijenosni omjer transmisije u pojedinom stupnju prijenosa,

$\eta_{tri}$  - gubici transmisije,  $r_d$  - dinamički radijus kotača

#### a) Motorna vučna sila

Motorna vučna sila na kotačima:

$$F_m = \frac{M_0}{r_d} [N] \quad (3.40)$$

$r_d$  - dinamički radijus kotača

#### b) Vučna sila

Vučna sila je reakcija motorne vučne sile u točki dodira pogonskih kotača i podloge (*III. Newtonov zakon*). To je ustvari pokretačka sila vozila, *slika 3.17.*

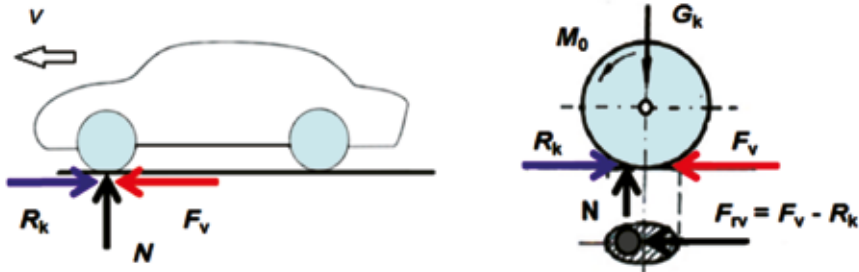
$$F_v = F_m \quad (3.41)$$

#### c) Raspoloživa vučna sila za ubrzanje

Raspoloživa vučna sila na pogonskim kotačima omogućuje ubrzanje i svladavanje otpora kretanja:

$$F_{rv} = F_v - R_k [N] \quad (3.42)$$

$$F_{rv} = F_v - \Sigma R [N]$$



*Slika 3.17. Raspoloživa sila na pogonskim kotačima*

#### d) Sila prijanjanja (adhezije)

Sila prijanjanja granična je vrijednost vučne sile koju kotači mogu prenijeti na podlogu - koju podloga može primiti, a da pritom ne dolazi do rušenja strukture podloge.

$$F_\mu = \mu N [N] \quad (3.43)$$

$\mu$  - koeficijent prijanjanja (*adhezije, grip*)

$N$  - normalna reakcija na pogonske kotače

### e) Uvjeti kretanja vozila

Kad je motorna vučna sila jednaka ili veća od otpora kretanja  $F_m \geq \Sigma R$  i manja od sile prijanjanja, pogonski kotači se kreću bez klizanja. Ako se na pogonske kotače dovede motorna vučna sila veća od sile prijanjanja, kotači će proklizati. Ako su otpori kretanja  $\Sigma R$  veći od motorne vučne sile nastaje preopterećenje motora i dolazi do prekida rada motora.

Na temelju odnosa pojedinih sila ispod kotača slijedi:

- |                                 |                           |        |
|---------------------------------|---------------------------|--------|
| a) uvjet kretanja:              | $F_m \geq F_v \leq F_\mu$ | (3.44) |
| b) uvjet proklizavanja:         | $F_m \geq F_v > F_\mu$    |        |
| c) uvjet preopterećenja motora: | $F_m < F_v \leq F_\mu$    |        |

### 3.8.1. Koeficijent prijanjanja

Naprezanje pneumatika u kontaktu s podlogom uzrokuje relativno klizanje kotača, tzv. proklizavanje ( $s\%$ ). Rezultat toga je određena razlika između kinematičke i stvarne brzine kretanja vozila.

#### a) Relativno klizanje kotača (proklizavanje)

Pri određivanju stanja kotača, uvedeni su faktori relativnog klizanja:

- faktor relativnog klizanja pogonskog kotača

$$S = \frac{v_k - v}{v_k} 100\% \quad (3.45)$$

$v_k$  - obodna brzina kotača ( $v_k = \omega_k r_d$ )

$v$  - brzina vozila (os kotača)

Mogući slučajevi:

$v_k = v$ , čisto kotrljanje,  $s = 0\%$

$v_k > v$ ,  $v = 0$ , čisto proklizavanje,  $s = 100\%$

$v_k = 0$ ,  $v > 0$ , čisto klizanje,  $s = -\infty$

$v_k < v$ , djelomično klizanje,  $-\infty < s < 0$

$v_k > v$ , djelomično proklizavanje,  $0 < s < 100\%$

- faktor relativnog klizanja kočenog kotača

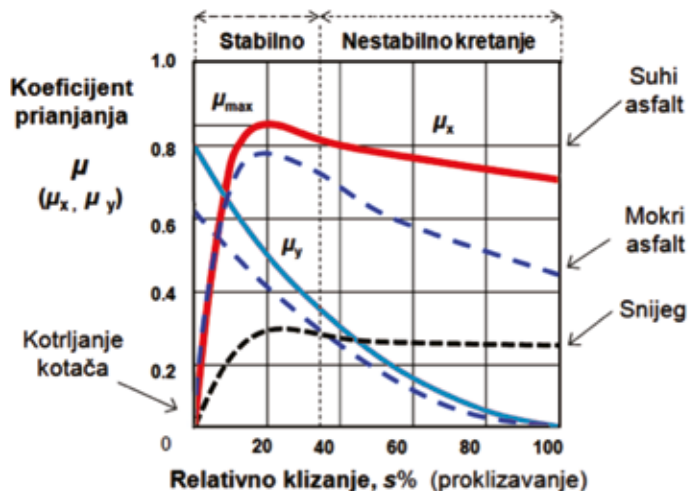
$$S = \frac{v - v_k}{v} 100\% \quad (3.46)$$

#### b) Dijagram koeficijenta prijanjanja

Grafički prikaz koeficijenta prijanjanja ( $\mu$ ) u uzdužnom i poprečnom smjeru kretanja kotača u odnosu na relativno klizanje kotača ( $s\%$ ) prikazan je na **sllici 3.18**. U skladu s funkcijom prijanjanja mogu se procijeniti odgovarajuće vrijednosti vučne, kočne i bočne sile koja se može prenijeti na podlogu ( $F_\mu = \mu N$ ), a prema tome može se govoriti o stabilnom i nestabilnom kretanju vozila.

Linearni dio krivulje prijanjanja je uzrokovan najmanjim klizanjem, kod naprezanja gume pri slobodnom kotrljanju kotača, koje prelazi u veće klizanje i postizanje najvećeg prijanjanja ( $\mu_{\max}$ ). Osim prijanjanja u pravcu kretanja ( $\mu = \mu_x$ ) pri bočnom skretanju vozila vrlo važno je bočno prijanjanje ( $\mu_y$ ). Bočna komponenta prijanjanja eksponencijalno opada i ima maksimalnu vrijednost pri  $s = 0\%$ , a minimalnu pri klizanju od  $s = 100\%$ .

Dijagram pokazuje velike razlike prijanjanja pri kretanju vozila po kvalitetnoj i manje kvalitetnoj podlozi (suhi asfalt) i slaboj podlozi (snijeg), a prema tome i sigurnost kretanja vozila.



**Slika 3.18. Dijagram koeficijenta prijanjanja (grip),**  
 $\mu_x$  - uzdužno prijanjanje ( $\mu$ ),  $\mu_y$  - poprečno prijanjanje

Vožnja s relativno velikim klizanjem ( $s \geq 30\%$ ) nije poželjna, stoga elektronički sustavi upravljanja ne dopuštaju prijelaz u nestabilno područje kretanja. U području proklizavanja oko 20% najveći je koeficijent prijanjanja, odnosno najveća je mogućnost prijenosa vučne ili kočne sile. Također, u tom području postoji visoki koeficijent bočnog prijanjanja pa se mogu zanemariti razlike između uzdužnog i poprečnog prijanjanja ( $\mu = \mu_x = \mu_y$ ). U stabilnom području kretanja djeluju aktivni sustavi stabilnosti (ABS, ASR, ESC), koji na temelju dopuštenog relativnog klizanja ( $s\%$ ) sprječavaju blokiranje i proklizavanje kotača, što osigurava upravljanje i stabilnost vozila.

### c) Temeljne vrijednosti koeficijenta prijanjanja, tablica 3.4.

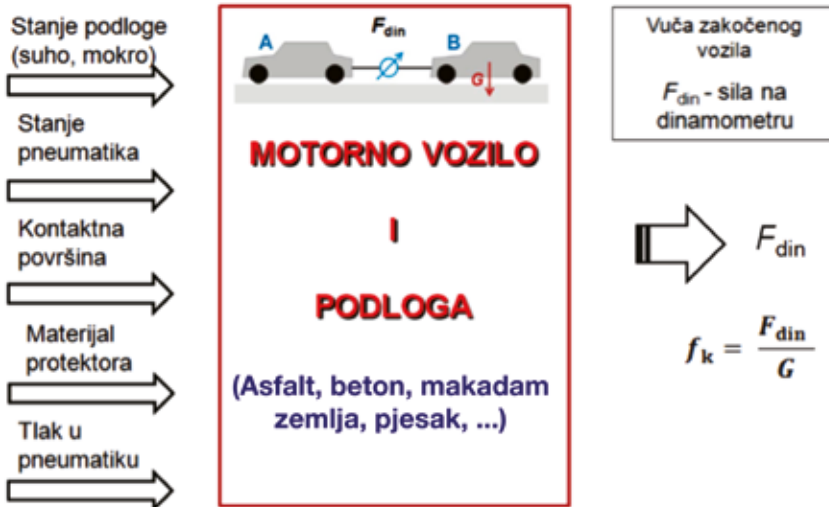
**Tablica 3.4. Koeficijent prijanjanja,  $\mu$**

PODLOGA	$\mu$	
	suha	mokra
Glatki asfalt	0,70	0,50
Hrapavi asfalt	0,80	0,70
Beton	0,70	0,60
Kamena kocka	0,65	0,55
Makadam	0,60	0,45
Nasuti šljunak	0,50	0,40
Glinasti put	0,50	0,30
Pijesak	0,30	0,40
Snijeg	0,20	0,10
Poledica	0,10	0,05

**Napomena:** Posebni pneumatici za trkaća vozila, omogućuju veće koeficijente prijanjanja

### d) Ispitivanje koeficijenta prijanjanja

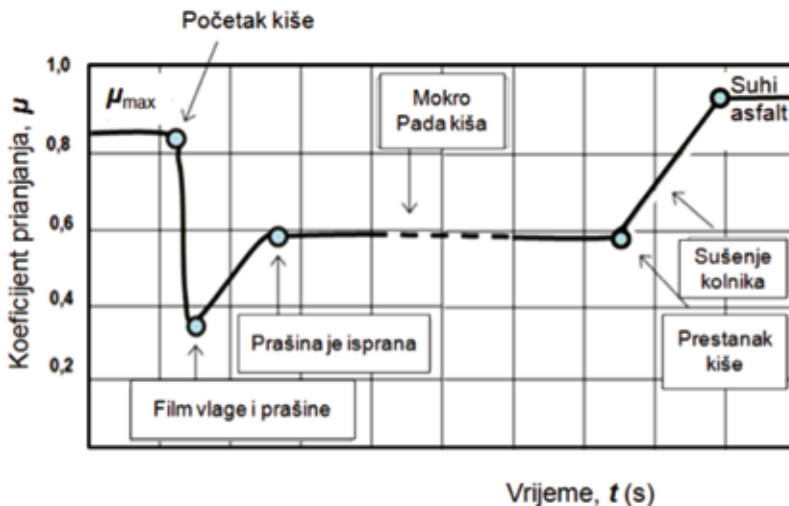
Koeficijent prijanjanja ovisi o velikom broju faktora, **slika 3.19**. Prijanjanje ovisi o stanju podloge, vrsti i stanju pneumatika, materijalu sloja protektora, tlaku zraka u gumi, brzini vozila i drugim uvjetima. Praktično, koeficijent prijanjanja određuje se eksperimentalno. Testirano vozilo težine ( $G$ ) s određenim gumama na određenoj podlozi vuče se zakočeno (preko dinamometra) vučnim vozilom. Na dinamometru se očita sila, nakon čega se izračuna koeficijent prijanjanja ( $\mu = F_{\text{din}} / G$ ).

Slika 3.19. Ispitivanje koeficijenta prianjanja ( $\mu$ )

### e) Promjena koeficijenta prianjanja s obzirom na utjecaj kiše

Kada kiša počne padati na cestu koja je već dugo bila suha i pokrivena je gotovo nevidljivim slojem prašine, nastaju nepovoljni uvjeti kretanja, *slika 3.20*. Formira se mješavina prašine i vode, koja brzo smanjuje vrijednost koeficijenta prianjanja, čak na 0,35 do 0,40, što je nepovoljno za sigurnost prometa. U takvim uvjetima učestale su prometne nezgode. Ako kiša kontinuirano pada, cesta se ispere pa se adhezija povećava na 0,6 što se smatra zadovoljavajućim za sigurnost prometa. Prestankom kiše, cesta se postupno suši, tako da se vrijednost prianjanja povećava do najvećih vrijednosti.

Precizniji podaci koeficijenta prianjanja za određenu suhu i mokru podlogu (asfalt / beton) i stanje pneumatika dani su u *tablici 3.5*. Prianjanje najviše ovisi o stanju pneumatika i podloge, ali na prianjanje značajno utječe mokri kolnik. Najveće prianjanje se postiže na suhom asfaltu / betonu kod brzina 50-90 km/h.



Slika 3.20. Promjena koeficijenta prianjanja s obzirom na kišu

### Pojava *aquaplaninga*

Drugi fenomen koji uzrokuje nesigurnost prometa jest pojava *aquaplaninga*. Radi se o hidrodinamičkom plivanju vozila na sloju vode koji se formira ispod kotača. U slučaju jake kiše, nastaje sloj vode (1 - 5 mm). Ispod kotača stvara se vodeni klin koji kod većih brzina uzrokuje vertikalnu silu koja podiže kotač, tako da se gubi kontakt između gume i ceste. Vozilo se tada zanosi i gubi stabilnost, jer nema mogućnosti vuče i kočenja. Rizik od pojave *aquaplaninga* smanjuje se dubinom kanala u gaznom sloju gume te hrapavošću ceste. Istrošeni pneumatici povećavaju rizik od *aquaplaninga*.

**Tablica 3.5. Koeficijent prijanjanja  $\mu$  na suhoj i mokroj cesti (asfalt / beton)\***

Brzina vozila km/h	Stanje pneumatika	Stanje površine ceste				Poledica
		Suha površina puta	Mokra površina, visina vode $\approx 0,2$ mm	Pljusak, visina vode $\approx 1$ mm	Lokva, visina vode $\approx 2$ mm	
Koeficijent prijanjanja ( $\mu$ )						
50	novi	0,8	0,65	0,55	0,5	0,1 i manje
	korišteni <sup>1)</sup>	1,0	0,5	0,4	0,25	
90	novi	0,8	0,6	0,3	0,05	
	korišteni <sup>1)</sup>	0,95	0,2	0,1	0,05	
130	novi	0,75	0,55	0,2	0,0	
	korišteni <sup>1)</sup>	0,9	0,2	0,1	0	

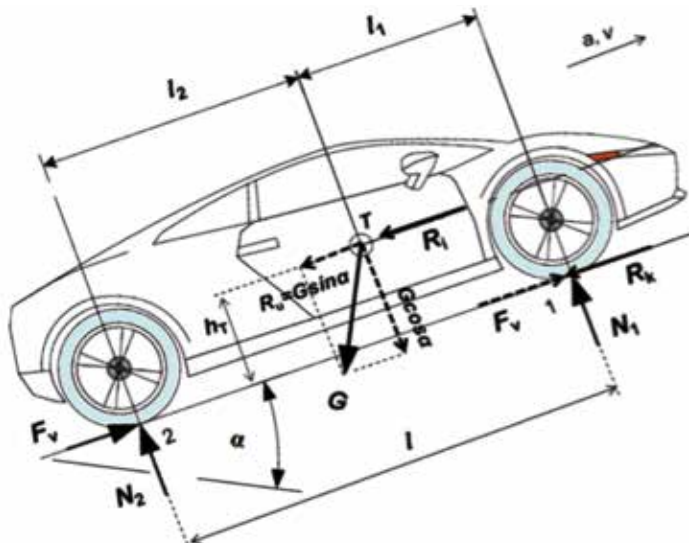
\* BOSCH, *Automotive Handbook*, 2007

<sup>1)</sup> Korišteni su pneumatici, čija je dubina šare  $\geq 1,6$  mm

## 3.9. Dinamičke reakcije

### 3.9.1. Dinamičko opterećenje osovina

Najveće opterećenje osovina ( $N_1$  i  $N_2$ ) određuje se iz uvjeta prijanjanja pogonskih kotača. Pogon vozila može biti na prednjim, stražnjim ili svim kotačima. Vučna sila određuje smjer kretanja vozila, *slika 3.21*.



**Slika 3.21. Određivanje normalnih reakcija  $N_1$ ,  $N_2$**

(Jazar, 2008)

**Prednji pogon**

Iz sume momenata,  $\sum M_2 = 0$ , slijedi:

$$N_1 l + R_z h_z + R_u h_T + R_1 h_T + M_{k1} + M_{k2} - G \cos \alpha l_2 = 0 \quad (3.47)$$

Neka je:  $h_z \approx h_T$ ;  $M_k = N a$ ;  $a = f_k r_d$

moment otpora kotrljanju kotača,  $M_{k1} + M_{k2} = M_k = N f_k r_d$

slijedi:

$$N_1 l = G \cos \alpha l_2 - h_T (R_z + R_u + R_1) + M_k$$

Vučna sila:  $F_v = R_z \pm R_u \pm R_1$

Ako se zbog malih iznosa, moment otpora kotrljanju kotača zanemari ( $M_k \approx 0$ ) i promatra kretanje vozila na granici prijanjanja, onda je

$$N_1 l = G \cos \alpha l_2 - h_T F_v$$

Najveća sila ispod prednje osovine je jednaka:  $F_v = \mu N_1$ , pa se iz gornje jednačbe dobiva normalna dinamička reakcija na prednjoj pogonskoj osovini:

$$N_1 l = G \cos \alpha l_2 - h_T \mu N_1$$

$$N_1 l = G \cos \alpha \frac{l_2}{1 + \mu h_T} \quad (3.48)$$

Kako je  $N_1 + N_2 = G \cos \alpha$ ,

normalna dinamička reakcija na stražnjoj osovini je:

$$N_2 = G \cos \alpha \frac{l_1 + \mu h_T}{1 + \mu h_T} \quad (3.49)$$

**Stražnji pogon**

Iz sume momenata,  $\sum M_1 = 0$ , slijedi:

$$N_2 l = G \cos \alpha l_1 + h_T F_v$$

Uz  $F_v = \mu N_2$ , dinamička reakcija na stražnjoj pogonskoj osovini je:

$$N_2 = G \cos \alpha \frac{l_1}{1 - \mu h_T} \quad (3.50)$$

Kako je  $N_1 + N_2 = G \cos \alpha$ , slijedi

normalna dinamička reakcija na prednjoj osovini:

$$N_1 = G \cos \alpha \frac{l_2 - \mu h_T}{1 - \mu h_T} \quad (3.51)$$

Kod ubrzavanja vozila smanjuje se opterećenje prednje osovine, a povećava se opterećenje stražnje osovine. Težište vozila koje je bliže pogonskoj osovini povećava opterećenje te osovine a time i najveću silu prijanjanja, što znači i sigurnije kretanje vozila. Značajan je utjecaj konstrukcije vozila ( $l, l_1$ ) osobito visine težišta ( $h_T$ ) na osovinsko opterećenje ( $N_1, N_2$ ). Također, očit je utjecaj koeficijenta prijanjanja ( $\mu$ ) na osovinsko opterećenje.

Dakle, normalne dinamičke reakcije  $N_1$  i  $N_2$ , ovise o parametrima:

- težine vozila,  $G$
- uspona / nizbrdice,  $\alpha$
- razmaka osovina,  $l$  ( $L$ )
- koordinata težišta vozila,  $l_1, l_2$  i  $h_T$
- koeficijenta prijanjanja,  $\mu$ .

Izrazi za izračunavanje normalnih reakcija kod vozila s prednjim pogonom, stražnjim pogonom te s objema pogonskim osovinama, dani su u **tablici 3.6**.

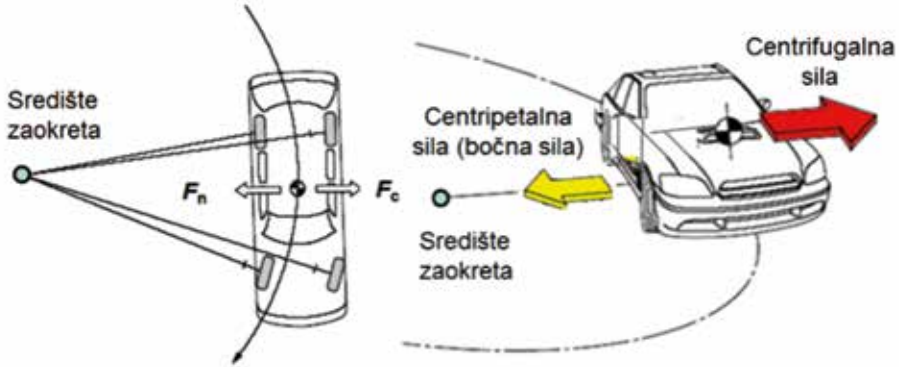


**Tablica 3.6. Najveće normalne dinamičke reakcije vozila, u ovisnosti pogona**

Pogon	Normalne dinamičke reakcije	
	$N_1$	$N_2$
Prednji pogon	$N_1 = G \cos \alpha \propto \frac{l_2}{l + \mu h_T}$	$N_2 = G \cos \alpha \propto \frac{l_1 + \mu h_T}{l + \mu h_T}$
Stražnji pogon	$N_1 = G \cos \alpha \propto \frac{l_2 - \mu h_T}{l - \mu h_T}$	$N_2 = G \cos \alpha \propto \frac{l_1}{l - \mu h_T}$
Obje osovine 4x4	$N_1 = G \cos \alpha \propto \frac{l_2 - \mu h_T}{l}$	$N_2 = G \cos \alpha \propto \frac{l_2 + \mu h_T}{l}$

### 3.9.2. Dinamičke reakcije u zavoju

Djelovanje centripetalne i centrifugalne sile na vozilo prikazano je na *slici 3.22*. Centripetalna sila je aktivna bočna sila u dodiru kotača i podloge, koja djeluje u smjeru okretišta vozila, a neophodna je za održavanje kružne putanje vozila. U težištu vozila djeluje centrifugalna sila, *slika 3.23*.

**Slika 3.22. Djelovanje centripetalne i centrifugalne sile na vozilo**

#### Centripetalna sila<sup>1</sup>

Masa vozila u zavoju dobiva centripetalno (normalno ili bočno) ubrzanje pa je centripetalna sila jednaka:

$$F_n = m_v a_b \quad [\text{N}] \quad (3.52)$$

Normalno (bočno) ubrzanje ovisi o kutnoj brzini vozila:  $a_n = a_b = R \omega^2$

Kako je  $\omega = v / R$ , slijedi  $a_b = v^2 / R$ , pa je sila:

$$F_n = \frac{m_v v^2}{R} \quad [\text{N}]$$

$m_v$  - masa vozila

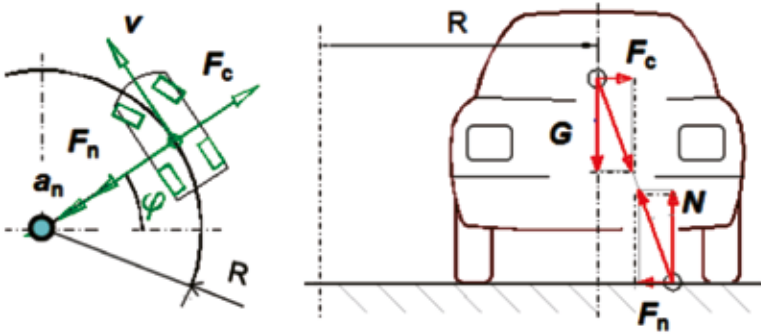
$a_b$  - bočno ubrzanje vozila (*normalno ubrzanje*,  $a_n$ )

$\omega$  - kutna brzina vozila, pri kojoj je kutno ubrzanje vozila  $\varepsilon = \omega / t$

$v$  - tangencijalna (obodna) brzina kretanja vozila

$R$  - radijus zavoja

<sup>1</sup> Centripetalna sila je sila koja djelujući bočno na tijelo, održava njegovu kružnu putanju. U skladu s II. Newtonovim zakonom centripetalna sila stvara centripetalno (normalno) ubrzanje.



Slika 3.23. Putanja vozila i spreg sila

Iz uvjeta stabilnosti:

$$F_n \leq \mu G$$

$$mv^2/R \leq \mu mg$$

Najveća brzina vozila u zavoju radijusa  $R$ , kod prijanjanja  $\mu$ , slijedi:

$$v_{\max \text{ kl}} \leq \sqrt{\mu g R} \quad (3.53)$$

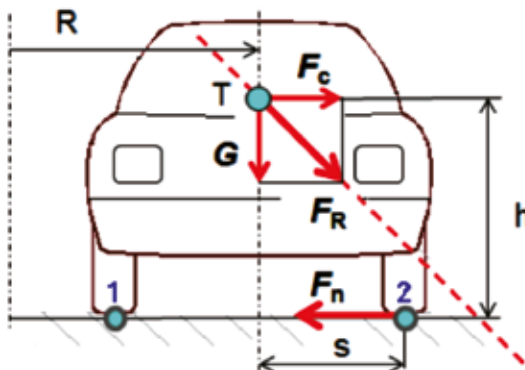
Pri ulasku u zavoj velikom brzinom, održavanje putanje zahtjeva veći koeficijent prijanjanja ( $\mu$ ). Ako toga nema, jedini način da se zadovolji zakon fizike, je povećanje radijusa ceste ( $R$ ). U slučaju slabog prijanjanja unutarnjih kotača dolazi do smanjenja bočne sile vođenja, koja je neophodna za održavanje kružne putanje, što pri velikim brzinama može dovesti do klizanja i nestabilnosti vozila.

### Centrifugalna sila

Svakoj promjeni prirodnog stanja gibanja nekog tijela njegova se masa suprotstavlja svojom silom inercije (prirodno stanje gibanja može biti samo mirovanje ili jednoliko pravocrtno gibanje). Inercijska sila nema reakciju, za koju ne vrijedi III. Newtonov zakon, zakon akcije i reakcije. Inercijska sila vozila je centrifugalna sila ( $F_c$ ), koja djeluje u smjeru prevrtanja vozila:

$$F_c = \frac{m_v v^2}{R} [\text{N}] \quad (3.54)$$

Veća centrifugalna sila povećava rezultantnu silu prevrtanja vozila ( $F_R$ ), slika 3.24. Veća težina vozila ( $G$ ) i veći trag kotača ( $2s$ ) smanjuje mogućnost prevrtanja. Vozilo će u zavoju biti stabilno sve dok se pravac rezultante sile ne nađe izvan vanjskih kotača (točka 2). Položaj pravca rezultantne sile između kotača daje stabilno kretanje, a položaj izvan toga daje prevrtanje vozila.



Slika 3.24. Djelovanje rezultantne sile na prevrtanje vozila

Dakle, centripetalna sila djeluje u smjeru središta zaokreta vozila, a potrebna je za održavanje kružne putanje vozila, a centrifugalna sila koja djeluje u težištu vozila je mjerodavna za bočno prevrtanje vozila.

### a) Normalne i bočne reakcije ispod kotača

Promatra se kretanje vozila na poprečnom nagibu u zavoju, *slika 3.25*. Vozilo će imati stabilno kretanje ako ne izlijeće iz zavoja i ako pravac rezultantne sile ( $F_R$ ) ne prelazi os prevrtanja ispod lijevih kotača (točka 1).

Centrifugalna sila i težina vozila mijenjaju raspodjelu opterećenja između lijevih i desnih kotača, a mogu biti uzrok nestabilnosti vozila. Centrifugalna sila dodatno opterećuje vanjske, a rasterećuje unutarnje kotače.

$$N_v + N_u = G \cos\beta + F_c \sin\beta \quad (3.55)$$

Iz uvjeta ravnoteže:

$$\Sigma M_{01} = 0, \Sigma M_{02} = 0$$

$$N_u 2s - G h_T \sin\beta - G s \cos\beta + F_c \cos\beta h_T - F_c \sin\beta s = 0$$

$$N_v 2s + G h_T \sin\beta - G s \cos\beta - F_c \cos\beta h_T - F_c \sin\beta s = 0$$

Normalne reakcije ispod unutarnjih i vanjskih kotača, su:

$$N_u = G (\sin\beta h_T + s \cos\beta) / 2s - F_c (s \sin\beta - h_T \cos\beta) / 2s \quad (3.56)$$

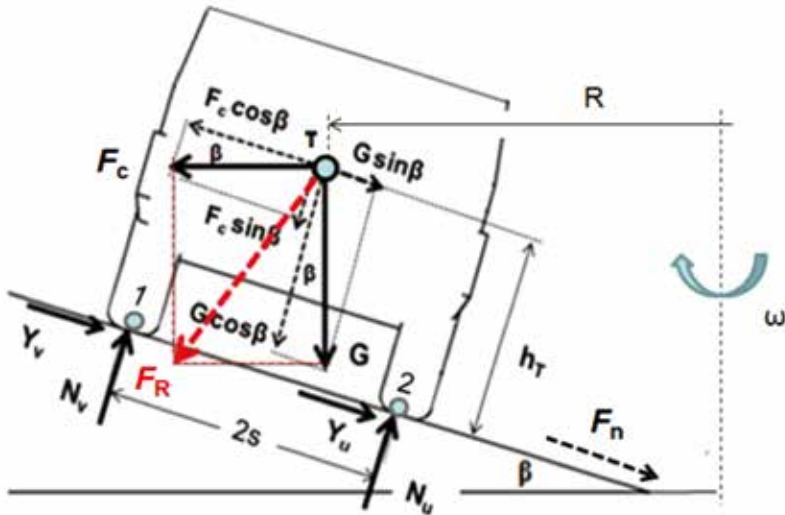
$$N_v = G (s \cos\beta - h_T \sin\beta) / 2s + F_c (\cos\beta h_T - s \sin\beta) / 2s$$

Centripetalna (bočna) sila

$$F_n = Y_u + Y_v = G \sin\beta - F_c \cos\beta \quad (3.57)$$

Najveća bočna sila iz uvjeta prijanjanja

$$F_{n\mu} \leq \mu (G \cos\beta + F_c \sin\beta) \quad (3.58)$$



*Slika 3.25. Normalne reakcije u zavoju na poprečnom nagibu puta*

( $F_R$  - rezultantna sila;  $Y_u, Y_v$  - sastavnice centripetalne sile;  
 $N_v, N_u$  - bočne normalne reakcije)

### b) Vučne i bočne sile ispod kotača, *slika 3.26*.

U kontaktu pneumatika i podloge, vučne i bočne sile prikazane su pojedinačno za svaki kotač ( $F_{ijv}, F_{ijb}$ ). U cilju stabilnosti vozila od zanošenja, mogu se promatrati rezultantne sile ispod prednje i stražnje osovine, kao i u težištu vozila ( $F_x, F_y$ ). Također, prikazani su kutovi zaokreta upravljačkih kotača ( $\delta$ ), kutovi bočnog klizanja kotača ( $\alpha$ ) i kut skretanja vozila ( $\beta$ ). Model služi za analizu stabilnosti vozila na bazi upravljivosti svakog kotača, uz pomoć vučnih i bočnih sila.

Koristeći II. Newtonov zakon, mogu se iz uvjeta ravnoteže postaviti dinamičke jednadžbe u smjeru osi X i Y, te momenta zaokreta oko težišta vozila pogona:

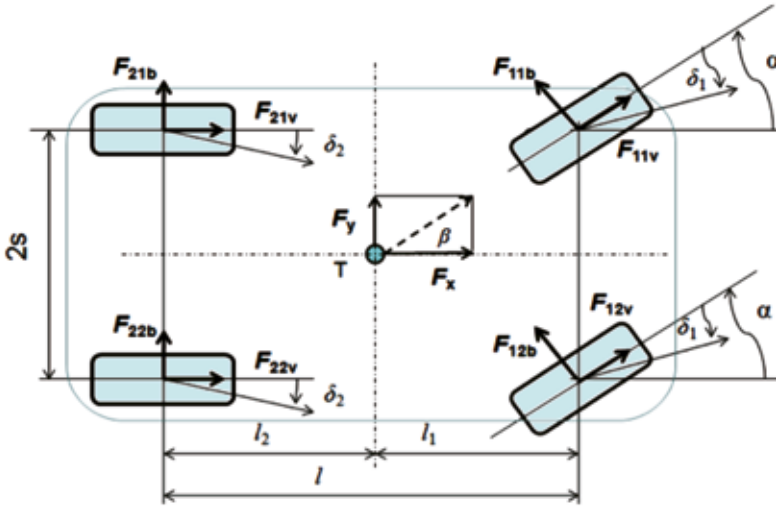
$$m a_x = F_{21v} + F_{22v} + (F_{11v} + F_{12v}) \cos \delta_1 - (F_{11b} + F_{12b}) \sin \delta_2 \quad (3.59)$$

$$m a_y = F_{21b} + F_{22b} + (F_{11v} + F_{12v}) \sin \delta_1 + (F_{11b} + F_{12b}) \cos \delta_2$$

$$J \varepsilon = -s (F_{11v} - F_{12v}) \cos \delta_1 + l_1 (F_{11v} + F_{12v}) \sin \delta_2 - s (F_{21v} - F_{22v}) + s (F_{11b} - F_{12b}) \sin \delta_1 + l_1 (F_{11b} + F_{12b}) \cos \delta_2 - l_2 (F_{21b} + F_{22b})$$

Dinamički model vozila može se pojednostaviti, koristeći *bicikl model* vozila. Uz pretpostavku da je:

- srednji kut zaokreta upravljačkih kotača:  $\delta = (\delta_1 + \delta_2)/2$
- bočni kutovi klizanja kotača:  $\alpha_{11} = \alpha_{12} = \alpha_1$ , te  $\alpha_{21} = \alpha_{22} = \alpha_2$



Slika 3.26. Shema sila na kotačima vozila 4x4

### 3.10. Performanse vozila

Postizanje ubrzanja i svladavanje uspona tipični su pokazatelji vučnih performansi vozila. Obje karakteristike ograničene su sposobnošću prijanjanja pogonskih kotača, pa kao takve ovise o raspodjeli opterećenja na osovine.

#### 3.10.1. Najveće ubrzanje

Izvodi se maksimalno moguće ubrzanje vozila, obzirom na pogone 4x4 i 4x2. Također, prikazana su bočna ubrzanja vozila u zavoju. Vrijednosti ubrzanja u uzdužnom i bočnom pravcu teoretski mogu biti vrlo visoka ( $\approx 10 \text{ m/s}^2$ ). Međutim, realna ubrzanja iznose najviše 4 - 5  $\text{m/s}^2$ . Kod određivanja najvećih ubrzanja iz uvjeta prijanjanja ( $\mu$ ), potrebno je najprije poznavati normalne sile ispod pogonskih osovine ( $N_i$ ).

#### Normalne reakcije ispod osovine na vodoravnoj podlozi

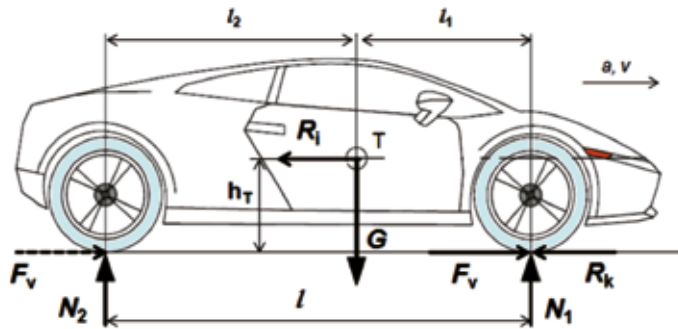
Pri ubrzanju vozila u težištu djeluje sila inercije  $R_i$ , slika 3.27. Iz uvjeta ravnoteže sila ispod stražnje osovine ( $\Sigma M_2 = 0$ ), slijedi normalna reakcija ispod prednje osovine  $N_1$ :

$$N_1 l + R_i h_T - G l_2 = 0; \quad R_i = m a; \quad R_i = (G/g) a$$

$$N_1 = (G l_2 - m a h_T) / l \quad (3.60)$$

Iz uvjeta ravnoteže sila ispod stražnje osovine ( $\Sigma M_1 = 0$ ), slijedi normalna reakcija ispod stražnje osovine, odnosno opterećenje stražnje osovine  $N_2$ :

$$N_2 = (G l_2 + m a h_T) / l$$



Slika 3.27. Određivanje najvećeg ubrzanja

(Jazar, 2008)

**a) Pogon na sve kotače (4x4)**

Kod ubrzanja vozila na vodoravnoj cesti, otpor inercije ( $R_i$ ) postaje relevantan, a pritom se otpor kotrljanja i otpor zraka mogu zanemariti ( $R_k=0$ ,  $R_z=0$ ). Najveća vučna sila ograničena je sposobnošću prijanjanja objiju osovina, odnosno pogona na sve kotače 4x4:

$$\begin{aligned} F_{\mu} &\leq R_i \\ \mu G &\leq m a, \quad m = G/g \end{aligned} \quad (3.61)$$

Najveće ubrzanje vozila s pogonom 4x4, koje daje apsolutni limit ubrzanja:

$$a_{\max} \leq \mu g \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (3.62)$$

Dakle, u ovisnosti o koeficijentu prijanjanja ( $\mu$ ), ubrzanje može biti vrlo visoko, za  $\mu=1$ , čak do  $10 \text{ m/s}^2$ . Praktične vrijednosti ubrzanja su manja.

**b) Pogon na prednje kotače (4x2)**

Kod pogona na prednje kotače ( $R_k=0$ ,  $R_z=0$ ), najveća vučna sila je ograničena sposobnošću prijanjanja prednje osovine:

$$\begin{aligned} F_{\mu} &\leq R_i \\ \mu N_1 &\leq m a \end{aligned} \quad (3.63)$$

$N_1$  - normalna reakcija ispod prednje osovine

$$N_1 = (G l_2 - m a h_T) / l$$

$$\mu N_1 \leq \mu (G l_2 - m a h_T) / l = m a_p$$

Najveće ubrzanje vozila pomoću prednjeg pogona je:

$$a_p \leq \mu g \frac{l_2}{l + \mu h_T} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (3.64)$$

**c) Pogon na stražnje kotače (4x2)**

Kod pogona na stražnje kotače ( $R_k=0$ ,  $R_z=0$ ), najveća vučna sila je ograničena sposobnošću prijanjanja stražnje osovine:

$$\begin{aligned} F_{\mu} &\leq R_i \\ \mu N_2 &\leq m a \end{aligned}$$

$N_2$  - normalna reakcija ispod stražnje osovine

$$N_2 = (G l_2 - m a h_T) / l$$

$$\mu N_2 \leq \mu (G l_2 + m a_s h_T) / l = m a_s$$

Najveće moguće ubrzanje vozila pomoću stražnjeg pogona je:

$$a_s \leq \mu g \frac{l_1}{l_1 - \mu h_T} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (3.65)$$

Stražnja osovina kao pogonska, daje veće mogućnosti ubrzanja nego prednja. To je glavni razlog zašto ultra brza sportska vozila velike snage imaju stražnji pogon ili pogon na sve kotače.

#### d) Bočno ubrzanje vozila

Bočna sila i bočno ubrzanje iz uvjeta prijanjanja:

$$\begin{aligned} F_{b\mu} &\leq F_n = F_i, \quad \mu G = m a \\ a_b &= \mu g \end{aligned} \quad (3.66)$$

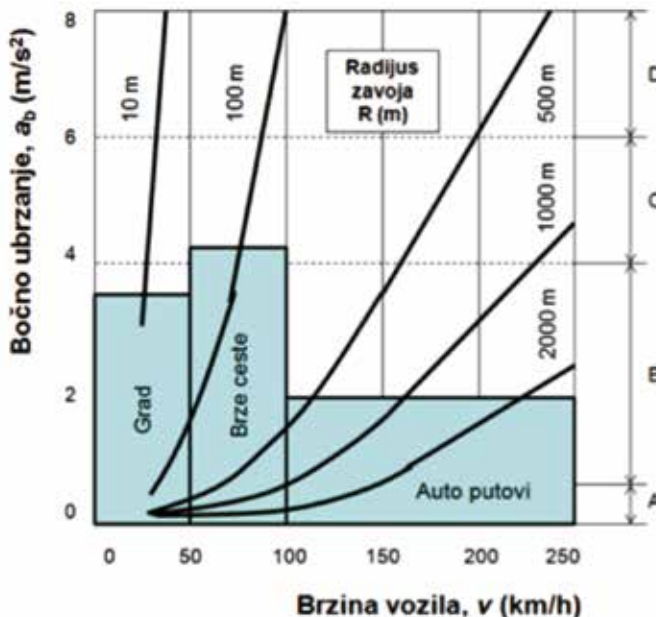
Apsolutni limit bočnog ubrzanja:

$$a_{\max} \leq 10 \mu \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (3.67)$$

#### Vrijednosti bočnog ubrzanja

Područje bočnog ubrzanja, s obzirom na svladavanje zavoja određenog radijusa, razlikuje više razina ubrzanja, **A, B, C i D**, *slika 3.28*. Do 100 m radijusa urbane vožnje (gradska vožnja i brze ceste), postižu se najveća bočna ubrzanja.

- A** - Vrijednosti bočnog ubrzanja od 0 do 0,5 m/s<sup>2</sup> smatraju se malim signalom bočnog ubrzanja, primjerice, potaknuto naletima vjetra.
- B** - Vrijednosti bočnog ubrzanja od 0,5 do 4 m/s<sup>2</sup> označavaju tipičan manevar dinamike bočnog skretanja, iznenadni zaokret, promjena traka vožnje kao i kombinacije bočnog i uzdužnog kretanja.
- C** - Vrijednosti bočnog ubrzanja od 4 do 6 (8) m/s<sup>2</sup>, podrazumijeva se kod korištenja sportskih vozila. Vrijednosti od 6 m/s<sup>2</sup> se postiže u ekstremnim situacijama i zbog toga se naziva graničnim dosegom u stazama utrivanja ili u situacijama koja dovode do incidenata.
- D** - Granične vrijednosti



Slika 3.28. Područja vrijednosti bočnih ubrzanja vozila

### 3.10.2. Najveći uspon

#### a) Pogon pomoću četiri kotača (4x4)

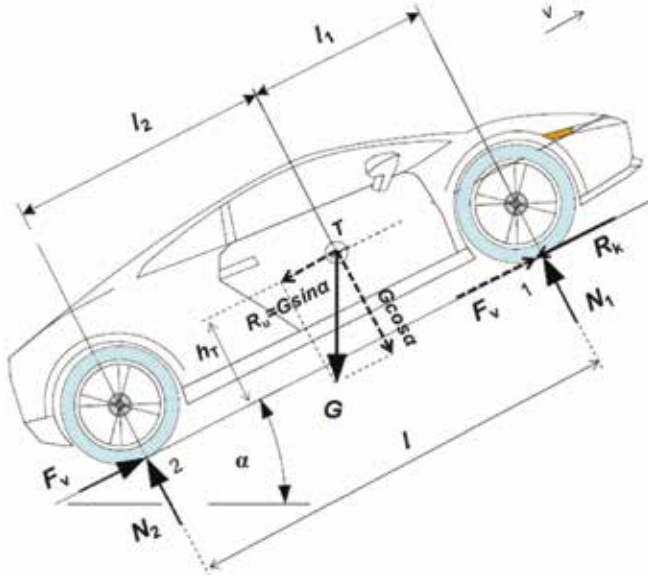
Jednolikom kretanju na usponu, suprotstavlja se komponenta težine  $R_u = G \sin \alpha$ , slika 3.29. Ako se zanemari otpor kotrljanja, otpor zraka i otpor inercije ( $R_k=0$ ,  $R_z=0$ ,  $R_1=0$ ), iz uvjeta prijanjanja slijedi:

$$G \sin \alpha = \mu (N_1 + N_2) = \mu G \cos \alpha$$

$\operatorname{tg} \alpha \leq \mu$ , tj. najveći mogući uspon koje vozilo može svladati:

$$\alpha \leq \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu$$

(3.68)



Slika 3.29. Određivanje najvećeg uspona (Jazar, 2008)

#### b) Pogon pomoću prednjih kotača (4x2)

Iz uvjeta prijanjanja ispod stražnjih kotača:

$$G \sin \alpha = \mu N_1$$

Iz uvjeta ravnoteže momenata s obzirom na točku ispod stražnjih kotača, slijedi normalna reakcija puta ispod prednje osovine:

$$N_1 = G (l_2 \cos \alpha - h_T \sin \alpha) / l$$

Uvrštavanjem u prethodni izraz:  $G \sin \alpha = \mu G (l_2 \cos \alpha - h_T \sin \alpha) / l$

Najveći uspon koje vozilo može svladati:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\mu l_2}{l + \mu h_T}$$

(3.69)

#### c) Pogon pomoću stražnjih kotača (4x2)

Iz uvjeta prijanjanja ispod stražnjih kotača:

$$G \sin \alpha = \mu N_2$$

Iz uvjeta ravnoteže momenata s obzirom na točku ispod prednjih kotača, slijedi normalna reakcija ispod stražnje osovine:

$N_2 = G (l_1 \cos \alpha + h_T \sin \alpha) / l$ , uvrštavanjem u prethodni izraz slijedi:

$$G \sin \alpha = \mu G (l_1 \cos \alpha + h_T \sin \alpha) / l$$

Najveći uspon koje vozilo može svladati:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\mu l_1}{l - \mu h_T} \quad (3.70)$$

**Primjer:**

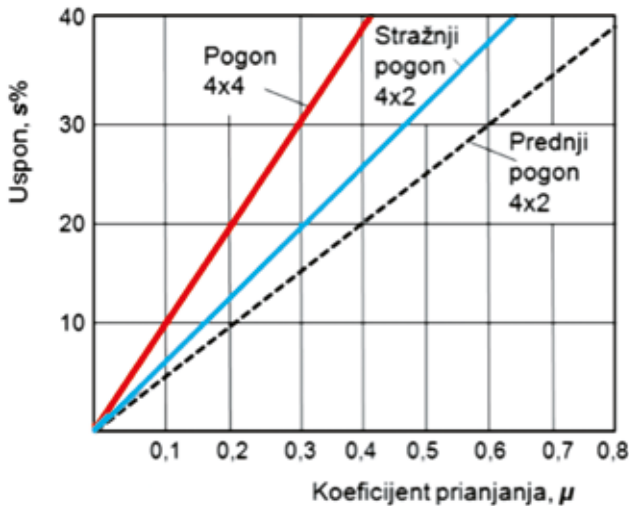
Treba odrediti najveće vrijednosti svladavanja uspona kod vozila 4x4, i 4x2, slijedećih podataka:  $l = 2,4 \text{ m}$ ,  $l_1 = l_2 = 1,2 \text{ m}$ ,  $h_T = 0,65 \text{ m}$ ,  $\mu = 0,8$ . Mogućnosti svladavanja uspona za promatrane vrste pogona, prikazani su u **tablici 3.7**.

**Tablica 3.7. Najveće vrijednosti svladavanja uspona, u funkciji vrste pogona**

Uspon	Pogon 4x4	Stražnji pogon 4x2	Prednji pogon 4x2
$\alpha^0 \approx$	38	27	17
$s\% \approx$	84	51	38

### Zaključak

Ako se pogon vozila ostvaruje samo preko jedne osovine (4x2), onda je uspon koji se može svladati stražnjom pogonskom osovinom veći od uspona koji se može postići s prednjom pogonskom osovinom, u svim uvjetima prijanjanja ( $\mu$ ), **slika 3.30**. Također, očito je da pogon na sve kotače (4x4) omogućuje svladavanje većih uspona i u lošim uvjetima prijanjanja. Iz uvjeta najvećeg prijanjanja ( $\mu = 1$ ), vozilo može svladati uspon od 100% ( $45^\circ$ ), ali ne iz uvjeta prevrtanja, koje će vjerojatno nastupiti ranije.



**Slika 3.30. Mogućnosti svladavanja uspona vozila, s pogonom 4x2 i 4x4**

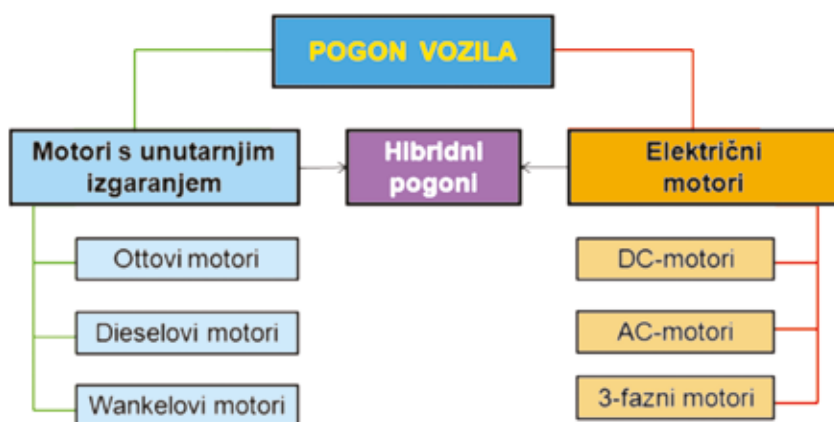




## 4. Vučna svojstva vozila

Vučna svojstva određuju vučne sposobnosti vozila u određenim uvjetima kretanja, izražene pomoću performansi vozila (brzina, ubrzanje, uspon, ...). Temeljni pokazatelj vučnih svojstava vozila je izrađena vučna karakteristika vozila, koja najviše ovisi o vrsti pogonskog motora i prijenosnika snage. Stoga su, izbor pogonskog motora i prijenosnika snage najvažniji čimbenici određivanja vučnih sposobnosti vozila.

Motorna vozila koriste više vrsta pogonskih motora, *slika 4.1.*



**Slika 4.1. Vrste pogonskih motora**

DC - istosmjerni motor, AC - izmjenični motor

### 4.1. Brzinska karakteristika motora s unutarnjim izgaranjem

Najvažnija značajka pogonskog motora je njegova brzinska karakteristika. Brzinska karakteristika motora je grafički prikaz funkcije efektivne snage motora ( $P_e$ ), efektivnog okretnog momenta motora ( $M_e$ ) i potrošnje goriva ( $g_e$ ) o broju okretaja motora pri punom opterećenju motora (puni dovod goriva), *slika 4.2.* Brzinska karakteristika motora određuje se na ispitnom stolu (tzv. *kočnici*).

Relevantne točke brzinske karakteristike motora su:

$P_{e \max}$  - točka maksimalne efektivne snage motora

$M_{e \max}$  - točka maksimalnog efektivnog momenta motora

$g_{e \min}$  - točka minimalne specifične efektivne potrošnje goriva

Relevantni pokazatelji motora su:

- efektivna snaga motora:  $P_e$  [W]
- efektivni moment motora:  $M_e = P_e / \omega$  [Nm]
- specifična efektivna potrošnja goriva:  $g_e = G_h / P_e$  [g/kWh]



**Slika 4.2. Ottov motor i brzinska karakteristika**

$P_e$  - efektivna snaga,  $M_e$  - efektivni okretni moment;  
 $g_e$  - specifična efektivna potrošnja goriva,  $n$  - broj okretaja (brzina vrtnje)

#### a) Snaga i okretni moment motora

Područje broja okretaja između točke maksimalnog momenta i točke maksimalne snage naziva se *elastično područje rada motora*. Ottov motor postiže veći broj okretaja od Dieselskog motora. Također, krivulja okretnog momenta Otto motora je povijenija. Za ocjenu tog područja rada koriste se parametri elastičnosti motora:

- elastičnosti motora po okretnom momentu

$$e_M = M_{e \max} / M_{P_{e \max}}; e_M = 1,1-1,4 \text{ Otto motori} / 1-1,2 \text{ Diesel motori} \quad (4.1)$$

$M_{e \max}$  - maksimalni okretni moment motora;

$M_{P_{e \max}}$  - okretni moment motora kod maksimalne snage ( $P_{e \max}$ )

Ukoliko je  $e_M$  veći, motor je prilagodljiviji otporima.

- elastičnosti motora po broju okretaja

$$e_n = n_{P_{e \max}} / n_{M_{e \max}}; e_n = 1,6-2,2 \text{ Otto motori} / 1,3-1,6 \text{ Diesel motori} \quad (4.2)$$

$n_{P_{e \max}}$  - broj okretaja motora kod maksimalne snage ( $P_{e \max}$ )

$n_{M_{e \max}}$  - broj okretaja motora kod maksimalnog momenta ( $M_{e \max}$ )

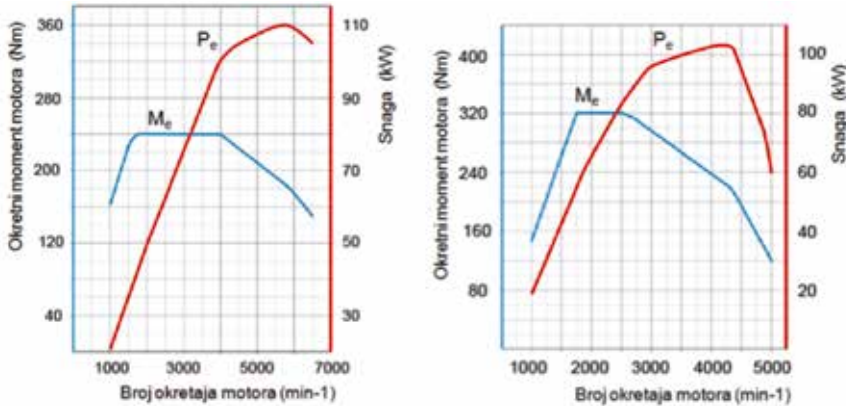
- ukupna elastičnost motora

$$E = e_M e_n \quad (1,7-3,0 \text{ za Otto motore} / 1,3-2,0 \text{ za Diesel motore})$$

S većom elastičnosti ( $E$ ) povećava se područje stabilnog rada motora, a savladavanju otpora je lakše, pa je vožnja ugodnija jer ne zahtijeva čestu promjenu stupnja mjenjača. Ottov se motor stoga u odnosu na Dieslov motor, pokazuje *elastičnijim* motorom. Najveći broj okretaja motora karakterizira nulto opterećenje, tj. kada motor radi na prazno. Ako je taj broj okretaja kod Dieselovog motora veći od maksimalne dopuštene vrijednosti, može doći do „oštećenja“ motora pa se stoga koristi regulator broja okretaja koji motor štiti od preopterećenja.

Turbopunjačem za prednabijanje motora zrakom i elektroničkim ubrizgavanjem razvijen je pogodniji oblik brzinske karakteristike motora. Suvremene brzinske karakteristike Ottova i Dieselova motora prikazane su na *slici 4.3*. Tendencija smanjenja potrošnje goriva te emisije štetnih ispušnih plinova (dušikovih oksida) vodi smanjenju radnog volumena motora (*downsizing*), što također smanjuje masu motora

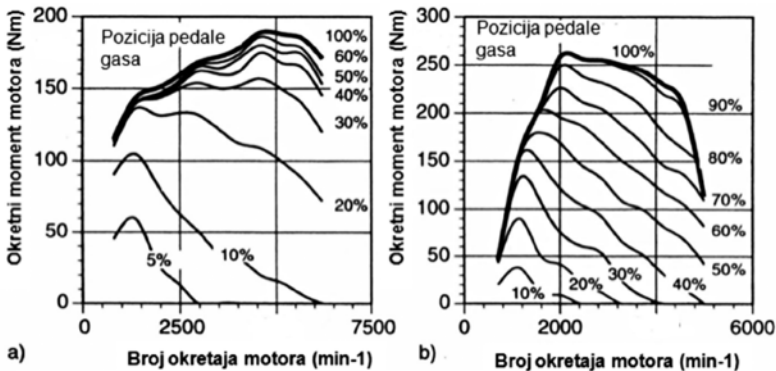
i mehaničke gubitke. Smanjenje volumena motora često prati manji broj cilindara ili isključivanje rada pojedinih cilindara. Manji volumen ne znači i manje snage, jer se taj problem rješava pomoću turbopunjača za prednabijanje zraka koje donosi širi raspon maksimalnog okretnog momenta i snage. Okretni moment u startu se povećava brzo i dugo ostaje na maksimalnoj razini, što nudi veće ubrzanje vozila.



**Slika 4.3. Brzinske karakteristike motora pri punom opterećenju**

a - Ottov motor, a - Dieslov motor

Motor vrlo rijetko radi pod punim opterećenjem, pa je u cilju analize, osim brzinske karakteristike motora pri maksimalnom opterećenju, potrebno poznavati djelomične ili parcijalne karakteristike koje odgovaraju manjoj dobavi goriva. Parcijalne karakteristike okretnog momenta prikazane su na *slici 4.4*. Opterećenje motora regulira se količinom ubrzanog goriva.



**Slika 4.4. Karakteristike okretnog momenta motora (Lechner, 2000)**

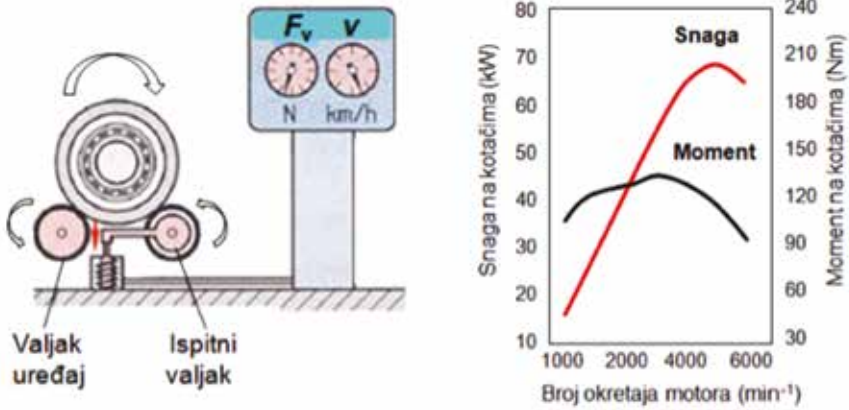
a - Ottov motor (111 kW), a - Ottov motor (105 kW)

### b) Brzinska karakteristika motora mjerena na valjcima

Brzinska karakteristika se u cilju provjere snage motora može odrediti ispitivanjem vozila preko pogonskih kotača, na ispitnim valjcima, *slika 4.5*. Za izračun efektivne snage motora, s jednog valjka uzima se brzina vrtnje, a sa drugoga vučna sila, oduzimajući pritom gubitke u transmisiji.

$$\text{Snaga na kotačima: } P_x = \frac{F_v v}{3,6} [\text{W}]$$

$$\text{Efektivna snaga motora: } P_e = \frac{F_v v}{3,6 \eta_{tr}} [\text{W}] \quad (4.3)$$



Slika 4.5. Brzinska karakteristika Ottova motora (snimljena na valjcima)

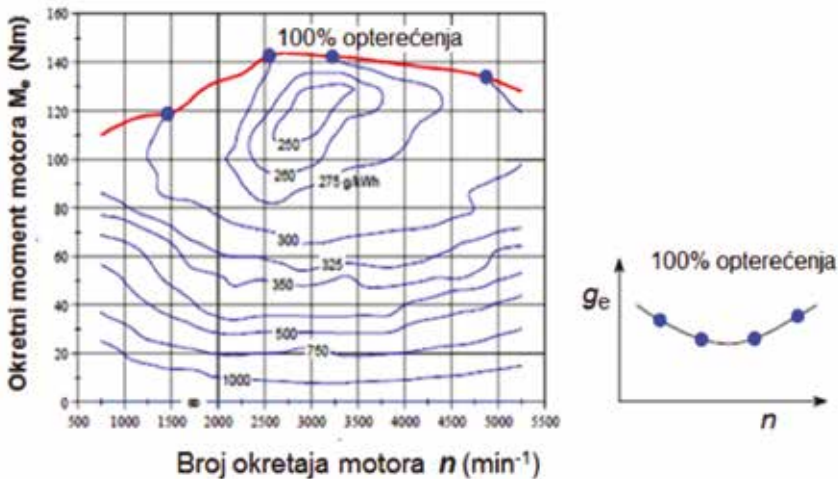
$F_v$  - vučna sila,  $v$  - brzina vozila,  $\eta_{tr}$  - stupanj korisnosti transmisije

### c) Potrošnja goriva

Krivulja potrošnje goriva na brzinskoj karakteristici motora odnosi se na 100% opterećenje motora, pa ne prikazuje stvarnu potrošnju goriva u vožnji. Za promjenljivo opterećenje motora i potrošnju goriva koristi se **univerzalni dijagram** specifične potrošnje goriva (**školjkasti dijagram**), slika 4.6. Za različita opterećenja motora, dijagram pokazuje krivulje područja konstantne potrošnje ( $g_e \approx konst.$ ) nacrtane ispod pune krivulje okretnog momenta (češće, ispod krivulje srednjeg efektivnog tlaka motora).

Simulacijom okretnog momenta s brojem okretaja motora na ispitnom stolu, određene su krivulje područja konstantne potrošnje goriva i lociranje minimalne specifične potrošnje goriva. Uz pomoć univerzalnog dijagrama vrši se optimizacija potrošnje goriva, pomicanjem centra minimalne potrošnje prema najčešćem režimu rada motora, uz pomoć mjenjača.

Na dijagramu se najprije uočava razlika u potrošnji goriva pri niskom i pri visokom opterećenju motora. Kod niskog opterećenja motora krivulje potrošnje su veće i približno konstantne, pa su krivulje zbijene.



Slika 4.6. Univerzalni dijagram specifične efektivne potrošnje goriva,

točke na krivulji momenta za 100% opterećenja (lijevo) - odgovaraju potrošnji goriva (točke desno).

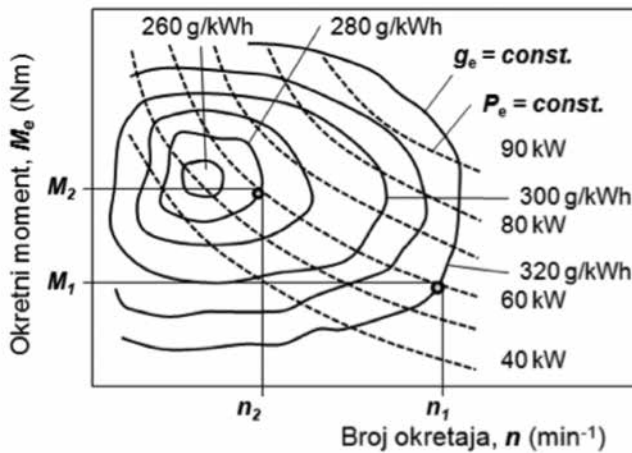
#### d) Područje rada motora

Nanoseći na dijagram i hiperbole snage više režima kretanja (npr. od 40 kW do 90 kW) koje su potrebne za svladavanje otpora kretanja, dobiva se dijagram procjene potrošnje goriva motora, **slika 4.7**. Jednaku snagu motora za jedan režim kretanja (60 kW) moguće je dobiti s različitom specifičnom potrošnjom goriva ( $g_e$ ). Motor daje konstantnu snagu za svladavanje otpora, primjerice 60 kW, kako pri konstantnoj specifičnoj potrošnji goriva od 320 g/kWh, tako i s 280 g/kWh i to s većim okretnim momentom. Promatrani režim kretanja može se realizirati na bilo kojoj radnoj točki motora koja leži na hiperboli ( $P_e = M \omega = konst.$ ). To je važno za programiranje optimalne potrošnje goriva i izbor stupnjeva prijenosa u mjenjaču.

Krivulje konstantne specifične efektivne potrošnje goriva pokazuju određeno područje potrošnje:

$$g_{e1} = konst; g_{e2} = konst; g_{e3} = konst;$$

$$g_{e1} < g_{e2} < g_{e3} < \dots$$



**Slika 4.7. Područje konstantne specifične potrošnje goriva na univerzalnom (školkjastom) dijagramu okretnog momenta i broja okretaja motora,  $g_e$  - krivulje konstantne specifične potrošnje goriva,  $P_e$  - krivulje konstantne efektivne snage**

#### Usporedba Ottova i Dieselova motora

- najveći broj okretaja Ottova motora: 6000-7000 o/min
- specifična efektivna potrošnja goriva Ottova motora: 250-600 g/kWh
- najveći broj okretaja Dieselova motora: 2500-5000 o/min
- specifična efektivna potrošnja goriva Dieselova motora: 180-350 g/kWh

Komparativna svojstva, prednosti i nedostaci

- prednosti Ottova motora: veća brzohodnost, manja masa, manja buka, a nedostaci su manji stupanj iskorištenja - veća potrošnja goriva,
- prednosti Dieselova motora: veći stupanj korisnosti - manja potrošnja goriva, a nedostaci su veća masa i buka motora.

#### e) Štedljivost motora

Gradska vožnja najčešće znači nisko opterećenje i niži broj okretaja motora. Ako se promatraju dva osobna vozila s Ottovim i Dieselovim motorima, jednakog radnog volumena (npr. 2 l, 4 cilindra), specifična potrošnja goriva u niskom području iznosi za Dieselov motor oko 360 g/kWh, a za Ottov motor oko 400 g/kWh. Razlog tome jest energetska efikasnost motora, odnosno stupanj iskorištenja

energije goriva u motoru. Maksimalna vrijednost stupnja korisnosti Ottova motora iznosi  $\eta_e = 35\%$ , a Dieselova motora  $\eta_e = 43\%$ .

#### f) Stupanj korisnosti motora

$$\eta_e = \frac{P_e}{G_h H_d} \quad (4.4)$$

kako je:  $g_e = G_h / P_e$ ;  $P_e = G_h / g_e$ , slijedi:

$$\eta_e = \frac{1}{g_e H_d}$$

$H_d$  - donja ogrjevna vrijednost goriva [MJ/kg]

- za benzin OB 98,  $H_d = 31,2$  MJ/L, gustoća  $\rho = 772$  kg/m<sup>3</sup> (100%)
- za dizel gorivo,  $H_d = 35,9$  MJ/L, gustoća  $\rho = 845$  kg/m<sup>3</sup> (115%)

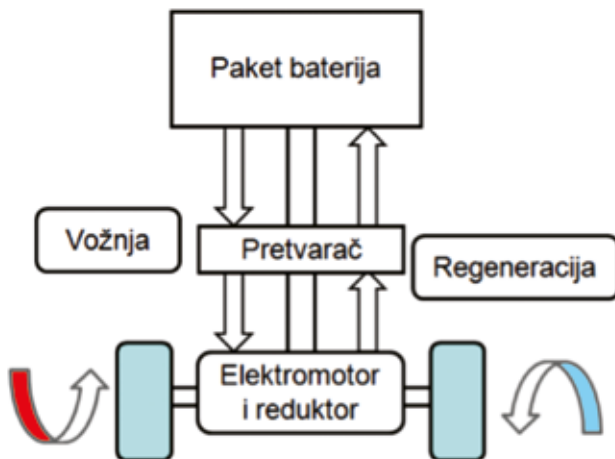
Pod pretpostavkom jednake cijene 1 litre dizelskog goriva i 1 litre benzina, proizlazi da se za istu cijenu jednog spremnika, u vozilo s Dieselovim motorom ulije 15 % više energije. To znači da je vozilo s Dieselovim motorom prije samog starta 15 % u prednosti pred Ottovim motorom.

Manja potrošnja goriva Dieselova motora, u odnosu na Ottov motor, rezultat je većeg stupnja korisnosti Dieselova motora, zbog veće količine energije u 1 l dizelskog goriva nego u 1 l benzina

( $\rho_{dizela} > \rho_{benzina}$ ).

## 4.2. Brzinska karakteristika elektromotora

Kod električnih vozila pogon se temelji na sustavu pogona akumulirane baterijske energije i elektromotora. Blok shema pogonskog sustava električnog vozila, prikazana je na *slici 4.8*. Istosmjerna struja *litij-ionske* baterije DC 330V pretvara se u izmjeničnu struju za pokretanje trofaznog elektromotora s permanentnim magnetima AC 330V. Elektromotor u startu vozila pruža najveći okretni moment. Stoga, elektromotor omogućuje već ubrzavanje vozila u odnosu na motore s unutarnjim izgaranjem. Prilikom kočenja vozila energija usporavanja pohranjuje se natrag u bateriju (tzv. regenerativno kočenje). Ovo svojstvo električnih vozila je vrlo važno u gradskim uvjetima kretanja „stani-kreni“.



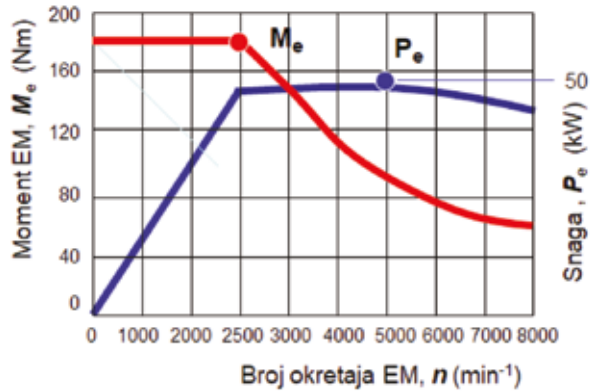
**Slika 4.8. Shema pogona električnog vozila**

Mitsubishi iMiEV, 16 kWh litij-ionske baterije 330 V,  
EM 49 kW, 180 Nm, omjer reduktora 6,1

Na brzinskoj karakteristici sinkronog elektromotora, nakon maksimalnog momenta, tok okretnog momenta ima funkciju hiperbole, dok snaga linearno raste i održava najveću vrijednost, *slika 4.9*.

Karakterističnim točkama krivulja odgovaraju slijedeći brojevi okretaja elektromotora (EM):

- $n_{M_e \max}$  - broj okretaja EM kod „pada“ maksimalnog okretnog momenta
- $n_{P_e \max}$  - broj okretaja EM kod maksimalne snage



Slika 4.9. Brzinska karakteristika trofaznog elektromotora (49 kW)

### 4.3. Brzinska karakteristika hibridnog pogona

Obzirom na spregu mehaničkih i električnih sklopova, hibridni pogoni se mogu podijeliti u više skupina: *serijski*, *paralelni*, *serijsko-paralelni hibridi* i *plug-in hibridni pogoni*.

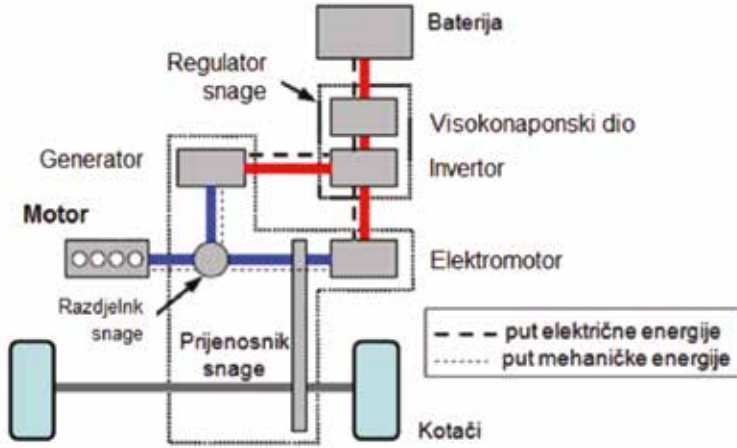
Kod **serijskog hibrida**, pogonske kotače uvijek pogoni elektromotor. Kako bi se povećao radijus kretanja serijskog hibrida, motor s unutarnjim izgaranjem se uključuje po potrebi i preko generatora proizvodi električnu energiju kojom puni baterije. Na taj način, motoru s unutarnjim izgaranjem je omogućen rad u optimalnom području s najmanjom potrošnjom goriva. Primjer serijskog hibrida je automobil *Chevrolet Volt*.

Kod **paralelnog hibrida**, postoji mogućnost pogona motorom s unutarnjim izgaranjem i elektromotora istovremeno. Također postoji mogućnost pogona samo pomoću jednog ili drugog pogona. Motor s unutarnjim izgaranjem pogoni vozilo, a elektromotor, koristeći se energijom baterija, dodaje snagu kada je to potrebno. Takav sustav može ostvariti uštedu goriva kada pogonski motor radi u optimalnom režimu. Vozne mogućnosti su ograničene kapacitetom baterije. Primjer paralelnog hibrida je automobil *Honda Insight*.

Kod **serijsko-paralelnog hibrida**, snaga se dijeli između električnog motora i motora s unutarnjim izgaranjem. Primarni pogon se ostvaruje pomoću elektromotora na temelju baterijske energije, uz povremeno uključenje benzinskog motora. Na otvorenoj cesti primarni motor je motor s unutarnjim izgaranjem dok elektromotor služi kao sekundarni izvor za dodatnu snagu (npr. kod pretjecanja). Poznati hibridni automobil je serijsko-paralelni hibrid *Toyota Prius*.

Tipična shema **serijsko-paralelnog hibridnog pogona** prikazana je na *slici 4.10*. Primarni pogon hibridno električnog vozila (HEV) ostvaruje se pomoću elektromotora na temelju baterijske energije, uz povremeno uključenje pogonskog benzinskog motora. Benzinski motor posebne je izvedbe, zasnovan na *Atkinsonovu* ciklusu izgaranja, koji radi u području minimalne specifične potrošnje goriva. Višak snage iznad potrebnog za vožnju usmjerava na generator koji puni bateriju (NiMH, nikal metal hidridna baterija).

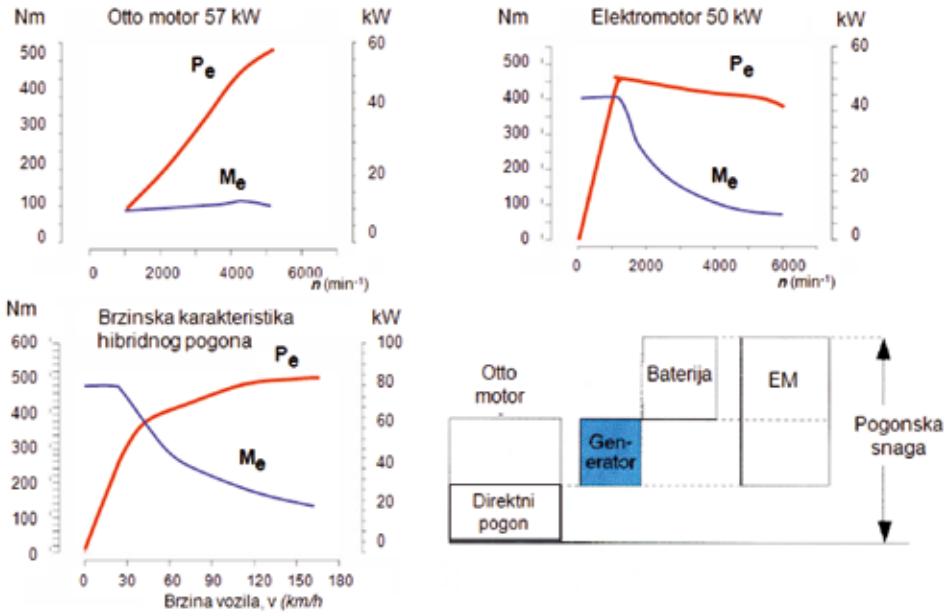




**Slika 4.10. Shema hibridnog pogona, Toyota Prius THS II,**

1,5 l, Otto motor 57 kW/5000 min<sup>-1</sup>, 115 Nm/4200 min<sup>-1</sup>,  
 $g_{e\ min} = 225\text{g/kWh}$ , NiMH baterija 202 V, 30 kg

Štedljivi i ekološki rezultati postižu se maksimalnom upotrebom električnog motora, te mogućnošću mrežnog *plug-in* punjenja. *Plug-in hibridi* se mogu puniti preko mrežne utičnice kako bi izbjegli korištenje motora s unutarnjim izgaranjem za kraća putovanja (ovisno o veličini baterije). Mrežno punjeni hibridni pogon ostvaruje uštede goriva više od 50% u gradskoj vožnji. *Plug-in hibrid* može biti izveden i sa serijskim i sa paralelnim hibridom. Baterije su povećanog kapaciteta kako bi vozilu bilo omogućen veći radijus kretanja pomoću elektromotora koji ima primarnu ulogu.



**Slika 4.11. Brzinska karakteristika hibridnog pogona**

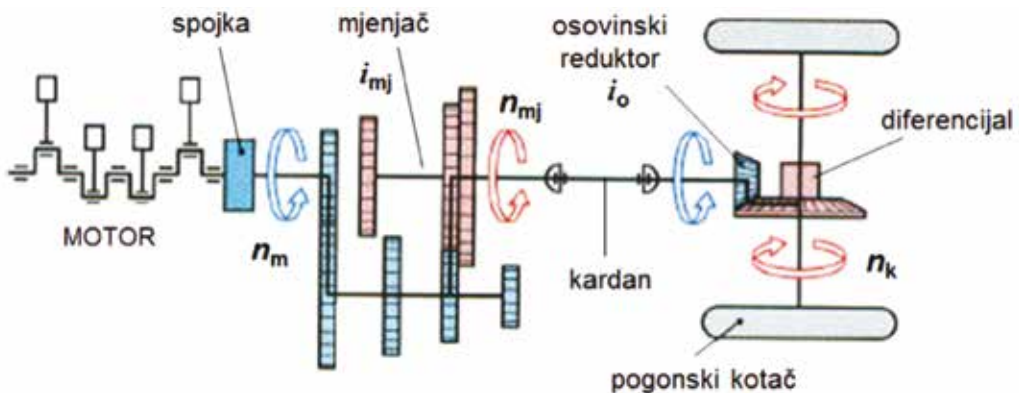
Toyota Prius THS II, Otto motor 57 kW, elektromotor 50 kW

Brzinska karakteristika Otto motora i EM, te zajednička brzinska karakteristika pogona prikazana je na **slici 4.11**. Brzinu vozila preko 85 km/h osiguravaju oba motora nominalne snage 82 kW ( $P_{\max} = P_{m \max} + 50\% P_{EM\max}$ ),  $v_{\max} = 170$  km/h.

Benzinski motor uključuje se u trenutku kada su baterije ispražnjene, ali ne prenosi snagu na kotače nego na generator za punjenje baterija. U situacijama kada treba brzo povećati snagu, kod ubrzanja i uspona, benzinski i električni motor zajedno pokreću vozilo, što rezultira zajedničkom brzinskom karakteristikom. Vozač može birati jedan od tri programa vožnje - pritiskom na prekidače (**EV**, **ECO**, **Power**), a pomoću ručice automatskog mjenjača bira pozicije prijenosa i smjera vožnje: **D** i **B**, **R**, **N**. **D** - vožnja naprijed, **B** - vožnja po nizbrdicama. Kod svakog otpuštanja papučice gasa vozilo koči uključivanjem generatora, a svako usporavanje rezultira punjenjem baterija.

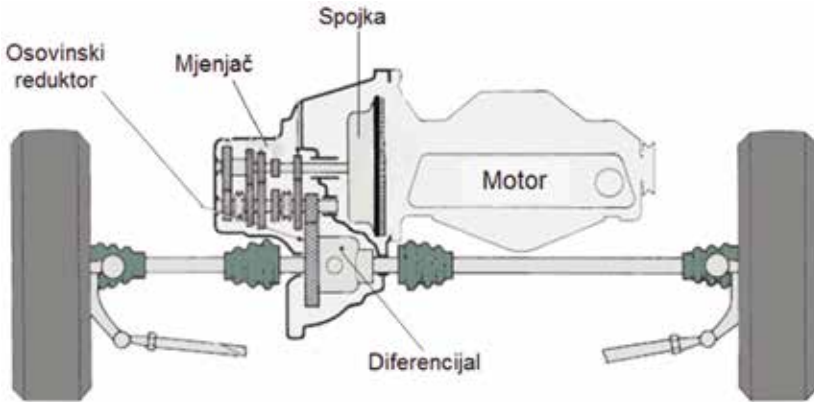
#### 4.4. Karakteristike mehaničke transmisije

Mehaničke transmisije imaju najveću primjenu na osobnim vozilima. Transmisiju vozila čine povezani sklopovi prijenosnika snage od motora do pogonskih kotača, **slika 4.12**. To su spojka, mjenjač, kardani, osovinski reduktor, diferencijal i pogonski kotači. Osim mehaničke transmisije koriste se hidromehaničke, električne transmisije i njihove kombinacije.



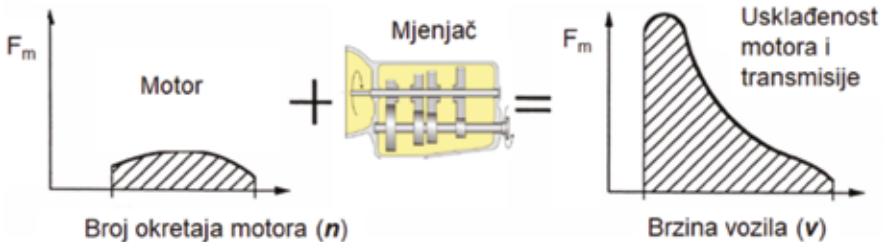
**Slika 4.12. Shema mehaničke transmisije stražnjeg pogona**

Pogon vozila može biti na jednu, dvije ili više osovine. Pogon na dvije osovine označava se 4x4 (4 kotača - sva 4 pogonska), a pogon vozila na jednu osovinu označava se 4x2 (4 kotača - 2 pogonska). Kod osobnih vozila najčešće se koristi prednji pogon, **slika 4.13**. Spojka služi za prijenos i prekid snage između motora i mjenjača kod promjene stupnjeva prijenosa. Mjenjač služi za prilagodbu vučne sile svladavanju otpora kretanja, pomoću izmjene stupnjeva prijenosa ( $i_{mj}$ ). Osovinski reduktor kod prednjeg pogona čini par čelnih zupčanika, a kod stražnjeg pogona konusno-tanjurasti par zupčanika, prijenosnog omjera ( $i_o$ ). Diferencijal omogućuje razliku broja okretaja lijevog i desnog kotača u zavoju i podjelu okretnog momenta na kotače.



Slika 4.13. Shema mehaničke transmisije prednjeg pogona (Hiller, 2012)

Promjenom stupnjeva prijenosa u mjenjaču vozač prilagođava korištenje snage motora svladavanju otpora kretanja, *slika 4.14*. Stoga je vrlo važno usklađivanje mjenjača s pogonskim motorom, kako bi se za svladavanje otpora postigla potrebna motorna vučna sila ( $F_m$ ) i brzina vozila ( $v$ ).



Slika 4.14. Zajednički rad motora i mjenjača

#### 4.4.1. Stupanj korisnosti transmisije

Dio snage motora troši se na svladavanje otpora trenja u transmisiji. Uzrok toga je trenje među zupčanicima, trenje u ležajevima i u zglobovima. Za ocjenu gubitka snage koristi se stupanj korisnosti transmisije:

$$\eta_{tr} = \frac{P_k}{P_e} \quad (4.5)$$

$P_k$  – snaga na pogonskim kotačima

$P_e$  – efektivna snaga pogonskog motora

Stupanj korisnosti transmisije ovisi o svakom pojedinom prijenosniku:

$$\eta_{tri} = \eta_{mji} \eta_{rs} \eta_{kp} \eta_o \quad (4.6)$$

$\eta_{mji}$  – stupanj korisnosti mjenjača

$\eta_{rs}$  – stupanj korisnosti razdjelnika snage

$\eta_{kp}$  – stupanj korisnosti kardanskog prijenosnika

$\eta_o$  – stupanj korisnosti osovinskog prijenosnika (reduktora)

Stupanj korisnosti transmisije kod vozila s dva prijenosnika (mjenjač, osovinski reduktor) je:

$$\eta_{tri} = \eta_{mji} \eta_o \quad (4.7)$$

Vrijednosti stupnja korisnosti prijenosnika snage, kao i cijele mehaničke transmisije nekih vozila, dane su u *tablici 4.1*.

**Tablica 4.1. Stupanj korisnosti prijenosnika snage i transmisije**

Prijenosnik snage	Stupanj korisnosti ( $\eta_i$ )
Mjenjač, mehanički	$\eta_{mj} = 0,94-0,98$
Razdjelnik snage (pomoćni mjenjač)	$\eta_{rs} = 0,95-0,98$
Kardanski prijenosnik	$\eta_{kp} = 0,98-1,00$
Osovinski prijenosnik	$\eta_o = 0,94-0,98$
Bočni reduktor (u kotaču)	$\eta_{br} = 0,96-0,98$
Transmisija	Stupanj korisnosti ( $\eta_{tr}$ )
Osobno vozilo 4x2	
-uzdužni položaj motora	$\eta_{tr} = 0,88-0,92$
-poprečni položaj motora	$\eta_{tr} = 0,91-0,95$
Terensko vozilo 4x4	$\eta_{tr} = 0,82-0,85$
<b>Primjeri</b>	
Audi A4 Q (0,90), BMW 320 D (0,90), BMW 530i Automatic (0,83), BMW X5 Automatic (0,83), Citroen Berlingo 1,8 (0,93), Peugeot 307 (0,90), Renault Megane Sport (0,95), Golf V 1,6 (0,91)	

#### 4.4.2. Prijenosni omjeri transmisije

Transmisija služi za prijenos i transformaciju okretnog momenta motora pomoću izbora stupnja prijenosa. Okretni moment na pogonskim kotačima je:

$$M_o = M_e i_{tri} \eta_{tri} \quad (4.8)$$

$M_e$  - okretni moment motora

$i_{tri}$  - ukupni prijenosni omjer transmisije (u pojedinim stupnjevima prijenosa)

$\eta_{tri}$  - ukupni gubici transmisije (u pojedinim stupnjevima prijenosa)

Ukupni prijenosni omjer transmisije:

$$i_{tri} = i_{mji} i_{rs} i_o \quad (4.9)$$

$i_{mji}$  - prijenosni omjer mjenjača (u pojedinim stupnjevima prijenosa)

$i_{rs}$  - prijenosni omjer razdjelnika snage (pomoćnog mjenjača)

$i_o$  - prijenosni omjer osovinskog prijenosnika (reduktora)

Prijenosni omjer transmisije s dva prijenosnika snage (mjenjač, osovinski reduktor), je:

$$i_{tri} = i_{mji} i_o \quad (4.10)$$

**Primjer:**

Omjeri transmisije i stupnja korisnosti transmisije kod osobnog vozila, dani su u **tablici 4.2**.

#### a) Izbor prijenosnog omjera u mjenjaču ( $i_{mji}$ )

U prvom stupnju prijenosa mjenjač treba svladati najveće otpore kretanja vozila (maksimalni uspon iz uvjeta prijanjanja). Prema jednadžbi kretanja vozila, slijedi izbor prijenosnog omjera u I. stupnju prijenosa:

Potrebna vučna sila za svladavanje otpora kretanja

$$F_v = F_m = R_k + R_u \quad (\alpha_{max} \ v_{min} \ R_z=0, R_i=0)$$

$$F_v = G (f_k \cos\alpha + \sin\alpha) = f_o G$$

Moguća vučna sila od strane motora

$$F_v = M_o / r_d = M_e i_{tri} \eta_{tri} / r_d \quad (\text{vučna sila na kotačima}) \quad (4.11)$$

$i_{tr1}$  - omjer transmisije u prvom stupnju prijenosa,  $i_{tr1} = i_{mj1} i_o$

$\eta_{tr1}$  - gubici u transmisiji,  $rd$  - dinamički radijus kotača

Iz jednakosti:

$$M_e i_{mj1} i_o \eta_{tr1} / r_d = f_o G$$

$$i_{mj1a} = f_o G r_d / M_e i_o \eta_{tr1} \quad (\text{iz uvjeta svladavanja zadanog uspona})$$

$$i_{mj1\mu} = N_i \mu r_d / M_e i_o \eta_{tr1} \quad (\text{iz uvjeta prijanjanja na zadanom usponu})$$

slijedi izbor prijenosnog omjera u I. stupnju prijenosa mjenjača:

$$i_{mj1a} \leq i_{mj1} \text{ stvarni} \leq i_{mj1\mu} \quad (4.12)$$

Broj stupnjeva prijenosa u mjenjaču ovisi rasponu brzina vozila, od najmanje do najveće brzine kretanja, stabilnosti rada motora, kao i prihvatljivosti gubitaka snage prilikom promjene brzina. Raspored stupnjeva prijenosa u mjenjaču izvodi se u kombinaciji **aritmetičke** i **geometrijske** progresije. Kod osobnih vozila, određuje se najčešće 5 do 6 stupnjeva prijenosa u mjenjaču ( $i_{mj1}$ ,  $i_{mj2}$ ,  $i_{mj3}$ ,  $i_{mj4}$ ,  $i_{mj5}$ ,  $i_{mj6}$ ). Svaki prijenosni omjer jest omjer spregnutih zupčanika u mjenjaču, koji bira vozač kod promjene prijenosa. Četvrti stupanj prijenosa obično je direktni stupanj, tj.:  $i_{mj4} = 1$ , a peti ili šesti stupanj osigurava povećanje okretaja pogonskih kotača,  $i_{mj5}$ ,  $i_{mj5} < 1$  (tzv. štedni hod). Dodatno, svaki mjenjač ima stupanj prijenosa za vožnju unatrag, koji se usklađuje s prvim stupnjem prijenosa, ugradnjom među-zupčanika za suprotan smjer okretanja ( $i_{nr}$  - stupanj prijenosnika za vožnju unatrag).

Raspon vrijednosti prijenosnih omjera u mjenjaču

$i_{mj1} = 2,5-3,5$ ; prijenosni omjer u I. stupnju mjenjača

$i_{mj2} = 1,5-2,5$ ; prijenosni omjer u II. stupnju mjenjača

$i_{mj3} = 1,1-1,5$ ; prijenosni omjer u III. stupnju mjenjača

$i_{mj4} = 0,95-1,0$ ; prijenosni omjer u IV. stupnju mjenjača

$i_{mj5} = 0,75-0,90$ ; prijenosni omjer u V. stupnju mjenjača

### b) Izbor prijenosnog omjera osovinskog reduktora ( $i_o$ )

Osovinski prijenos čini reduktor većeg prijenosnog omjera (kod osobnih vozila, najčešće iznosi:  $i_o = 2,5-5,0$ ). Sastoji se najčešće od para čelnih zupčanika (prednji pogon) ili stožastog para zupčanika (stražnji pogon). Kod nekih vozila osovinski prijenos ima dva ili više stupnjeva prijenosa. Često se naziva glavni prijenosnik snage. S povećanjem prijenosa  $i_o$  povećava se rezerva snage, što omogućuje veća ubrzanja vozila, a brzina vozila se neznatno mijenja.

**Tablica 4.2. Omjeri transmisije osobnog vozila i stupanj korisnosti**

Stupanj prijenosa*	I	II	III	IV	V	
Omjer mjenjača, $i_{mji}$	2,92	1,87	1,37	1,05	0,86	Osovinski reduktor $i_o = 3,95$
Omjer transmisije $i_{tri} = i_{mji} i_o$	11,53 $i_1$	7,38 $i_2$	5,41 $i_3$	4,14 $i_4$	3,39 $i_5$	
Stupanj korisnosti mjenjača, $i_{mji}$	0,96	0,96	0,97	0,98	0,99	Osovinski reduktor $\eta_o = 0,98$
Stupanj korisnosti transm. $\eta = \eta_{mji} \eta_o$	0,94 $\eta_{tr1}$	0,94 $\eta_{tr2}$	0,95 $\eta_{tr3}$	0,96 $\eta_{tr4}$	0,97 $\eta_{tr5}$	

\*Peugeot 207 RC, mjenjač s 5 stupnjeva prijenosa, reduktor,  $i_{mji}$  - prijenosni omjer u mjenjaču;  
 $i_o$  - prijenosni omjer u reduktoru;  $\eta_o$  - stupanj korisnosti osovinskog prijenosnika

### 4.4.3. Određivanje brzine vozila

Pomoću prijenosnih omjera transmisije mogu se odrediti kinematičke brzine vozila. Brzina vozila u pojedinom stupnju prijenosa transmisije je:

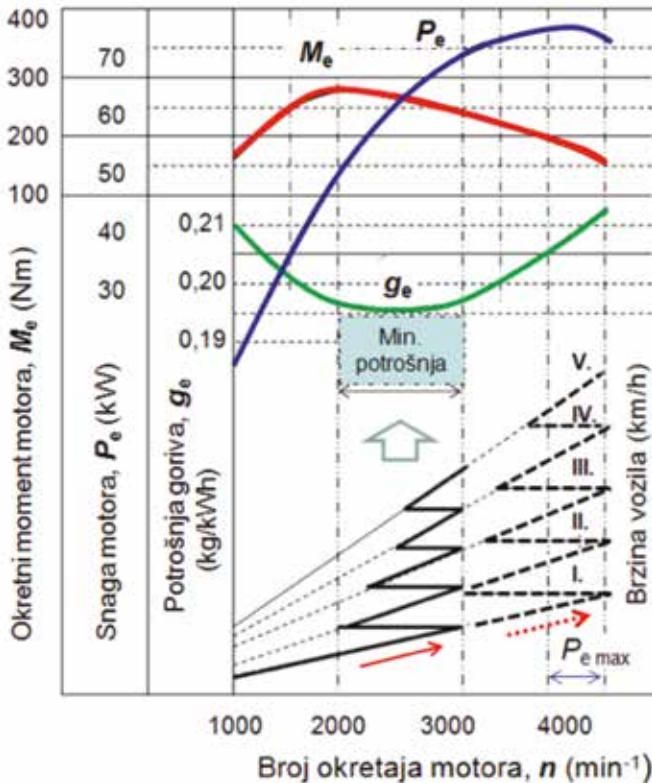
$$v_i = \frac{r_d \omega_m}{i_{tr}} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4.13)$$

$\omega_m$  - kutna brzina motora  $\omega_m = \pi n_k / 30$  [rad/s];  $n_k$  - brzina vrtnje kotača [min<sup>-1</sup>]

**Tablica 4.3. Tablica podataka za crtanje dijagrama brzina**

$n$ (min <sup>-1</sup> ) / $\omega_m$ (rad/s)	$v_1$ (m/s)	$v_2$ (m/s)	$v_3$ (m/s)	...	$v_n$ (m/s)
1000 / 104					
...					
6000 / 628					
$i_{tri}$	$i_{tr1}$	$i_{tr2}$	$i_{tr3}$	...	$i_{trn}$

Izračunavaju se brzine kretanja za sve stupnjeve prijenosa, pa se radi grafičkog prikaza svrstavaju u *tablicu podataka*, **tablica 4.3**. Grafički prikaz brzina vozila u pojedinim stupnjevima prijenosa u funkciji broja okretaja motora naziva se **dijagram brzina** (*dijagram mjenjača*, *pilasti dijagram*), **slika 4.15**. Uspoređujući područje promjene brzina u stabilnom području krivulje momenta motora, važno je procijeniti promjenu brzina u *području najmanje specifične potrošnje goriva* kao i u *području iskorištenja maksimalne snage* motora.



**Slika 4.15. Promjena brzina u području najmanje i najveće potrošnje goriva**

## 4.5. Vučni dijagram vozila

Na temelju jednakosti sila koje djeluju na vozilo pri kretanju, slijedi:

$$F_v = R_k + R_u + R_z + R_i \quad (4.14)$$

$F_v$  - vučna sila na kotačima

$$F_v = \frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_d} [\text{N}]$$

$M_e$  - okretni moment motora,  $i_{tr}$  - prijenosni omjer transmisije,

$\eta_{tr}$  - gubici u transmisiji,  $r_d$  - dinamički radijus kotača

$\sum R$  - otpori kretanja vozila:

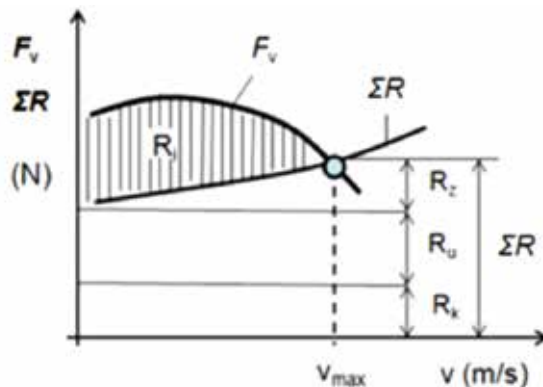
- otpor kotrljanja:  $R_k = f_k G \cos \alpha$
- otpor uspona:  $R_u = G \sin \alpha$
- otpor zraka:  $R_z = 0,615 C_D A v_r^2$
- otpor inercije:  $R_i = \delta_i m a_i$

### a) Jednadžba kretanja vozila

Na temelju izraza (4.14), slijedi jednadžba kretanja vozila:

$$\frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_d} = R_k + R_u + R_z + R_i \quad (4.15)$$

Grafičko rješenje jednadžbe kretanja prikazano je na *slici 4.16*. Vučna sila ( $F_v$ ) i otpori kretanja se crtaju u funkciji brzine vozila, primjerice za jedan stupanj prijenosa mjenjača, pri jednolikom kretanju (bez  $R_i$ ). Točka presjeka krivulje vučne sile ( $F_v$ ) i krivulje ukupnih otpora ( $\sum R$ ) određuje maksimalnu brzinu vozila ( $v$ ). Iscrtano polje između krivulja čini raspoloživu vučnu silu koja se koristi za ubrzanje vozila ( $R_i$ ).



**Slika 4.16. Vučna sila i otpori kretanja (za jedan stupanj prijenosa)**

Vučne sile u svim stupnjevima prijenosa mjenjača i sve otpore kretanja, objedinjuje slijedeća jednadžba kretanja:

$$\frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_d} = G(f_k + s) + 0,615 C_D A v_r^2 + \delta_r m a \quad (4.16)$$

$M_e$  - okretni moment motora;  $i_{tr}$  - ukupni prijenosni omjer transmisije

$\eta_{tr}$  - ukupni gubici transmisije;  $G$  - težina vozila;  $f_k$  - koeficijent otpora kotrljanja;  $s$  - uspon (%);

$C_D$  - koeficijent aerodinamičnosti vozila;  $A$  - prednja površina vozila;  $v_r$  - relativna brzina vozila;

$\delta_r$  - koeficijent priraštaja rotirajućih masa,  $m$  - masa vozila,  $a$  - ubrzanje vozila.

### b) Crtanje vučnog dijagrama (grafičko rješenje jednadžbe kretanja)

Najprije se izračunaju otpori kretanja pri određenim brzinama kretanja, a zatim vučne sile, te svrstavaju u **tablicu 4.4**. Zbirni podaci brzine kretanja i vučnih sila služe za grafički prikaz vučnih karakteristika, **tablica 4.5**.

**Tablica 4.4. Otpori kretanja i vučne sile**

		OTPORI KRETANJA				
Uspons%	Brzine vozila $V$ (m/s)	$R_k$ (N)	$R_u$ (N)	$R_z$ (N)	Ukupni otpori $\Sigma R$ (N)	$R_i$ (N)
0%						
10%						
...						
40%						
		VUČNE SILE				
$n$ (o/min)	$M_e$ (Nm)	$F_{vI}$ (N)	$F_{vII}$ (N)	...		$F_{v_n}$ (N)
1000						
.....						
6000						
$i_{tri}$	$i_{tr1}$	$i_{tr2}$	$i_{tr3}$	...		$i_{tr_n}$
$\eta_{tri}$	$\eta_{tr1}$	$\eta_{tr2}$	$\eta_{tr3}$	...		$\eta_{tr_n}$

**Tablica 4.5. Zbirni podaci za crtanje vučnog dijagrama**

$v_1$ (m/s)	$F_{vI}$ (N)	$v_2$ (m/s)	$F_{vII}$ (N)	...	$v_n$ (m/s)	$F_{v_n}$ (N)
...				...		
...				...		
...				...		

### c) Granične vrijednosti vučne sile

Grafički prikaz vučne sile u svim stupnjevima prijenosa mjenjača i otpora kretanja u funkciji brzine vozila, naziva se **vučni dijagram vozila**, **slika 4.17**.

#### Hiperbola snage

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.

Kompletan vučni dijagram (za jednoliko kretanje vozila) sadrži i prikaz najvećih vučnih sila iz uvjeta prijanjanja. U dijagram je unesena također sila prijanjanja ispod kotača koja određuje granice sposobnosti kretanja vozila u tim uvjetima:

- za pogon 4x4:  $F_\mu = \mu G \cos \alpha$
- za prednji pogon 4x2:  $F_\mu = \mu N_1$

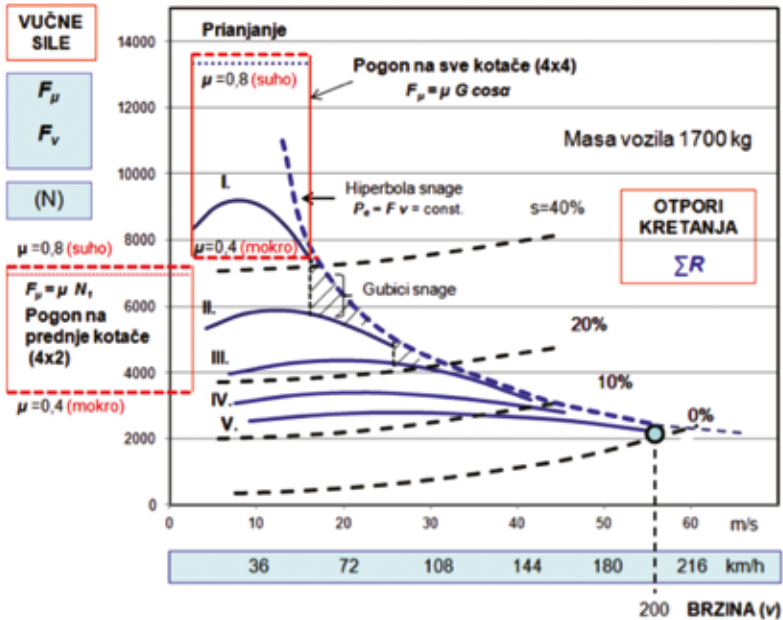
Suha cesta (suhi asfalt,  $\mu \approx 0,8$ ), mokra cesta (asfalt,  $\mu \approx 0,4$ ).

#### Napomena:

Kod vozila 4x2 sila prijanjanja pojavljuje se ispod pogonskih kotača (prednji ili stražnji pogon). Stoga je za izračun granične vučne sile ( $F_\mu$ ) potrebno izračunati normalnu dinamičku silu ispod pogonske osovine ( $N_i$ ).



Pri ubrzanju vozila, treba otporima kretanja ( $\Sigma R$ ) na dijagramu vuče dodati i otpor inercije ( $R_i$ ) čime se može procijeniti nejednoliko kretanje vozila i potrebna raspoloživa sila za ubrzanje.



Slika 4.17. Vučni dijagram vozila s 5-stupnjaskim mjenjačem

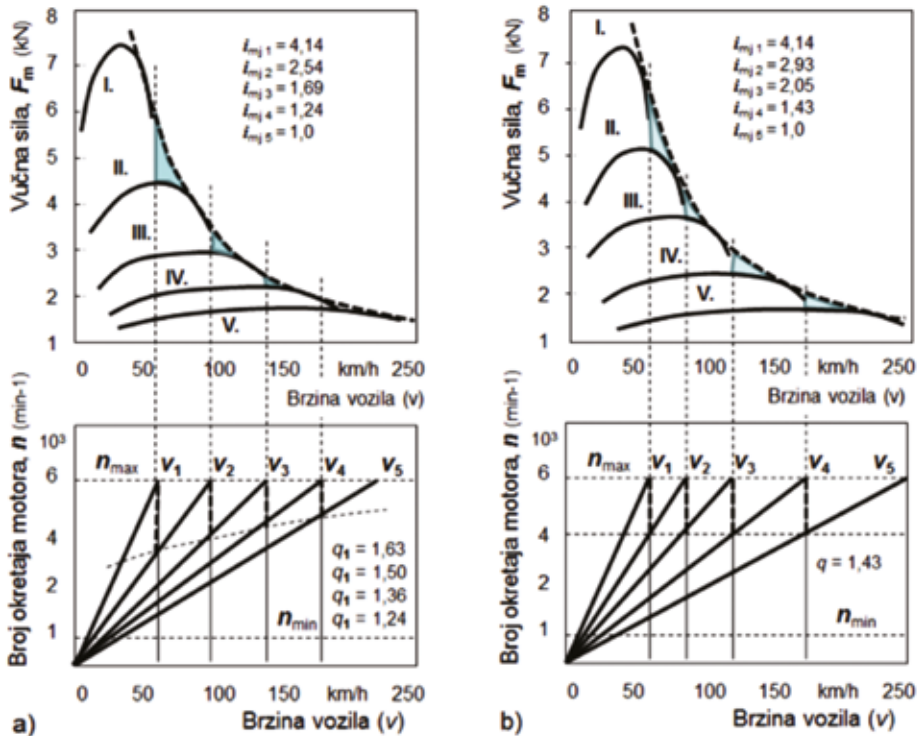
#### d) Analiza vučnog dijagrama

Na temelju vučnog dijagrama motornog vozila, mogu se zaključiti sljedeće sposobnosti vozila:

- u petom stupnju mjenjača vozilo može postići maksimalnu brzinu od 200 km/h na vodoravnoj cesti;
- vozilo pogona 4x4 može svladati uspon od 40 % na suhom asfaltu i prvom stupnju mjenjača; dok će vozilo s pogonom 4x2 biti na granici mogućnosti svladavanja istog uspona;
- granice prijanjanja na suhom i mokrom asfaltu kod pogona 4x4 dignute su vrlo visoko, što pruža sigurnu realizaciju vučne sile. U slučaju prednjeg pogona 4x2, granica prijanjanja je niža, a realizacija vučne sile manja;
- može se procijeniti da će bolje biti iskorištena masa vozila s pogonom 4x4 za svladavanje najvećih uspona nego s pogonom 4x2;
- vozilo ima raspoloživu vučnu silu za ubrzanje u svim stupnjevima prijenosa (svladavanje otpora inercije,  $R_i = \delta_r m a_i$ ).

#### e) Raspored stupnjeva prijenosa u mjenjaču

Raspored stupnjeva prijenosa u mjenjaču može biti izveden sukladno aritmetičkoj i geometrijskoj progresiji ili kombinirano, slika 4.18. Kod aritmetičke progresije (a), niži stupnjevi prijenosa su razvučeniji (duži), zbog toga je ubrzanje vozila u nižim stupnjevima prijenosa manje i gubici snage veći. Međutim, viši stupnjevi prijenosa su zbijeniji, zbog toga je ubrzanje u višim stupnjevima prijenosa veće. Kod geometrijske progresije (b), niži stupnjevi prijenosa su zbijeniji, što pruža veće ubrzanje vozila u tim stupnjevima prijenosa (q-faktor progresije) nego u višim stupnjevima prijenosa. Veći broj stupnjeva prijenosa u mjenjaču pridonosi većem stupnju iskorištenja snage motora (manji gubici), a prema tome i vučnim svojstvima vozila.



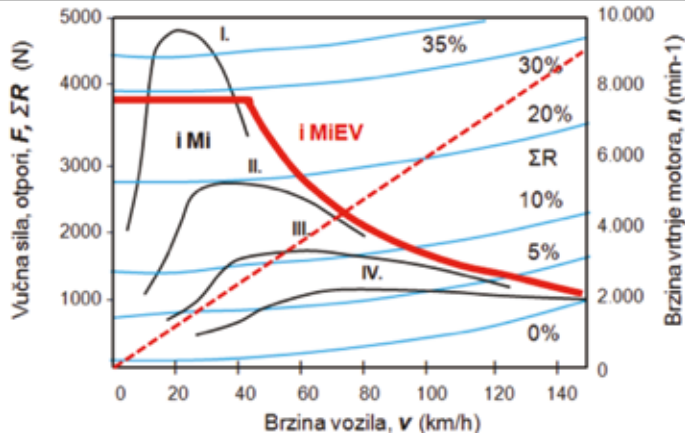
Slika 4.18. Raspored stupnjeva prijenosa na dijagramu vuče i dijagramu brzina, a - aritmetička progresija, b - geometrijska progresija (Lechner, 2000)

### f) Ekonomična i udobna vožnja

Područje **ekonomične vožnje** je područje najmanje potrošnje goriva. Mjenjač bez velikih promjena okretnog momenta ugodniji je za vožnju od mjenjača koji ima velike skokove jer su udari i vibracije manje. Primjerice, dodavanjem 6-stupnja prijenosa u 5-st. mjenjaču, može se dobiti ekonomičnija i ugodnija vožnja, **slika 4.18**. Važno je otkloniti grubu prilagodbu snage motora otporima vožnje, odnosno nagle trzaje vozila, pa će vožnja biti udobnija a sigurnost kretanja veća. Ako je raspon brzine unutar jednog prijenosnog omjera veći, motor je elastičniji, odnosno otporniji na promjene otpora kretanja.

### g) Usporedba vozila s mehaničkom i električnom transmisijom

Vučni dijagram gradskog vozila *Mitsubishi* s mehaničkom transmisijom (**iMi**) i električnom transmisijom (**iMiEV**) prikazan je na **slici 4.19**. Električno vozilo **iMiEV** nastalo je zamjenom benzinskog motora i mehaničkog mjenjača *litij-ionskim* baterijama i elektromotorom. Očito je da su vučne karakteristike električnog vozila pogodnije, pa **iMiEV** vozilo daje bolje performanse od baznog vozila **iMi**. *Mitsubishi iMiEV* vozilo za pogon koristi električni trofazni elektromotor snage 49 kW (67 KS) sa 180 Nm, odmah na startu raspoloživog okretnog momenta od 0 do 2500 o/min. Nakon toga, tok vučne sile i brzine kretanja ima funkciju hiperbole snage. Ključna obilježja električnog pogona jesu trenutačno raspoloživa sila odnosno startnost vozila (ubrzanje), bešumnost i nema potrošnje goriva prilikom učestalih zastoja u gradskoj vožnji. Ručica mjenjača može se staviti u tri programske pozicije za vožnju prema naprijed: **D** - korištenje maksimalnih performansi vozila, **Eco** - najmanja potrošnja, i **B** - pojačano regenerativno kočenje, te **P** - parkiranje, **N** - neutralno, i **R** - vožnja unatrag.



Slika 4.19. Usporedba vučnih karakteristika vozila Mitsubishi s benzinskim motorom (iMi) i električnim motorom (iMiEV)

#### 4.6. Potrebna i raspoloživa snaga motora

S ciljem daljnje analize vučnih karakteristika vozila, koristi se raspodjela efektivne snage motora (bilanca snage). Zbog trenja u prijenosnicima snage gubi se dio snage u transmisiji ( $P_{tr}$ ).

Snaga na pogonskim kotačima je:

$$P_o = P_e \eta_{tr} \quad [W] \quad (4.17)$$

$$\text{Također, } P_o = P_e - P_{tr}$$

gdje je:

$P_e$  - efektivna snaga motora

$P_{tr}$  - snaga gubitaka u transmisiji

$\eta_{tr}$  - stupanj korisnosti transmisije (gubici)

Gubitak snage u transmisiji je:

$$P_{tr} = (1 - \eta_{tr}) P_e \quad [W]$$

Potrebna snaga za jednoliko kretanje je:

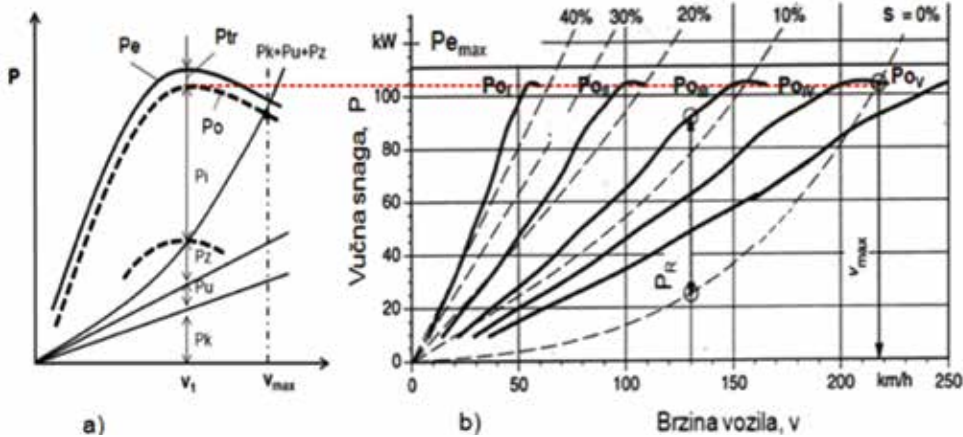
$$P_o = P_k + P_u + P_z \quad [W] \quad (4.18)$$

Raspoloživa snaga na pogonskim kotačima je:

$$P_R = P_o - (P_k + P_u + P_z) \quad [W] \quad (4.19)$$

Grafičko rješenje jednadžbe za jedan stupanj prijenosa mjenjača dano je na **slici 4.20.a**. Najprije se nacrtava krivulja efektivne snage ( $P_e$ ) u ovisnosti o brzini kretanja, a zatim gubitci snage ( $P_{tr}$ ). Razlika ordinata između  $P_o$  i ( $P_k + P_u + P_z$ ) određuje raspoloživu snagu  $P_R$  koja se može koristiti za ubrzanje vozila ( $P_f$ ). Točka presjeka tih krivulja određuje na apscisi maksimalnu brzinu ( $v_{max}$ ) u tom stupnju prijenosa. Ako se vozilo želi kretati, npr. jednolikom brzinom  $v_1$ , potrebno je smanjiti snagu motora (manja doba va goriva), čime se smanjuje snaga na pogonskim kotačima (niže-crtkana linija).

Na **slici 4.20.b**. prikazan je dijagram snage vozila s pet stupnjeva prijenosa, na temelju kojega se mogu analizirati vučna svojstva motornog vozila, kao i rezerva snage i maksimalna brzina vozila s obzirom na omjer prijenosnika. Veći broj stupnjeva prijenosa mjenjača znači manje gubitke snage.



Slika 4.20. Dijagram raspoložive i potrebne snage na pogonskim kotačima

$P_{oI}, P_{oII}, P_{oIII}, P_{oIV}, P_{oV}$  - efektivna snaga na kotačima,  $P_R$  - raspoloživa snaga za ubrzanje ( $P_i$ )

## 4.7. Određivanje živosti vozila

Živost vozila procjenjuje se na temelju parametara:

- ubrzanja vozila ( $a$ )
- vremena ubrzanja ( $t$ )
- puta ubrzanja ( $s$ )
- svladavanja uspona ( $s\%$ )

### 4.7.1. Određivanje ubrzanja vozila

#### Najveće ubrzanje vozila

Iz uvjeta realizacije maksimalne vučne sile pomoću promjene stupnja prijenosa mjenjača, slijedi najveće ubrzanje vozila:

$$F_v = R_k + R_u + R_z + R_i$$

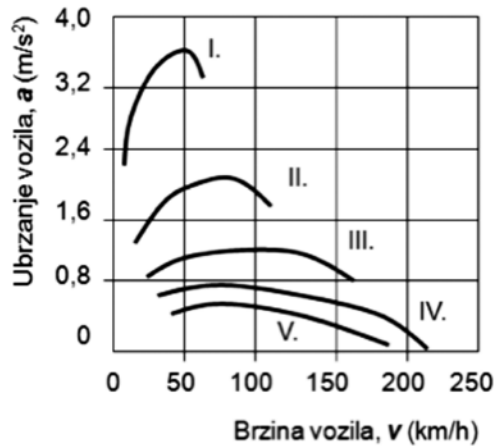
$$F_v = G (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) + R_z + R_i$$

$$F_v = G f_o + R_z + R_i$$

$$F_v = G f_o + R_z + \delta_r m a$$

$$a_i = \frac{g}{\delta_r} \left( \frac{F_m - R_z}{G} f_o \right) \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (4.20)$$

Ubrzanja vozila u pojedinom stupnju mjenjača prikazana su na *slici 4.21*.



Slika 4.21. Dijagram ubrzanja vozila u pojedinom stupnju prijenosa

#### 4.7.2. Vrijeme i put ubrzanja vozila

Vrijeme ubrzanja jest vrijeme u kojem se vozilo može ubrzati u određenom intervalu brzine:

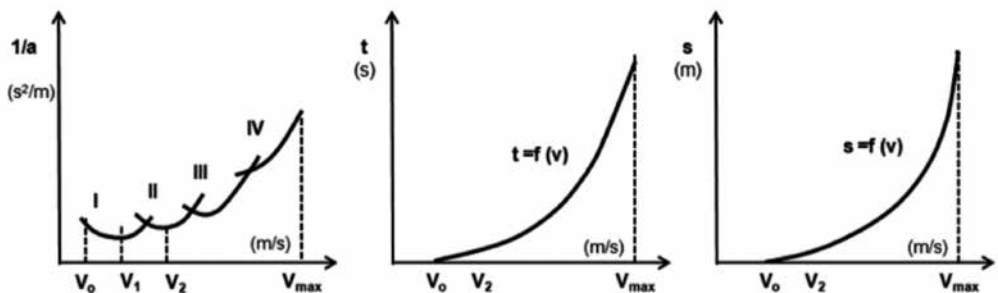
- vrijeme ubrzanja,  $t$  (s):  $a = dv / dt$ ,  $dt = dv / a$

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{a} dv \quad (4.21)$$

- put ubrzanja,  $s$  (m):  $v = ds / dt$ ,  $ds = v dt$ ,

$$s = \int_{t_1}^{t_2} v dt \quad (4.22)$$

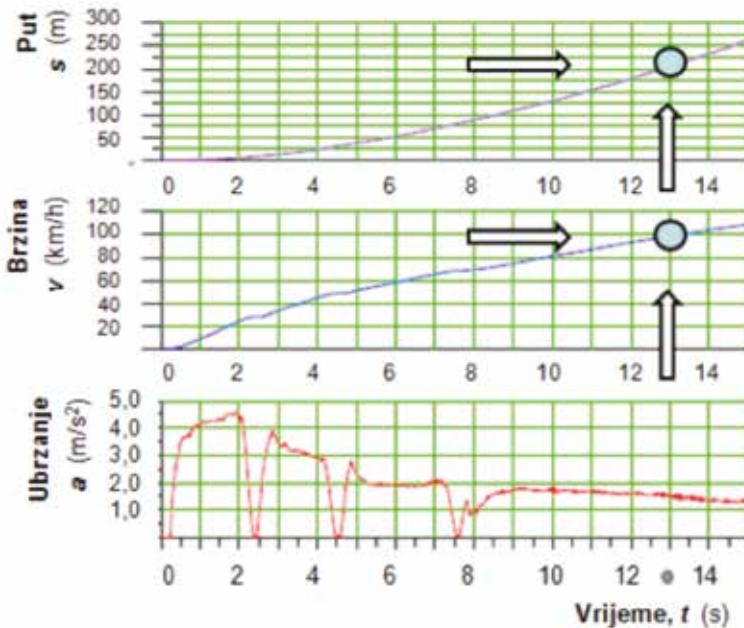
Grafičko rješenje prikazano je na *slici 4.22*. Funkcije vremena ubrzanja i puta pokazuju koliko je vremena potrebno da vozilo postigne maksimalnu brzinu i put koji pritom prolazi. Što je vrijeme kraće i što je put kraći, to je vozilo "življe". Točnije rezultate daje testiranje i mjerenje vremena ubrzanja i puta ubrzanja.



Slika 4.22. Grafičko računanje vremena i puta ubrzanja vozila

#### Primjer

Rezultati testiranja živosti jednog vozila (SUV) na vodoravnoj cesti, prikazani su na *slici 4.23*. Dobiveni su rezultati ubrzanja vozila u pet stupnjeva prijenosa. Brzina vozila od 100 km/h postiže se za 13 sekundi, a prijeđeni put iznosi 180 m. Postizanje brzine od 60 do 100 km/h u IV. stupnju prijenosa ostvari se u vremenu od 8 sekundi. Najveće ubrzanje postiže se u prvom stupnju prijenosa, koje opada u slijedećim stupnjevima prijenosa.



Slika 4.23. Test živosti vozila, parametri ubrzanja, brzine i puta, masa vozila 2000 kg, motor 105 kW/4000 min<sup>-1</sup>, 5-stupanjski mjenjač

#### 4.7.3. Određivanje potrošnje goriva

Potrošnja goriva u pojedinim stupnjevima prijenosa mjenjača, računa se na temelju *specifične efektivne potrošnje goriva*:

$$g_e = \frac{g_h}{P_e} \left[ \frac{g}{kWh} \right] \quad (4.23)$$

##### a) Satna potrošnja goriva [g/h]

$$G_h = g_e P_e \text{ [g/h], [kg/h]}$$

$$P_e = \Sigma R v / \eta_{tr,i} \text{ [kW]}$$

##### b) Putna potrošnja [L/100 km]

- putna potrošnja goriva u g/km prijeđenog puta:

$$g_p = G_h t / s \text{ [g / km]; } t - \text{vrijeme rada motora [h], } s - \text{prijeđeni put [km]}$$

$$g_p = \frac{g_e P_e}{v} \left[ \frac{g}{km} \right] \quad (4.24)$$

- putna potrošnja goriva: potrošeno litara /100 km prijeđenog puta:  
(preračunavanje potrošnje goriva, kg/km u L/100 km)

$$g_p = \frac{g_e P_e}{\rho_g v} \left[ \frac{L}{100km} \right] \quad (4.25)$$

$g_e$  - specifična potrošnja goriva

$P_e$  - potrebna snaga motora za svladavanje svih otpora,  $\Sigma R v / \eta_{tr,i}$

$\rho_g$  - gustoća goriva (g/L)

$v$  - brzina vozila u određenom stupnju prijenosa (km/h)

$\eta_{tr,i}$  - stupanj korisnosti transmisije u određenom stupnju prijenosa.

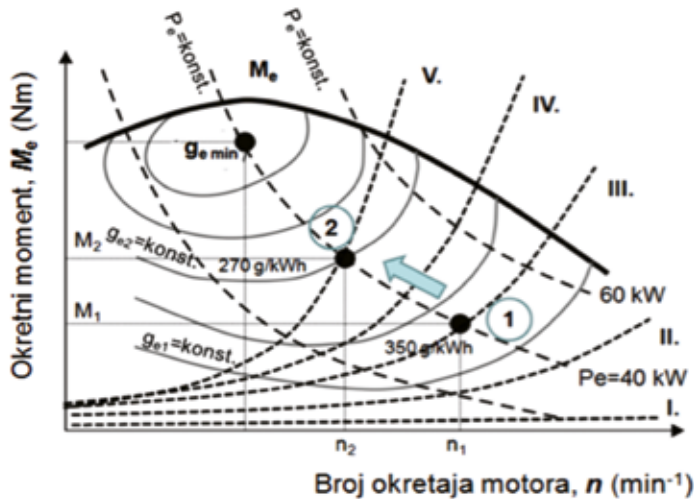
Gustoća goriva  $\rho_g$ :

- benzin:  $730\text{--}780\text{ g/dm}^3$  ( $0,73\text{--}0,78\text{ kg/dm}^3$ ,  $\text{kg/L}$ )
- dizelsko gorivo:  $810\text{--}860\text{ g/dm}^3$  ( $0,81\text{--}0,86\text{ g/dm}^3$ ,  $\text{kg/L}$ )

### Primjer

Na univerzalnom dijagramu Ottova motora ( $111\text{ kW}$ ,  $2000\text{ cm}^3$ , osobno vozilo mase  $1500\text{ kg}$ ), snimljene su specifične efektivne potrošnje goriva, *slika 4.24*. Zatim je unesen režim rada motora, tj. ucrtane su hiperbole konstantne efektivne snage ( $P_e$ ) i krivulje momenta otpora na kotačima ( $M_0$ ) za pet stupnjeva prijenosa mjenjača (I. - V.).

Vozilo pri  $150\text{ km/h}$  koristi  $40\text{ kW}$  snage. Potrebno je odrediti stupanj prijenosa s najmanjom potrošnjom goriva.



**Slika 4.24. Univerzalni dijagram specifične potrošnje goriva**

Postupak određivanja potrošnje goriva:

- određivanje parametra režima kretanja vozila  $P_e = f(\Sigma R, v, \eta_{tr i})$
- određivanje specifične efektivne potrošnje u režimu kretanja ( $g_e$ )
- određivanje optimalne putne potrošnje goriva ( $g_p$ ).

### Rješenje

Poznat je režim kretanja vozila:  $P_e = 40\text{ kW}$  ( $P_e = konst$ , hiperbola snage). Sukladno dijagramu, *slika 4.24.*, točka 1. je sjecište konstantne snage ( $P_e$ ) i konstantnog momenta otpora ( $M_0$ ) u III. stupnju mjenjača, na području specifične efektivne potrošnje od  $g_{e1} = 350\text{ g/kWh}$ .

$$\text{točka 1.: } i_{mj3} (i_{tr1}) \rightarrow M_e n \rightarrow g_{e1} = 350\text{ g/kWh}$$

$$\text{točka 2.: } i_{mj5} (i_{tr2}) \rightarrow M_e n \rightarrow g_{e2} = 270\text{ g/kWh}$$

Točka 2. nalazi se na istom režimu kretanja od  $40\text{ kW}$ , ali pri manjoj specifičnoj potrošnji goriva od  $g_{e2} = 270\text{ g/kWh}$  u V. stupnju mjenjača. Motor radi s većim okretnim momentom na manjem broju okretaja motora.

**Putna potrošnja goriva pri brzini od  $150\text{ km/h}$ :**

$$g_p = g_e P_e / 100 \rho v \quad [\text{L} / 100 \text{ km}]$$

$$\text{gustoća benzina } \rho = 755\text{ g/L}$$

- putna potrošnja goriva u III. stupnju prijenosa mjenjača

$$g_p = 350 \text{ (g/kWh)} \cdot 40 \text{ (kW)} / 755 \text{ (g/L)} \cdot 150 \text{ (km/h)}$$

$$g_p = 0,123 \text{ L / km}$$

$$g_p = 12,3 \text{ L / 100 km}$$

- putna potrošnja goriva u V. stupnju prijenosa mjenjača

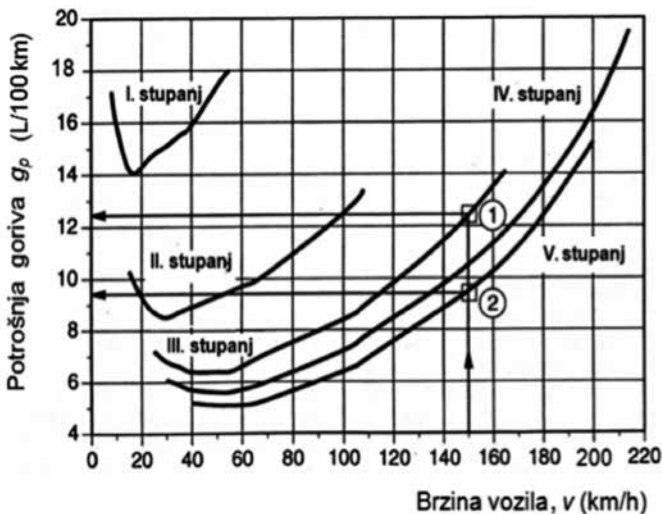
$$g_p = 270 \text{ (g/kWh)} \cdot 40 \text{ (kW)} / 755 \text{ (g/L)} \cdot 150 \text{ (km/h)}$$

$$g_p = 0,095 \text{ L / km}$$

$$g_p = 9,5 \text{ L / 100 km}$$

Za svaku brzinu kretanja vozila može se izračunati putna potrošnja i nacrtati dijagram potrošnje goriva, *slika 4.25*. Proračun putne potrošnje goriva u pojedinim stupnjevima mjenjača, prikazan je na gornjem primjeru. Dakle, pri konstantnoj brzini kretanja od 150 km/h u trećem stupnju prijenosa mjenjača vozilo troši 12,3 litara benzina na 100 km (1), ali ako vozi u petom stupnju prijenosa potrošnja iznosi 9,5 L/100 km, što je optimalna potrošnja goriva (2).

Izbor stupnja prijenosa omogućuje rad motora u području niže specifične potrošnje, za isti režim kretanja. U svakom stupnju prijenosa postoji brzina za koju je potrošnja goriva minimalna. Smanjenjem brzine, potrošnja raste zbog pogoršanja energetske efikasnosti motora. Manja potrošnja goriva postiže se kod većih opterećenja motora i povoljnih vrijednosti specifične potrošnje ( $g_e$ ), a ne zbog sniženja broja okretaja.



*Slika 4.25. Dijagram potrošnje goriva osobnog vozila s Ottovim motorom (111 kW, 2L) u pojedinim stupnjevima mjenjača*

Kretanjem vozila na manjim vrijednostima prijenosnih odnosa u mjenjaču i dužim hodom, može se smanjiti potrošnja kada se motor dovodi u područje većih opterećenja u kojima je stupanj korisnosti motora veći.

#### *Napomena.*

Stvarno ispitivanje prosječne potrošnje goriva i emisije ispušnih plinova provodi se sukladno protokolu WLTP (*Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure, 2018*), svjetski usklađenom postupku testiranja lakih vozila. Osim ciklusa testiranja WLTP uzima u obzir različite varijante opreme vozila.



## 4.8. Dinamička karakteristika vozila

Za usporedbu vučnih svojstava različitih vozila koristi se dinamička karakteristika. Masa vozila često se mijenja, kako uslijed promjene tereta, putnika, tako uslijed utjecaja prikolice. Također, aerodinamički oblik i dimenzije vozila bitno utječu na vučna svojstva vozila. Stoga je za analizu performansi uveden odnos motorne vučne sile na kotačima (umanjen za otpor zraka) i težine vozila, koji se naziva dinamički faktor.

Prema jednadžbi kretanja motornog vozila, slijedi:

$$\begin{aligned}F_v &= F_m = R_k + R_u + R_z + R_i \\F_m &= G (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) + R_z + \delta_r m a \\F_m - R_z &= f_o G + \delta_r a G / g \quad / : G \\(F_m - R_z) / G &= f_o + \delta_r a / g\end{aligned}$$

### a) Dinamički faktor

Dinamički faktor vozila odnos je raspoložive vučne sile i težine vozila:

$$D = \frac{F_m - R_z}{G} \left[ \frac{\text{N}}{\text{N}} \right] \quad (4.26)$$

$$D = \frac{1}{G} \left( \frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_d} - C_D A v^2 \right) \quad (4.27)$$

Dakle, dinamički faktor ovisi o parametrima konstrukcije vozila, kao što su masa, okretni moment motora, prijenosni omjer transmisije, stupanj korisnosti transmisije, dinamički radijus kotača i koeficijent otpora zraka. Dinamički faktor je bezdimenzijska vrijednost i kao takav pogodan je za usporedbu dinamičkih svojstava različitih kategorija vozila. Karakter promjene dinamičkog faktora sličan je promjenama vučne sile. Kako bi se dinamički faktor povezao s uvjetima kretanja vozila, slijedi jednadžba kretanja:

$$D = f_o + \delta_r a / g \quad (4.28)$$

$$0 < D < 1 \quad (\text{bezdimenzijska vrijednost})$$

Za jednoliko kretanje, faktor  $D$  je jednak otporu puta  $f_o$ :

$$D = f_o \quad (4.29)$$

### b) Dinamička karakteristika

Grafički prikaz dinamičkog faktora u pojedinim stupnjevima prijenosa u funkciji brzine kretanja vozila naziva se dinamička karakteristika vozila, desni kvadrant, *slika 4.26*. Maksimalni dinamički faktor iz uvjeta prijanjanja jest:

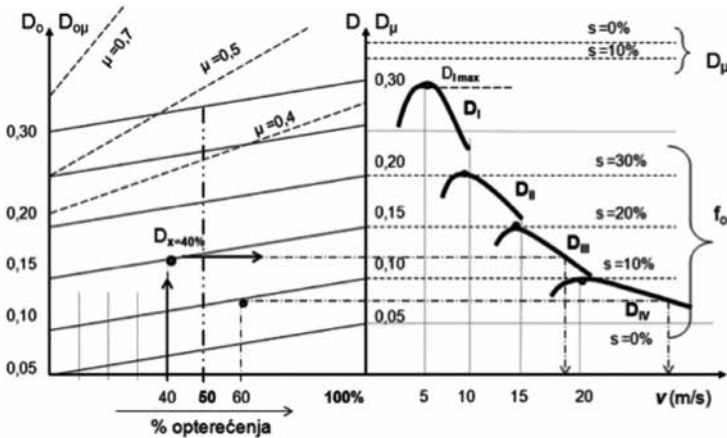
$$D_\mu = \frac{F_\mu - R_z}{G} \quad (4.30)$$

Za prednji pogon vozila (uz  $R_z = 0$ ):  $D_\mu = \mu N_1 / G$

Na krivulji  $D$  u svakom stupnju prijenosa mjenjača, postoje maksimalne vrijednosti koeficijenta otpora puta  $D_{\max} = f_o$ . Na apscisi se određuju kritične brzine kretanja s obzirom na stabilno i nestabilno kretanje vozila.

Uvjet kretanja vozila jest:

$$f_o \leq D \leq D_\mu \quad (4.31)$$



Slika 4.26. Dinamička karakteristika s nomogramom opterećenja

### c) Najveći uspon u određenom stupnju prijenosa

Na temelju jednakosti:

$$D_{\max} = f_o$$

$$D_{\max} = f_k \cos \alpha + \sin \alpha; \quad (\text{za male kutove } \alpha: \cos \alpha \approx 1, \sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = D_{\max} - f_k, \quad f_k - \text{koeficijent otpora kotrljanja}$$

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \alpha (D_{\max} - f_k) \quad (4.32)$$

Grafičko rješenje dobiva se povlačenjem tangente u točki  $D_{\max}$ , paralelne apscisnoj osi.

### d) Ubrzanje vozila u pojedinom stupnju prijenosa

$$D = f_o + \delta_r a / g$$

$$a_i = \frac{g}{\delta_r} (D - f_k) \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (4.33)$$

Vrijednosti  $(D - f_k)$  mogu se odrediti grafički iz dijagrama, a prema tome izračunati ubrzanja vozila u pojedinom stupnju prijenosa, te se grafički prikazati. Na jednak način izvodi se proračun vremena i puta ubrzanja vozila.

### e) Nomogram opterećenja

Dinamički faktor ( $D$ ), kako za puno opterećeno vozilo tako i za djelomično opterećeno ( $D_x$ ), može se izračunati prema izrazu:

$$D_x = D \frac{G}{G_x} \quad (4.34)$$

Kako se dinamički faktor ne bi stalno računao, dinamička karakteristika vozila dopunjava se nomogramom opterećenja, lijevi kvadrant, *slika 4.26*. Pri crtanju nomograma opterećenja određuje se dinamički faktor praznog vozila ( $D_o$ ):

$$D_o = D \frac{G}{G_o} \quad (4.35)$$

Lijevo od osi ordinate dinamičke karakteristike je *skala dinamičkog faktora*  $D_o$ , a na apscisi između ordinata  $D$  i  $D_o$  *skala opterećenja vozila* od 0 do 100%. Mjerilo za skalu  $D_o$  jest:

$$a_o = a G / G_o \quad a - \text{mjerilo za skalu } D. \quad (4.36)$$

Nakon nanošenja  $D$  i  $D_o$  spajaju se točke jednake vrijednosti za  $D$  i  $D_o$ .

Iz takve karakteristike može se odrediti maksimalna brzina kretanja vozila ( $v$ ) pri određenom postotku opterećenja vozila i zadanom faktoru otpora puta ( $f_o$ ). Primjerice, pri djelomičnom opterećenju

vozila  $D_x = 40\%$  i faktoru otpora puta od  $f_0 = 0,15$  brzina kretanja vozila u trećem stupnju prijenosa iznosi 18 m/s (65 km/h). Na taj način mogu se riješiti i drugi zadaci, kao što je primjerice određivanje najvećeg opterećenja vozila u određenim putnim uvjetima i pri određenoj brzini kretanja.

#### Dinamički faktor iz uvjeta priranja:

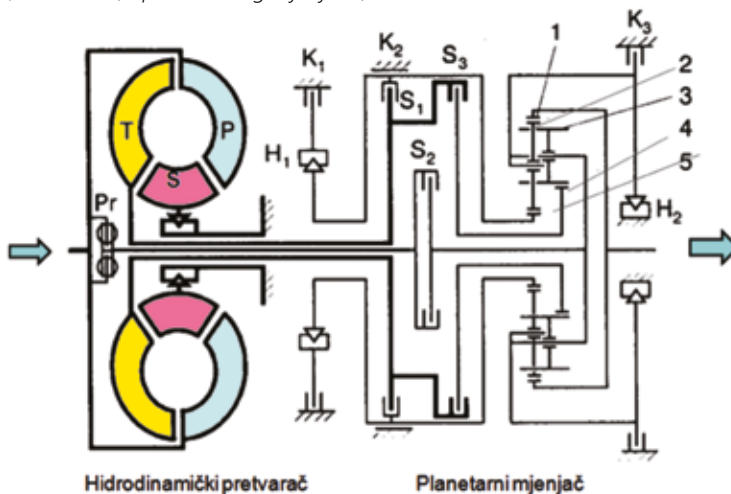
$$D_\mu = \mu N_1 / G, \quad \text{za puno opterećeno vozilo} \quad (4.37)$$

$$D_{0\mu} = \mu N_{01} / G, \quad \text{za prazno vozilo} \quad (4.38)$$

$N_1, N_{01}$  - reakcije ispod prednje osovine za opterećeno vozilo i prazno vozilo ( $N_1$  - prednji pogon,  $N_2$  - stražnji pogon).

### 4.9. Vučne karakteristike s automatskim mjenjačem, konvertorom

Konvencionalni automatski mjenjač s konvertorom sastoji se od dvaju prijenosnika, *hidrodinamičkog pretvarača (konvertora)* i *planetarnog mjenjača*, *Slika 4.27*.



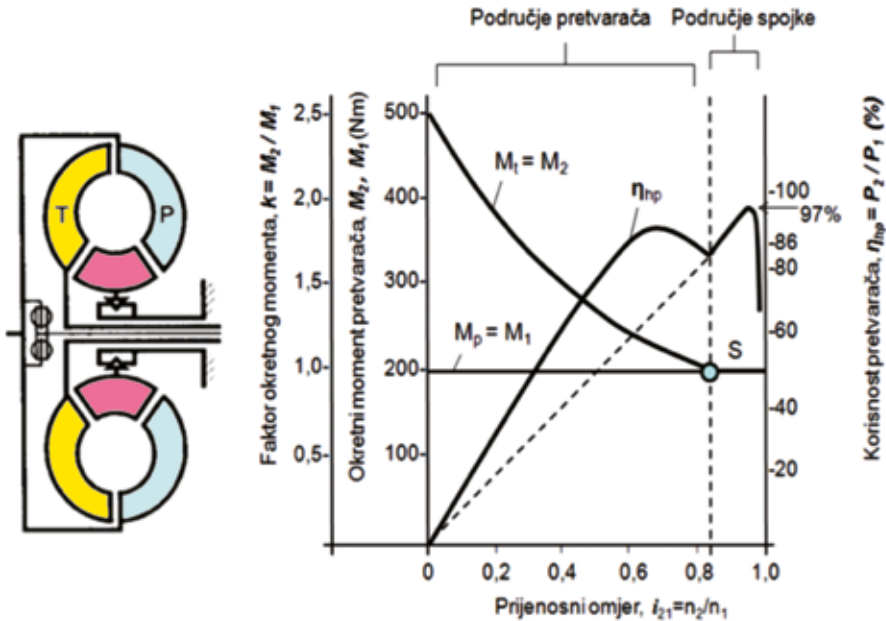
**Slika 4.27. Shema automatskog mjenjača s 4 stupnja prijenosa ZF 4 HP14,**

Pr - prigušivač torzijskih vibracija, Konvertor (P - pumpa, T - turbina, S – stator), 1,2,3,4 i 5 - zupčanici planetarija, H1 i H2 - spojnice slobodnog hoda, S1, S2 i S3 - spojke, K1, K2 i K3 - kočnice

Hidrodinamički pretvarač momenta (*konvertor*) povećava okretni moment motora nekoliko puta. Kako povećanje okretnog momenta nije dovoljno za sve potrebe kretanja vozila, pretvarač se spaja s planetarnim mjenjačem koji nudi veći broj stupnjeva prijenosa. Takvi mjenjači u odnosu na ručne mehaničke mjenjače donose prednosti rasterećenja vozača i komfora duge vožnje. Nedostaci su, veća složenost mjenjača i veća potrošnja goriva. Bezprekidna promjena stupnjeva prijenosa ostvaruje se pomoću više lamelastih spojnika i kočnica planetarnog mjenjača, sukladno programu vožnje.

#### Hidrodinamički pretvarač momenta (*konvertor*)

Hidrodinamički pretvarač ima svoju brzinsku karakteristiku koja prikazuje momente na turbinskom i pumpnom kolu ( $M_2, M_1$ ) i stupanj korisnosti ( $\eta_{hp}$ ) u ovisnosti o prijenosnom omjeru turbinskog i pumpnog kola ( $i_{21} = n_2/n_1$ ). Na *slici 4.28* prikazan je primjer brzinske karakteristike konvertora. Pri jednakom momentu na turbinskom i pumpnom kolu, tj. pri djelovanju hidrospojke (S), rad mjenjača (pri omjeru  $i_{21} = 85\%$  broja okretaja turbine i pumpe) prelazi na rad hidrospojke, čime se povećava korisnost prijenosnika.



Slika 4.28. Karakteristika konvertora

#### 4.9.1. Karakteristike automatskog mjenjača s konvertorom

##### a) Parametri konvertora

Između hidrauličnih kola pretvarača vrijedi jednakost:

$$M_2 = M_1 + M_s \quad (4.39)$$

$M_2$  - moment turbinskog kola

$M_1$  - moment pumpnog kola

$M_s$  - moment statorskog kola

Kada se ulazni i izlazni momenti pumpe i turbine izjednače, mjenjač prelazi na rad hidrospojke, čime se povećava stupanj djelovanja.

##### 1. Hidraulični prijenosni omjer:

$$i_{21} = n_2 / n_1 \quad (4.40)$$

$n_2$  - broj okretaja turbinskog kola ( $n_t$ )

$n_1$  - broj okretaja pumpnog kola ( $n_p$ )

##### 2. Faktor povećanja okretnog momenta:

$$k = M_2 / M_1 \quad (4.41)$$

$M_2$  - moment na turbinskom kolu ( $M_t$ )

$M_1$  - moment na pumpnom kolu ( $M_p$ )

$$M_1 = \lambda \rho n_1^2 D_1^5 \text{ [Nm]} \quad (4.42)$$

$\lambda$  - koeficijent okretnog momenta mjenjača

$\rho$  - gustoća radnog fluida

$n_1$  - broj okretaja pumpnog kola

$D_1$  - najveći promjer cirkulacije kola pretvarača

### 3. Stupanj korisnosti konvertora:

$$\eta_{hp} = P_2 / P_1 = k i_{21} \quad (4.43)$$

$P_2$  - snaga na turbinskom kolu

$P_1$  - snaga na pumpnom kolu

U cilju usklađivanja rada motora s konvertorom, proizvođači daju krivulje opterećenja pretvarača, a korisnik ucrtavanjem brzinske karakteristike motora procjenjuje njihov zajednički rad. Dobro je odabran onaj konvertor koji na režimu najveće snage motora radi s najvećim stupnjem korisnosti, koji iznosi oko **85%**, a prelaskom na rad spojke, stupanj korisnosti povećava se na  $\approx$  **97%**. Usklađen zajednički rad motora i konvertora pretpostavka je dobrih vučnih svojstava vozila. To znači da se u tijeku izbora motora i automatskog mjenjača mora utvrditi područje njihova optimalnog rada, prema kriterijima:

1. najvećeg stupnja korisnosti konvertora ( $\eta_{hp}$ ) pri režimu maksimalne snage motora
2. najvećeg okretnog momenta ( $M_2, k, k i_{21}$ ) pri režimu stabilnosti momenta motora i najvećem opterećenju vozila (start, uspon, nizbrdica)
4. najvećeg ubrzanja vozila i vremenu postizanja određene brzine
5. najmanje potrošnje goriva.

#### b) Prijenosni omjeri planetarnog mjenjača

Planetarni mjenjač, primjerice, s 4 stupnja prijenosa za vožnju naprijed i jedan za vožnju natrag, ima prijenosne omjere:

$i_{pl1}$  - u I. stupnju mjenjača,  $i_{pl2}$  - u II. stupnju mjenjača,  $i_{pl3}$  - u III. stupnju mjenjača,  $i_{pl4}$  - u IV. stupnju mjenjača,  $i_{plR}$  - vožnja unatrag

### 4.9.2. Vučni dijagram vozila s automatskim mjenjačem

#### Vučna sila na kotačima

$$F_v = \frac{M_2 i_{tr} \eta_{tr}}{r_d} [\text{N}] \quad (4.44)$$

$M_2$  - izlazni okretni moment konvertora,  $M_2 = k M_1$

$i_{tr i}$  - prijenosni omjer transmisije ( $i_{tr i} = i_{pl i} i_o$ )

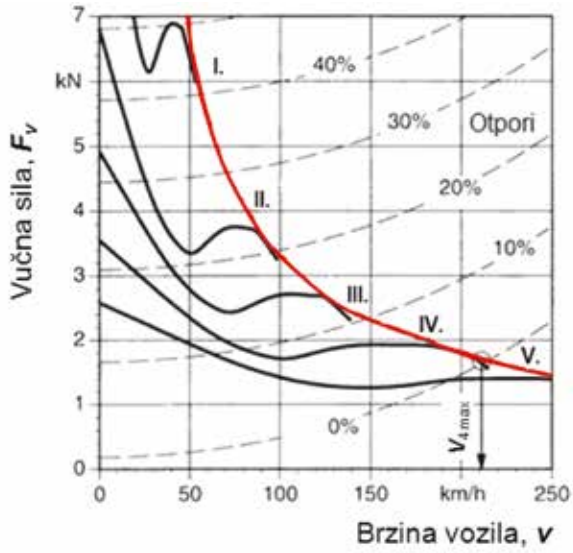
$i_{pl i}$  - omjer planetarnog mjenjača,  $i_o$  - omjer osovinskog reduktora

$\eta_{tr i}$  - gubici u transmisiji,  $r_d$  - dinamički radijus kotača

#### Brzina vozila u pojedinom stupnju prijenosa

$$v_i = \frac{r_d \omega_m}{i_{tr}} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (4.45)$$

Vučni dijagram osobnog vozila s automatskim mjenjačem s pet stupnjeva prijenosa prikazan je na **slici 4.29**. Vidljiv je značajan utjecaj konvertora na vučne karakteristike u pojedinom stupnju prijenosa. Produženo je područje uporabe svakog stupnja mjenjača. Visoke vučne sile pri manjim brzinama kretanja vozila rezultat su djelovanja konvertora, sve do točke infleksije i prelaska na rad hidrospojke.



Slika 4.29. Vučni dijagram vozila s automatskim mjenjačem (konvertorom)

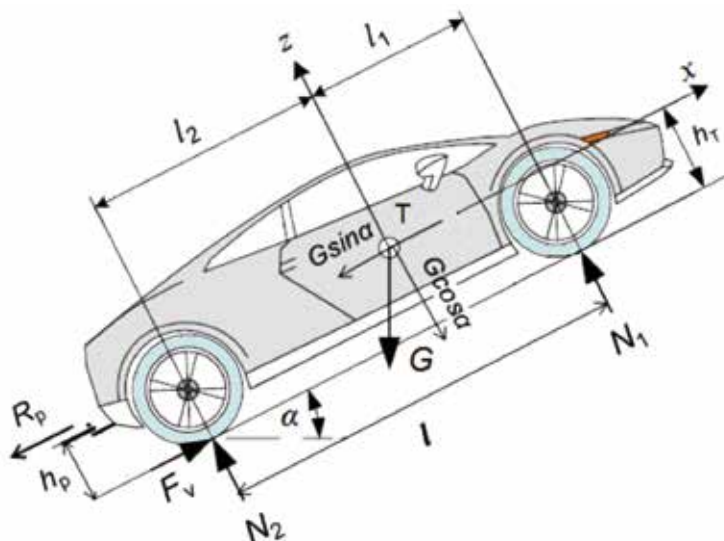


## 5. Stabilnost vozila

Motorno vozilo je na cesti stabilno ako ne klizi ili se ne prevrće. Klizanje i prevrtanje vozila je moguće u uzdužnom i poprečnom pravcu. Ovdje su opisana svojstva uzdužne i poprečne stabilnosti vozila te utjecaj uzdužnih i poprečnih sila ispod kotača na stabilnost kretanja vozila. Osim vrste pogona kotača koja utječe na stabilnost kretanja, opisani su aktivni sustavi stabilnosti kretanja.

### 5.1. Uzdužna stabilnost

Uzdužna stabilnost vozila s obzirom na prevrtanje oko stražnje osovine, promatra se najprije pri kretanju na usponu. Prevrtanje vozila oko stražnje osovine može se pojaviti pri svladavanju maksimalnog uspona pri jednolikom kretanju, primjerice ako vučno vozilo vuče priključno vozilo (prikolicu ili poluprikolicu), *slika 5.1*.



*Slika 5.1. Sile na vozilu s prikolicom na usponu*

(Jazar, 2008)



**a) Uvjet prevrtanja vozila**

Prevrtanje vučnog vozila na kosini nastaje kada normalna dinamička reakcija ispod prednje osovine postane jednaka:  $N_1 = 0$ .

$$N_1 l + G \sin \alpha h_T + R_p h_p - G \cos \alpha l_2 = 0; N_1 = 0.$$

Kut kod kojega dolazi do prevrtanja vučnog vozila oko stražnje osovine:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{pr}} = \frac{l_2}{h_T + \frac{G_p}{G} h_p} \quad (5.1)$$

$G_p$  - težina prikolice,  $h_p$  - visina rude za vuču

Kut prevrtanja vozila oko stražnje osovine bez prikolice:

$$G \cos \alpha l_2 - \sin \alpha h_T = 0$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{pr}} = \frac{l_2}{h_T} \quad (5.2)$$

**b) Uvjet klizanja vozila**

Kut kod kojega dolazi do klizanja stražnje pogonske osovine iz uvjeta prijanjanja:

$$\mu N_2 = G \sin \alpha$$

$$N_2 = (l_1 \cos \alpha + h_T \sin \alpha)$$

$$N_2 = \frac{G}{l} (l_1 \cos \alpha + h_T \sin \alpha)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{kl}} = \frac{\mu l_1}{1 + \mu h_T} \quad (5.3)$$

Kut klizanja vozila pri pogonu na obje osovine, iz uvjeta prijanjanja:

$$\mu G \cos \alpha = G \sin \alpha \quad (5.4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{kl}} = \mu$$

**c) Relativni kriterij stabilnosti**

Praktično, klizanje vozila čini manju štetu nego prevrtanje vozila. Stoga, kut klizanja vozila na kosini treba biti manji od kuta prevrtanja.

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{kl}} \leq \operatorname{tg} \alpha_{\text{pr}} \quad (5.5)$$

$$\mu \leq \frac{l_2}{h_T}$$

**Primjer:**

Određivanje maksimalnog uspona kod vozila s pogonom na sve kotače i relativnog kriterija stabilnosti vozila na dvije različite podloge ( $\mu = 0,30$ ,  $\mu = 0,99$ ).

Kut klizanja ovisi o prijanjanju:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{kl}} = \mu$$

prva podloga,  $\mu = 0,30$  (niski koeficijent prijanjanja),  $\alpha_{\text{kl}} = 17^\circ$

druga podloga:  $\mu = 0,99$  (visoki koeficijent prijanjanja),  $\alpha_{\text{kl}} = 44^\circ 43'$  ( $s = 99\%$ )

Kut prevrtanja:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{pr}} = \frac{l_2}{h_T}$$

za  $l_2 = 1,41$  m       $h_T = 1$  m

$\alpha_{\text{pr}} = 55^\circ$  ( $s = 122\%$ )

Dakle, relativni kriterij stabilnosti je zadovoljen:

$$\alpha_{\text{kl}} \leq \alpha_{\text{pr}} \quad 44^\circ < 55^\circ$$

#### d) Stabilnost vozila na konveksnom putu

Prilikom vožnje na konveksno zakrivljenom putu, *slika 5.2.*, na vozilo djeluje centrifugalna sila  $F_c$ , koja djeluje suprotno sili teže. To uzrokuje rasterećenje kotača, odnosno smanjenje vučne ili kočne sile, a upravljanje vozilom može postati nesigurno.

Pod pretpostavkom da je 20% težine vozila dovoljno za upravljanje vozilom, slijedi izračun najveće dopuštene brzine kretanja:

$$G - F_c = 0,20 G \quad (5.6)$$

$$\text{odnosno, } F_c = G - 0,2 G = 0,8 G$$

$$\frac{m v^2}{R_T} = 0,8 m g$$

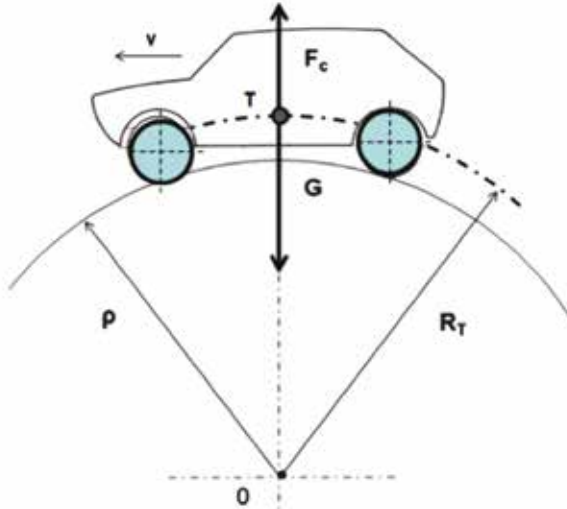
#### Najveća dopuštena brzina vozila

Iz uvjeta kretanja (uz približno jednaki radijus,  $R_T \approx \rho$ )

$$v_{\max} = \sqrt{0,8 g \rho} \approx \sqrt{8 \rho} \quad (5.7)$$

$R_T$  - radijus okretanja težišta vozila

$\rho$  - radijus zakrivljenosti konveksnoga puta



*Slika 5.2. Određivanje dopuštene brzine vozila na konveksno zakrivljenom putu*

#### e) Stabilnost vozila na konkavnom putu

Prilikom vožnje na konkavno zakrivljenom putu, *slika 5.3.*, na vozilo djeluje centrifugalna sila  $F_c$ , koja djeluje u istom smjeru kao i sila teže. To uzrokuje dodatno opterećenje vozila i nesigurno upravljanje.

Pod pretpostavkom da 10% dodatne težine ne narušava čvrstoću konstrukcije i stabilnost upravljanja, slijedi izračun najveće dopuštene brzine kretanja:

$$G + F_c = 1,10 G \quad (5.8)$$

$$\text{odnosno, } F_c = 1,10 G - G = 0,1 G$$

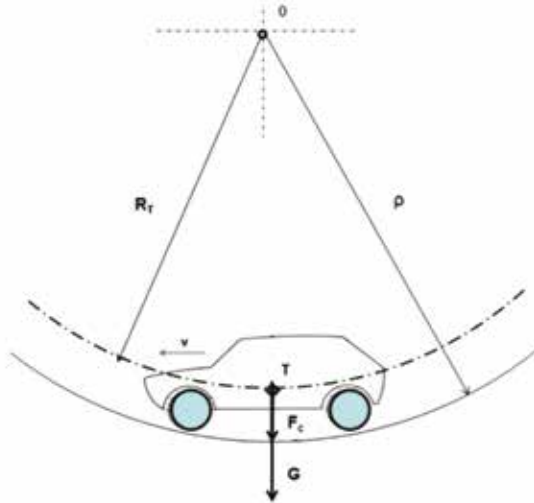
$$\frac{m v^2}{R_T} = 0,1 m g$$

### Najveća dopuštena brzina vozila

Iz uvjeta kretanja (uz približno jednaki radijus,  $R_T \approx \rho$ )

$$v_{\max} = \sqrt{0,8 g \rho} \approx \sqrt{\rho} \quad (5.9)$$

Očito je da je najveća dopuštena brzina vozila na konkavnom putu višestruko manja nego na konveksnom putu.

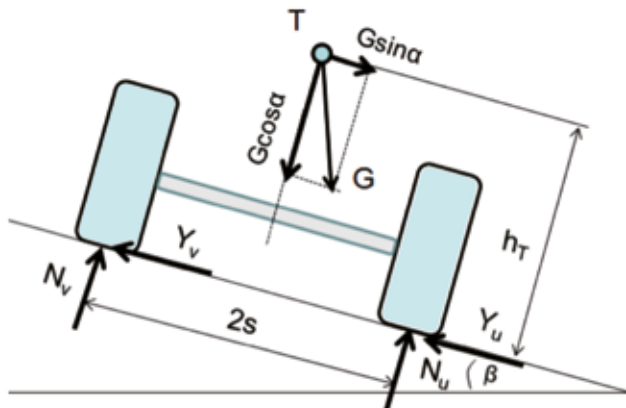


Slika 5.3. Određivanje dopuštene brzine vozila na konveksno zakrivljenom putu

## 5.2. Poprečna stabilnost vozila

Prevrtanje vozila na bočnu stranu, oko kotača lijeve ili desne strane, može se dogoditi pri jednolikom kretanju na bočnom nagibu, *slika 5.4.*

### a) Poprečna stabilnost vozila na nagibu



Slika 5.4. Sile na vozilu - na bočnom nagibu

#### • Uvjet prevrtanja vozila

Reakcija ispod bočnih vanjskih kotača:  $N_v = 0$ .

$$N_v 2s - G \cos \beta s + G \sin \beta h_T = 0, \quad 2s - \text{trag kotača}$$

Kut prevrtanja vozila:  $G \cos \beta s - G \sin \beta h_T = 0$

$$\operatorname{tg}\beta_{\text{pr}} = \frac{s}{h_T} \quad (5.10)$$

Odnos  $\frac{s}{h_T}$  naziva se faktor statičke stabilnosti (*SSF-Static Stability Factor*)

- Uvjet klizanja vozila

$$N_2 = \mu G \cos\beta \geq G \sin\beta$$

Kut klizanja vozila:

$$\operatorname{tg}\beta_{\text{kl}} = \mu \quad (5.11)$$

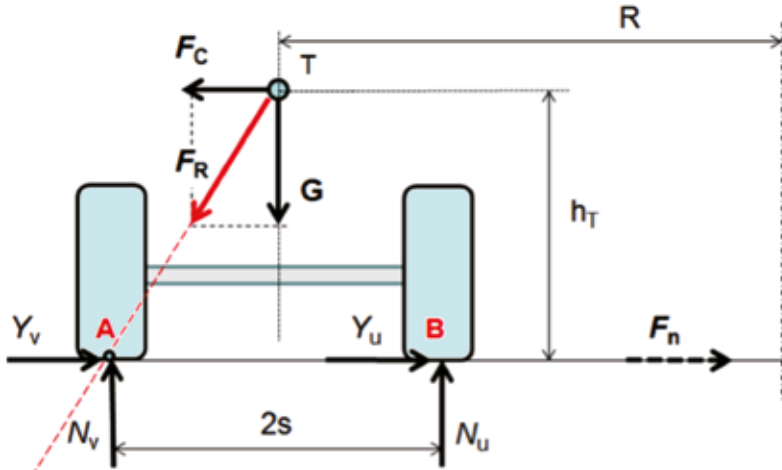
- Relativni kriterij stabilnosti

$$\operatorname{tg}\beta_{\text{kl}} \leq \operatorname{tg}\beta_{\text{pr}} \quad (5.12)$$

$$\mu \leq \frac{s}{h_T}$$

### b) Poprečna stabilnost vozila u zavoju bez nagiba

Centrifugalna sila može prevrnuti vozilo u zavoju, *slika 5.5*. Kada pravac rezultantne sile  $F_R$  (centrifugalne sile i težine vozila) prelazi točku A, nastupa prevrtanje vozila.



*Slika 5.5. Sile na vozilu - u zavoju bez nagiba*

( $F_c$  - centrifugalna sila,  $F_n$  - centripetalna sila /  $Y_v + Y_u$ )

- Prevrtanje vozila

Prevrtanje vozila nastaje kada je reaktivna sila ispod unutarnjih bočnih kotača:

$$N_u = 0.$$

$$2s N_u + F_c h_T - G s = 0$$

$$F_c = G s / h_T, \text{ gdje je } F_c = m v^2 / R$$

Maksimalna brzina vozila koja dovodi do prevrtanja:

$$\frac{m v^2}{R} = \frac{G s}{h_T}$$

$$v_{\text{max pr}} = \sqrt{\frac{g R s}{h_T}} \quad (5.13)$$

Najveća brzina u zavoju, iz uvjeta prevrtanja, ovisi o radijusu zavoja i koordinatama težišta vozila (ne ovisi o masi vozila).

Normalno (bočno) ubrzanje vozila kod brzine prevrtanja:

$$a_{b\text{pr}} = \frac{v^2_{\text{max pr}}}{R} \quad (5.14)$$

#### • Klizanje vozila

Iz uvjeta ravnoteže horizontalnih sila, *slika 5.5.*:

$$\begin{aligned} F_n &= \mu G \\ m v^2 / R &= \mu m g, \text{ slijedi najveća brzina vozila koja dovodi do klizanja u zavoju:} \\ v_{\text{max kl}} &= \sqrt{\mu g R} \end{aligned} \quad (5.15)$$

Najveća brzina u zavoju, ovisi o radijusu zavoja i koeficijentu prijanjanja (ne ovisi o masi vozila). Utjecaj stanja pneumatika i podloge ključan je za stabilnost vozila. Kako bi se spriječila nestabilnost vožnje, potrebno je smanjiti brzinu vozila prije ulaska u zavoj, osobito na vlažnoj i skliskoj cesti.

Normalno (bočno) ubrzanje kod brzine klizanja:

$$a_{b\text{kl}} = \frac{v^2_{\text{max kl}}}{R} \quad (5.16)$$

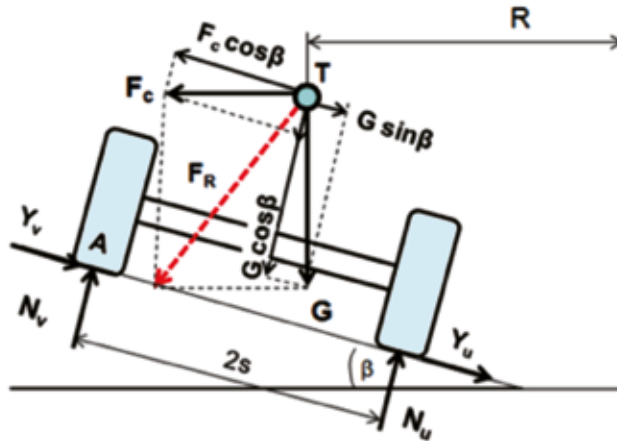
#### • Relativni kriterij stabilnosti

Kritične brzine vozila

$$v_{\text{max kl}} \leq v_{\text{max pr}} \quad (5.17)$$

#### c) Poprečna stabilnost vozila u zavoju pod nagibom

Sukladno prethodnom postupku, s obzirom na nagib ceste, *slika 5.6.*, određene su kritične brzine kretanja vozila iz uvjeta klizanja i prevrtanja:



*Slika 5.6. Sile na vozilu - u zavoju*

#### • Kritična brzina vozila iz uvjeta prevrtanja:

$$v_{\text{max pr}} = \sqrt{g R \frac{s + h_T \text{tg} \beta}{h_T - s \text{tg} \beta}} \quad (5.18)$$

#### • Kritična brzina vozila iz uvjeta klizanja:

$$v_{\text{max kl}} = \sqrt{g R \frac{\mu + \text{tg} \beta}{1 - \mu \text{tg} \beta}} \quad (5.19)$$

#### • Relativni kriterij stabilnosti

$$v_{\text{max kl}} = v_{\text{max pr}} \quad (5.20)$$

U zavoju, pod standardnim nagibom ceste, može doći do klizanja i prevrtanja vozila. Zahvaljujući nagibu ceste, rezultatna sila treba biti iznimno velika da bi nastupilo prevrtanje vozila.

#### d) Utjecaj nadgradnje na stabilnost

Prethodna analiza poprečne stabilnosti zasniva se na pretpostavci krutog vozila. Kako su za vožnju nužno potrebni elastični elementi ovjesa između karoserije i osovina te elastični pneumatici između kotača i ceste, tako u zavoju dolazi do naginjanja nadgradnje i mogućnosti prevrtanja vozila. Naginjanje nadgradnje uzrokuje pomicanje težišta vozila što ima veliki utjecaj na poprečnu stabilnost vozila, osobito kod teretnih vozila. Stabilnost vozila protiv bočnog naginjanja pri djelovanju centrifugalne sile može se procijeniti parametrima stabilnosti krutog i elastičnog vozila.

Praktično, za procjenu stabilnosti vozila od prevrtanja koristi se analiza dva karakteristična slučaja: prvo se razmatra kruto vozilo, a zatim, kao elastično vozilo (kada dolazi do naginjanja karoserije u odnosu na podvozje vozila). Ta analiza definira dva parametra: *faktor statičke stabilnosti krutog vozila* (**SSF-Static Stability Factor**) i *prag statičke stabilnosti elastičnog vozila* (**SRT-Static Rollover Threshold**).

Iz uvjeta ravnoteže vozila oko točke **A**, *slika 5.5.*, slijedi centrifugalna sila:

$$F_c h_T = G s$$

$$F_c = G s / h_T$$

Faktor statičke stabilnosti **SSF**:

$$SSF = \frac{s}{h_T} \quad (5.21)$$

$$s - \text{trag kotača} / 2, h_T - \text{visina težišta vozila}, F_c = m a_b$$

$$m a_b = G s / h_T, \text{ slijedi } a_b = g s / h_T,$$

$$a_b = SSF g \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.22)$$

Bočno ubrzanje vozila ( $a_b$ ) funkcija je faktora statičke stabilnosti krutog vozila (**SSF**). Bočno ubrzanje vozila pri kojem dolazi do prevrtanja indikator je otpornosti vozila na prevrtanje. Što je veći **SSF** faktor to je vozilo stabilnije. Ako **SSF** nije veći od 0,35 vozilo u zavoju ne osigurava bočno ubrzanje veće od 0,35  $g$ , što vozilo čini nestabilnim. Vrijednosti **SSF** faktora za putnička i teretna vozila iznosi:

- za putnička vozila, **SSF** = 1,0-1,5
- za teretna vozila, **SSF** = 0,3-0,4

Pri zaokretu vozila ovješene mase pomiču se u odnosu na neovješene mase. Tako dolazi do pomicanja težišta vozila u odnosu na centar okretanja ovješene mase. Naginjanje karoserije pod nekim kutom ne može se sasvim zanemariti jer se položaj težišta promijenio. Praktično, položaj novih koordinata težišta ( $x, h_{T1}$ ) ima granice koje određuju prag statičke stabilnosti vozila na prevrtanje **SRT**. **Sukladno** izrazu (5.22) slijedi bočno ubrzanje vozila:

$$a_b = SRT g \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.23)$$

Prag prevrtanja označava trenutak kada kotači na jednoj strani vozila izgube kontakt sa podlogom. Bočno ubrzanje vozila ( $a_b$ ) funkcija je stabilnosti vozila s naginjanjem karoserije. Bočno ubrzanje vozila definira se kao kriterij stabilnosti vozila. Kamioni i prikolice podliježu kontroli poprečne stabilnosti uz pomoć praga bočnog ubrzanja na prevrtanje, kao mjere otpornosti na prevrtanje. Bočno ubrzanje za kamione i prikolice iznosi  $a_b = 0,35 g$  [m/s<sup>2</sup>]. Cisterne trebaju biti otpornije na bočno ubrzanje, od  $a_b = 0,4 g$  [m/s<sup>2</sup>]. Veća vrijednost **SRT**-a znači veću bočnu stabilnost vozila.

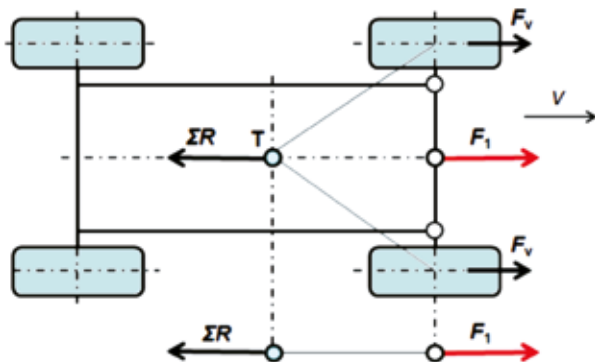
**SRT** je strožiji kriterij od **SSF** kriterija, međutim algoritam proračuna je složeniji. Zbog nepravilno razmještenog tereta ili tereta s visokim težištem, bočno ubrzanje može pasti niže od 0,25  $g$  i uzrokovati prevrtanje vozila.

### 5.3. Utjecaj vrste pogona na stabilnost vozila

Pri prijenosu vučne sile na podlogu pogonski kotači imaju relativno klizanje. Osim toga pogonski kotači uzrokuju deformaciju podloge pa je prljanjanje tih kotača slabije, stoga je pogonska osovina sklonija bočnom klizanju od vođene osovine. Rezultirajuća sila ispod kotača (uzdužne i bočne sile), mora biti manja od sile reakcije:  $R_i < \mu N$ . Međutim, kretanje kotača u uvjetima maksimalne vučne sile (vučna sila jednaka sili prljanjanja) pri djelovanju vrlo male poremećajne sile može biti uzrok nestabilnosti. Zbog toga u praksi češće dolazi do bočnog klizanja kotača pogonske osovine. Vozila s prednjim pogonom odnosno vozila sa stražnjim pogonom se različito ponašaju pri ubrzanju i kočenju, kako pri pravocrtnom tako i pri kretanju u zavoju.

#### a) Vozilo s prednjim pogonom

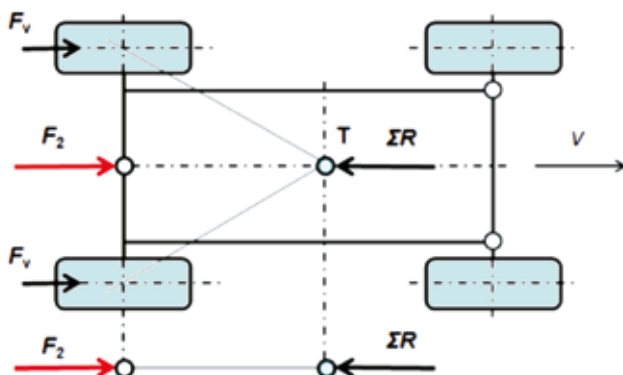
Prednji pogon nudi stabilnu ravnotežu sila, tj. vozilo je vučeno pa su sile na vozilu u stabilnoj ravnoteži s otporima kretanja, *slika 5.7*. Pri ubrzanju na ravnoj cesti, prednji pogon ostvaruje vučnu silu  $F_1$  radi svladavanja otpora kretanja  $\Sigma R$ . Ubrzanjem ili kočenjem vozilo se stabilizira.



*Slika 5.7. Stabilna ravnoteža sila s prednjim pogonom*

#### b) Vozilo sa stražnjim pogonom

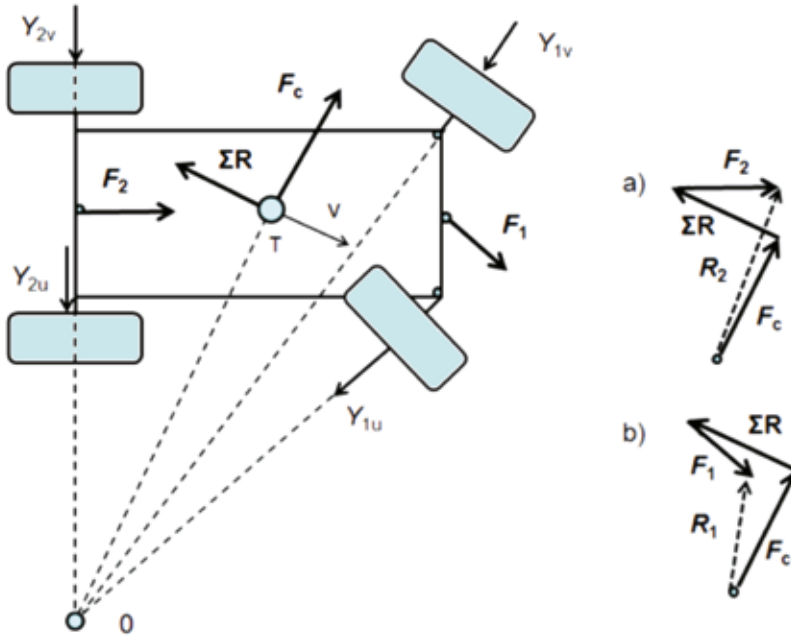
Stražnji pogon nudi labilnu ravnotežu sila, tj. sile na vozilu u labilnoj su ravnoteži s otporima kretanja, *Slika 5.8*. Pri ubrzanju na ravnoj cesti stražnji pogon ostvaruje vučnu silu  $F_2$  radi svladavanja otpora kretanja  $\Sigma R$ . Pri bočnom pomaku hvatišta bilo koje sile nastaje spreg sila koji zakreće vozilo. Ako su uvjeti kretanja vozila na granici prljanjanja, uslijed ubrzanja ili kočenja nastaje zanošenje vozila.



*Slika 5.8. Labilna ravnoteža sila sa stražnjim pogonom*

### c) Usporedba stabilnosti vozila s prednjim i stražnjim pogonom u zavoju

Na shemi kretanja vozila u zavoju, *slika 5.9.*, sa stražnjim pogonom ili s prednjim pogonom, razlikuju se vrijednosti rezultantne sile (*a*, *b*) koje trebaju stabilizirati vozilo od djelovanja centrifugalne sile. Iz poligona sila vidljivo je da je za uravnoteženje centrifugalne sile ( $F_c$ ) potrebna manja sila za stabilizaciju vozila s pogonom na prednje kotače ( $R_1 \ll R_2$ ), nego s pogonom na stražnje kotače. To znači da se vozilo, u istim uvjetima kretanja, s prednjim pogonom neće zanijeti kao vozilo sa stražnjim pogonom. Zato vozilo s prednjim pogonom može svladati zavoje većom brzinom kretanja.



**Slika 5.9. Poligon sila i stabilizirajuće sile**  
 a - sa stražnjim pogonom ( $R_2$ ), b - s prednjim pogonom ( $R_1$ )

### d) Utjecaj blokiranja kotača na stabilnost vozila

Blokiranje kotača stražnje osovine (**b**) je nestabilnije za vozilo, nego blokiranje kotača prednje osovine (**a**), *slika 5.10.*

#### • blokiranje kotača prednje osovine

Bočna sila  $F_y$  na strani stražnje osovine i sila blokiranja prednje osovine  $F_k$  imaju suprotan smjer djelovanja. Bočna sila stražnje osovine stvara moment stabilizacije:  $M_s = F_y l_2 > F_k a$ . Vozilo je stabilnije nego kod blokiranja kotača stražnje osovine. Blokiranje prednjih kotača izaziva gubitak upravljivosti, jer uzrokuje zanošenje prednje osovine.

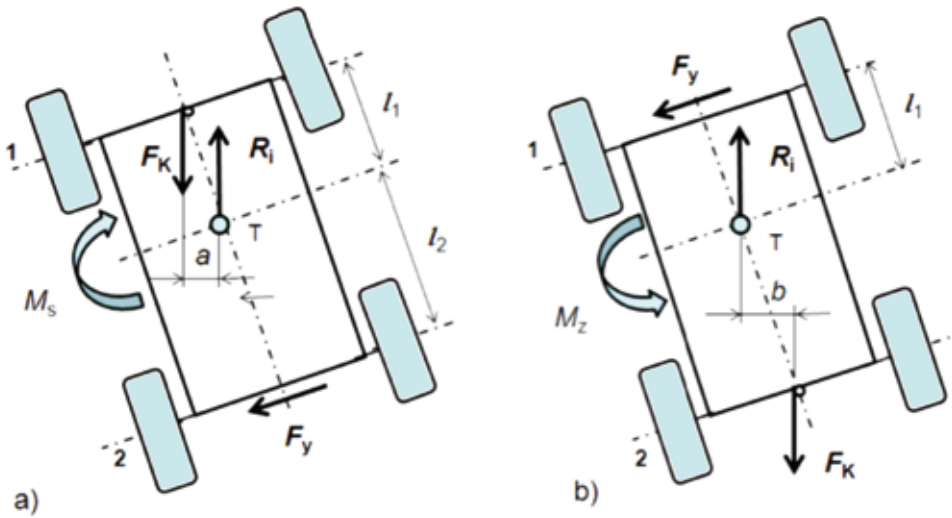
#### • blokiranje kotača stražnje osovine

Bočna sila  $F_y$  na strani prednje osovine i sila blokiranja  $F_k$  imaju isti smjer djelovanja, što uzrokuje moment destabilizacije/zakretanja:  $M_z = F_y l_1 > F_k b$ . Vozilo je nestabilno, pa treba spriječiti blokiranje stražnjih kotača pri kočenju. Dakle, blokiranje stražnjih kotača izaziva gubitak stabilnosti, jer uzrokuje zanošenje stražnje osovine.

#### Napomena:

U cilju sprječavanja blokiranja kotača suvremena motorna vozila koriste ABS-sustav protiv blokiranja kotača.





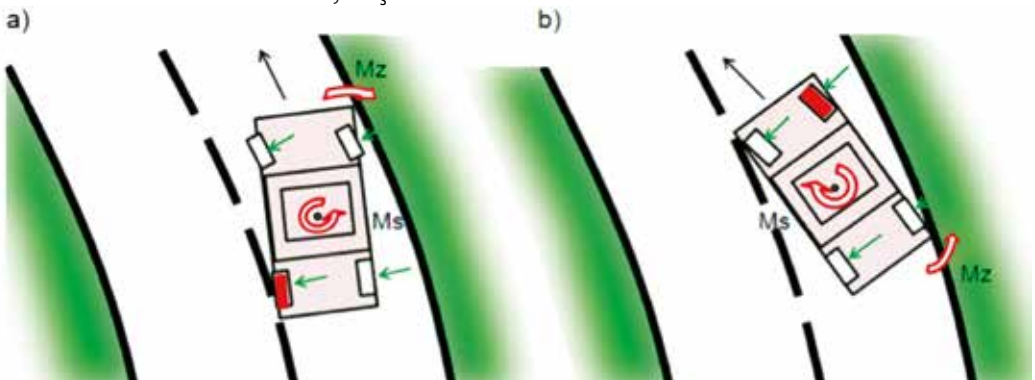
**Slika 5.10. Stabilnost vozila pri blokiranju kotača uslijed kočenja**

a - blokirani prednji kotači, b - blokirani stražnji kotači

## 5.4. Podupravljanje i preupravljanje vozila

Zanošenje prednje osovine naziva se podupravljivost, a zanošenje stražnje osovine naziva se preupravljivost, **slika 5.11**. Pomoću aktivnog sustava nadzora stabilnosti (*Electronic Stability Control*), sprječavaju se pojave podupravljivosti i preupravljivosti vozila.

- PODUPRAVLJIVOST** (engl. *understeer*). *Pojam: smanjena upravljivost*. Vozilo se zanositi prednjim dijelom i okreće prema vanjskom rubu zavoja, **slika 5.11.a**. Postoji opasnost izljetanja iz zavoja pod momentom zaokreta  $M_z$ , ispravlja se kočenjem stražnjeg unutarnjeg kotača stražnje osovine koja ne klizi, čime se stvara moment stabilizacije  $M_s$ .
- PREUPRAVLJIVOST** (engl. *oversteer*). *Pojam: višak upravljivosti*. Vozilo se zanositi stražnjim dijelom i okreće se prema unutrašnjem rubu lijevog zavoja, **slika 5.11.b**. Nastaje opasnost izljetanja iz lijevog zavoja pod momentom zaokreta  $M_z$ . Iznimno opasna situacija ispravlja se kočenjem prednjeg vanjskog kotača osovine koja ne klizi, čime se stvara moment stabilizacije  $M_s$ .



**Slika 5.11. Zanošenje vozila u lijevom zavoju**

a - podupravljanje, vozilo se zanositi prednjim dijelom, b - preupravljanje, vozilo se zanositi stražnjim dijelom

Najbolje je da je vozilo neutralno, a ako to nije moguće, onda je bolje da je podupravljivo (stabilnije u zavoju), nego preupravljivo (nestabilno). Da bi se postigla podupravljivost vozila, težište vozila konstrukcijski se pomiče prema naprijed, tako da veći dio težine vozila pripada prednjoj osovinu, a manji dio stražnjoj. Tome pridonose i „bolje gume“ koje se mogu staviti na stražnju osovinu. Podupravljivost se relativno brzo otklanja upravljačem, oduzimanjem gasa i kratkotrajnim kočenjem, ali energično ispravljanje podupravljivosti opasno je jer može izazvati preupravljivost.

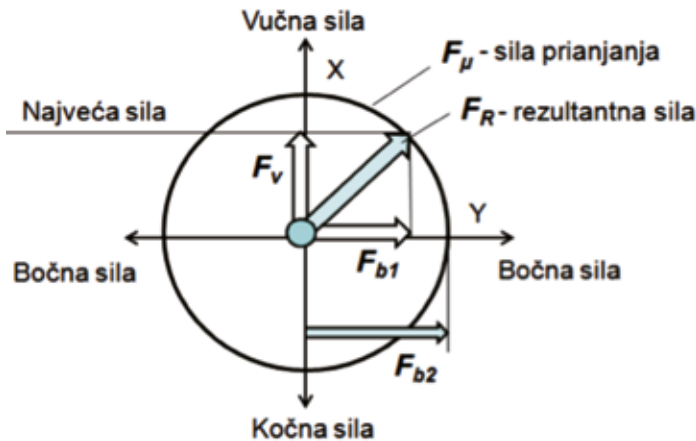
Princip automatske korekcije putanje vozila temelji se na kočenju pojedinih kotača (ESC-sustav). Na tom principu radi upravljački sustav gusjeničnih vozila - kad se želi skrenuti udesno zakoči se desna gusjenica, i obrnuto.

## 5.5. Kammov krug stabilnosti

Stabilnost kretanja vozila često se objašnjava pomoću *Kammova*<sup>1</sup> kruga (*krug trenja*, *krug prijanja*, *krug gripa*), *slika 5.12*.

U četiri kvadranta dan je prikaz sila ispod kotača u raznim situacijama kretanja u zavoju: Na os *X* nanosi se vučna sila (gore) ili kočna sila (dolje), a na os *Y* nanosi se bočna sila pri skretanju (ulijevo ili udesno). Kružnica označava maksimalnu vrijednost sile iz uvjeta prijanja ( $F_{\mu} = \mu N$ ). Područje unutar kruga je područje stabilnosti kretanja, a izvan kruga je područje nestabilnosti. Ispod kotača prednje osovine djeluju vučna sila ( $F_v$ ) i bočna sila ( $F_{b1}$ ), onda je rezultanta sila:

$$F_R = \sqrt{F_v^2 + F_{b1}^2} \leq F_{\mu} = \mu N \quad (5.24)$$



*Slika 5.12. Kammov krug vozila 4x2,  $F_v$  - vučna sila prednje pogonske osovine*

$F_{b1}$  - bočna sila prednje pogonske osovine,  $F_{b2}$  - bočna sila stražnje vođene osovine

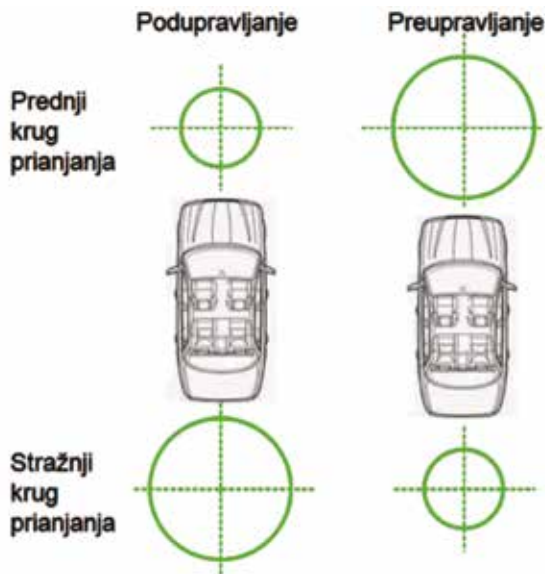
Za veliko ubrzanje vozila potrebna je na pogonskim kotačima velika vučna sila. Pri oštrom skretanju (mali radijus okretanja) pojavljuje se na kotačima velika bočna sila. Na suhoj cesti koeficijent prijanja je velik, a prema tome i odgovarajuće sile ispod kotača. Kod nepogonske osovine nema rezultantne sile  $F_R (F_u = 0)$  pa takva vođena osovina može prenijeti veće bočne sile  $F_R = F_b$ . Ako je bočna sila prednje pogonske osovine  $F_{b1}$ , a bočna sila nepogonske osovine  $F_{b2}$ , onda je  $F_{b2} > F_{b1}$ . Stoga je u praksi pogonska osovina više sklona klizanju od vođene osovine.

Dakle, u krugu stabilnosti se na osi **X** prikazuju uzdužne sile (vučna ili kočna), a na osi **Y** bočne sile vođenja. Područje unutar kruga pokriva otpore koje vozilo može svladati. Rezultanta vučne i bočne sile prikazuje smjer i vrijednost te sile. Bočno klizanje pogonske osovine nastaje kada rezultanta  $F_R$  sile prelazi van kružnice  $F_{\mu}$ .

Kod ove analize prijanjanja, pretpostavlja se da je koeficijent prijanjanja jednak u svim smjerovima. Međutim, u realnim uvjetima vožnje, uslijed elastičnosti pneumatika situacija je nešto drugačija. Naime, vrijednosti maksimalnih bočnih sila, koje kotač može prihvatiti su 10-20% manje od vrijednosti maksimalno mogućih uzdužnih sila. Umjesto kruga sile prijanjanja, može se promatrati elipsa prijanjanja (*elipsa trenja*).

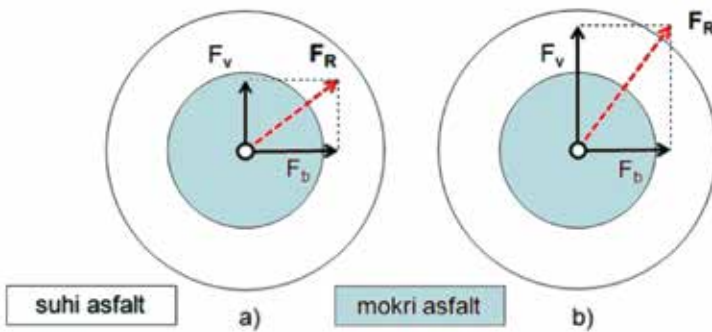
### Konstrukcija osovinskog prijanjanja (gripa)

*Kammov* krug prijanjanja analizira se kako za prednju, stražnju, tako i ukupno za obje osovine, odnosno cijelo vozilo. Ako je prednji krug prijanjanja manji od stražnjega, vozilo teži podupravljlivosti, tj. zanošenju prednje osovine, *slika 5.13*. Ako je prednji krug veći od stražnjega kruga, vozilo teži preupravljlivosti, tj. zanošenju stražnje osovine. Dvije mogućnosti stabilizacije vozila jesu usklađivanje prednjeg i stražnjeg kruga prijanjanja, tj. povećanje manjeg kruga na razinu većeg kruga (ili smanjenje većeg kruga), raznim konstrukcijskim zahvatima, primjerice pomicanjem težišta vozila (naprijed-natrag), pogonom na sve 4 kotače (4x4), te izborom krutosti pneumatika. Posao inženjera jest učiniti uzdužne i bočne sile u krugu što većima, te spriječiti zanošenje vozila.



**Slika 5.13.** Posljedice manjeg i većeg kruga prijanjanja (gripa)

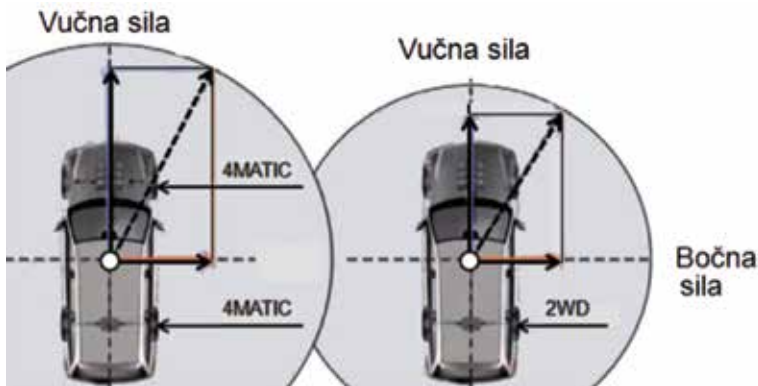
Vozilo jednakih karakteristika, s jednom pogonskom osovinom (4x2) prije će proklizati nego vozilo s dvije pogonske osovine (4x4), *slika 5.14*. Dok je vozilo s pogonom na sve kotače na suhom asfaltu stabilno (**a**), drugo vozilo na istom asfaltu s jednom pogonskom osovinom je nestabilno (**b**). To je rezultat prepolovljene vrijednosti vučne sile po osovinu (*Quattro 4x4, 4Matic, 4 Motion, XDrive, Integrale*), što omogućuje stabilnu vožnju u lošijim uvjetima kretanja (dalje od granice prijanjanja).



**Slika 5.14. Krugovi stabilnosti vozila na suhom i mokrom asfaltu,**

**a** - vozilo s pogonom 4x4, **b** - vozilo s pogonom 4x2,  
 $F_R$  - rezultantna sila,  $F_v$  - vučna sila,  $F_b$  - bočna sila

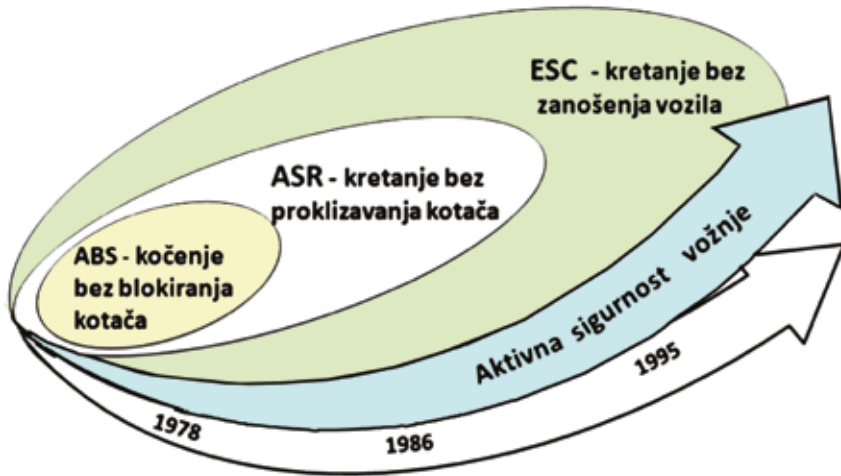
Vozilo 4x4 ima veći *krug stabilnosti* od vozila 4x2 na istoj podlozi, *slika 5.15*. Područje unutar *Kammova* kruga pokriva otpore kretanja, odnosno odgovarajuće vučne, kočne i bočne sile, a kružnica određuje graničnu rezultantnu silu prijanjanja ( $F_{\mu}$ ).



**Slika 5.15. Kammov krug stabilnosti za vozilo Mercedes-Benz 4x4 i 4x2**

## 5.6. Aktivni sustavi stabilnosti vozila

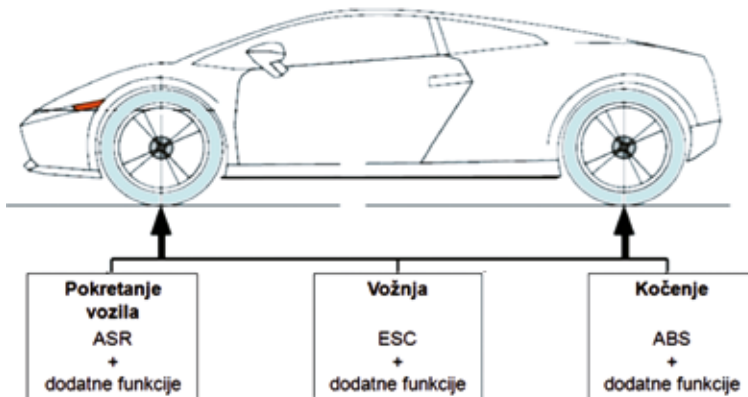
Aktivni sustavi stabilnosti vozila djeluju u sustavu aktivnog podvozja vozila, koristeći upravljanje kočnicama, motorom, prijenosnicima snage, upravljač i ovjes. Razvoj aktivnih sustava stabilnosti prikazan je na *slici 5.16*. Sustav elektroničke kontrole stabilnosti (ESC) može spriječiti nepoželjni događaj kao što je zanošenje i izlijetanje vozila s ceste. ESC-sustav pritom koristi baze sustave ABS i ASR. Time su sustavi stabilnosti međusobno hijerarhijski povezani (*poglavlje 7*).



**Slika 5.16. Razvoj aktivnih sustava stabilnosti vozila**

**ABS**-Anti-Lock Braking System, *Anti Blockier System* / protublokirajući sustav kočnica; **ASR**-*Anti Slip Regulation, Antriebs-Schlupf-Regelung* / sustav za sprječavanje proklizavanja pogonskih kotača; **ESC**-*Electronic Stability Control*, elektronička kontrola stabilnosti

Tipična primjena pojedinih sustava stabilnosti, može se prikazati u slijedećim situacijama, kao što su „pokretanje“, „vožnja“ i „kočenje“, *slika 5.17*. S dodatnim funkcijama može se utjecati na dinamiku i stabilnost vožnje, putem zahvata na upravljanju motorom, upravljanju raspodjelom momenta, upravljanju kotačima, upravljanju udobnošću (ovjes), i drugo.



**Slika 5.17. Djelovanje sustava stabilnosti u voznim situacijama**

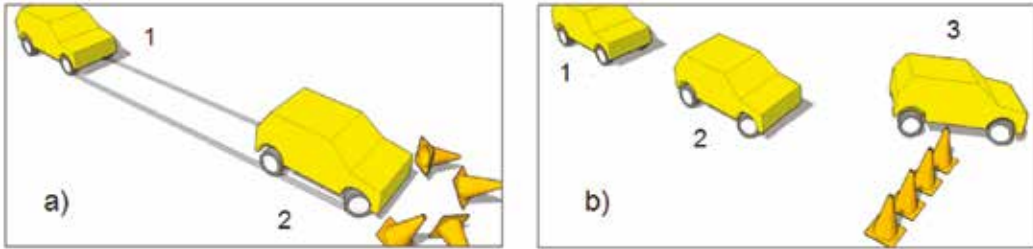
Djelovanje pojedinih sustava stabilnosti:

- sprječavanje blokiranja kotača pri kočenju vozila kontrolira ABS-sustav
- sprječavanje proklizavanja kotača pri kretanju vozila kontrolira ASR-sustav
- sprječavanje zanošenja vozila pri kretanju kontrolira ESC-sustav.

Ne postoji univerzalno rješenje kontrole stabilnosti vozila koje će zadovoljiti sve kriterije stabilnosti. Vozač dobiva povratne informacije i upozorenja u onim trenucima kada se približava kritičnim granicama dinamike vozila. Neki proizvođači vozila izabrali su upozorenje vozaču i automatsku intervenciju kako bi spriječili vozačevo forsiranje vozila preko “sigurnosnih” ograničenja zakona fizike. Takav pristup ograničava vozaču upravljanje snagom motora i pomaže u načinu upravljanja.

### 5.6.1. Sprječavanje blokiranja kotača

ABS-sustav sprječava blokiranje kotača pri kočenju, tako što omogućuje njihovo kotrljanje, a prema tome i upravljanje vozilom. Također, **ABS** osigurava veće usporenje vozila, koje daje kraći put kočenja u odnosu na vozila bez **ABS**-a, osigurava raspodjelu kočnih sila između osovin (EBD), sprječava blokiranje kotača pri kočenju motorom (MSR), sprječava skretanje vozila pri kočenju na zaleđenoj stazi ( $\mu$  - *split* staza). Prosječna dužina zaustavnog puta osobnih vozila s ljetnim gumama, zahvaljujući djelovanju **ABS** iznosi oko 35 m, pri brzini od 100 km/h do 0 km/h. Tipičan prikaz ponašanja vozila sa i bez **ABS**-a pri zaobilazanju prepreke prikazan je na *slici 5.18*.



**Slika 5.18. Kočenja vozila bez ABS-a i sa ABS-om**

**a** - kočenje vozila bez ABS-a:

1 - voznja; 2 - kočenje i blokiranje kotača, klizanje i udar u prepreku

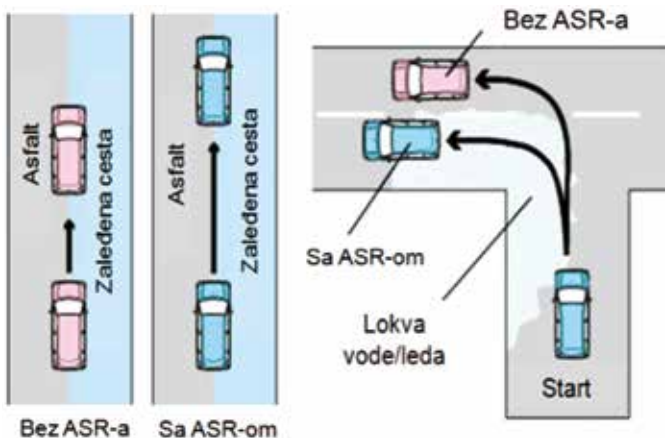
**b** - kočenje vozila s ABS-om:

1 - voznja, 2 - kočenje, 3 - upravljanje i izbjegavanje prepreke

### 5.6.2. Sprječavanje proklizavanja kotača

ASR-sustav sprječava proklizavanje pogonskih kotača. U uvjetima nedovoljnog prianjanja kotača i podloge, odnosno proklizavanja, **ASR** omogućuje kotrljanje kotača, a to znači prijenos vučne sile, *slika 5.19*. Takvo upravljanje vučom održava stabilnost vozila (**TCS-Traction Control System**).

**ASR**-sustav automatski interwenira na rad motora (pri većim brzinama) i na kočnice (pri manjim brzinama). Smanjenjem snage motora ili kočenjem kotača koji proklizava određuje se vrijednost vučne sile koju pogonski kotač može prenijeti na podlogu. **ASR**-sustav koristi senzore brzine kotača **ABS**-a.



**Slika 5.19. Shema djelovanja ASR-sustava**

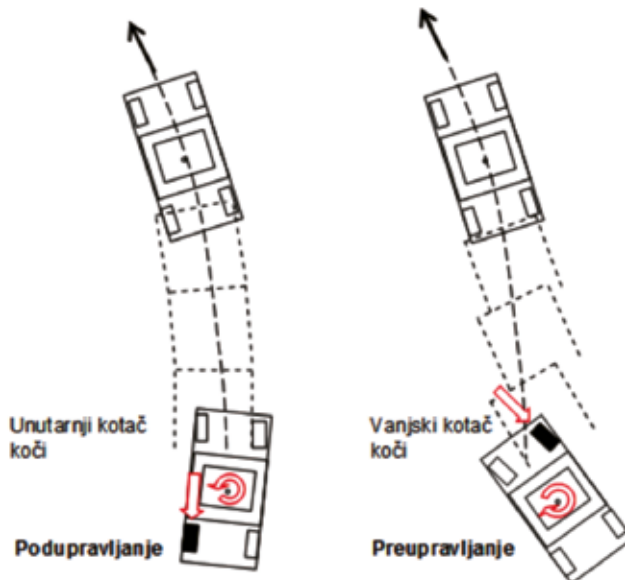
### 5.6.3. Sprječavanje zanošenja vozila

Istraživanja u EU su pokazala da ESC-sustav smanjuje prometne nezgode nastale kao posljedica klizanja i zanošenja odnosno izlijetanja do 80%. Stoga je donesena direktiva EZ 661/2009, o obvezi ugradnje ESC-sustava u sva nova vozila, od 1.11. 2011. ESC-sustav (*Electronic Stability Control*) elektronička kontrola stabilnosti interwenira u kritičnim situacijama vožnje. Primjerice, sprječava zanošenje vozila pri naletu na klizavu površinu, u zavoju ili kod naglog manevra. Zadržavanje pravca kretanja vozila prilikom nailaska na poledicu s uključenim i isključenim ESC (ESP) sustavom, prikazano je na *slici 5.20*.



**Slika 5.20. Držanje pravca pri nailasku vozila na poledicu s uključenim i isključenim ESC-sustavom**  
(ESP- Bosch)

ESC-sustav prepoznaje zanošenje vozila i vrši korekciju putanje. Kod većih brzina smanjuje se snaga motora a kod manjih brzina pojedinačno kočnice prednji ili stražnji kotači, koristeći funkcije ABS-a i ASR-a. Kao što je prikazano na *Slici 5.21.*, *preupravljanje* je smanjeno kočenjem prednjeg desnog kotača, a *podupravljanje* kočenjem lijevog stražnjeg kotača. Zanošenje vozila ustvari je rotacija vozila oko vertikalne osi. Što je brža takva rotacija vozila oko svoje osi, to je zanošenje osovina snažnije i veći rizik nestabilnosti vozila.



**Slika 5.21. Automatska korekcija zanošenja vozila**

Moment zaokreta vozila  $M_z$ :

$$M_z = J_{Tz} \omega_{zT} = \sum M_T = F_{b1} \cos \delta l_1 - F_{b2} l_2 \quad (5.25)$$

$J_{Tz}$  - moment tromosti mase vozila, obzirom na težište ( $\text{kgm}^2$ )

$\omega_{zT}$  - kutna brzina vozila ( $\text{rad/s}$ ),  $\varepsilon_{zT}$  - kutno ubrzanje vozila ( $1/\text{s}^2$ )

$\delta$  - srednji kut zaokreta upravljačkih kotača,  $a$  - bočno ubrzanje vozila

$$m a_b = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R_1} = F_{b1} \cos \delta - F_{b2} \quad (5.26)$$

Bočne sile ispod osovine – linearni odziv pneumatika

$$F_{b1} - \text{bočna sila kotača prednje osovine}, F_{b1} = C_{a1} \alpha_1 \quad (5.27)$$

$$F_{b2} - \text{bočna sila kotača prednje osovine}, F_{b2} = C_{a2} \alpha_2 \quad (5.28)$$

$C_{a1}$  - bočna krutost pneumatika prednje osovine

$C_{a2}$  - bočna krutost pneumatika stražnje osovine

$C_{a1} \approx C_{a2} \text{const.}$

$\alpha_1$  - kut bočnog klizanja pneumatika prednje osovine

$\alpha_2$  - kut bočnog klizanja pneumatika stražnje osovine

Parametri vozila važni za djelovanje ESC-sustava su: masa vozila, moment tromosti i bočna krutost pneumatika ( $m, J_{Tz}, C_{a1}, C_{a2}$ ). Osim fizičkih parametara konstrukcije ( $m, J_{Tz}$ ), bočna krutost pneumatika ( $C_i$ ) ima veliku ulogu u održavanju stabilnosti vozila. Integracija druge generacije pneumatika u aktivni sustav stabilnosti vozila, uključuje TPMS nadzor tlaka i funkciju bočne sile ( $F_b = C_\alpha \cdot a$ ) do kuta bočnog klizanja ( $5^\circ$ ).

#### a) Korekcija pomoću kočnica

Pomoću senzora mjeri se kut zaokretanja upravljačkih kotača ( $\alpha$ ) i brzina kretanja vozila ( $v$ ). Pritom se rješenjem jednadžbi kretanja određuju parametri brzine i ubrzanja  $\omega_z$  i  $a_b$ . Pomoću senzora ubrzanja mjere se stvarne vrijednosti parametara  $\omega_{gyro}$  i  $a_b$ . Ukoliko se utvrde odstupanja izračunatih i izmjerenih vrijednosti  $\omega_z$  i  $\omega_{gyro}$  aktivira se kočenje određenog kotača na jednoj strani vozila. Nastaje korekcijski moment stabilizacije ( $M_s$ ) koji utječe na kretanje vozila i usklađivanje putanje s izračunatim parametrima kretanja.

$$\text{Jednadžba (5.25) postaje: } J_{Tz} \dot{\omega}_{zT} = F_{b1} \cos \delta l_1 - F_{b2} l_2 \pm M_s \quad (5.29)$$

Kočni moment stabilizacije  $M_s$  vrši korekciju u odnosu na težište, *slika 5.21*:

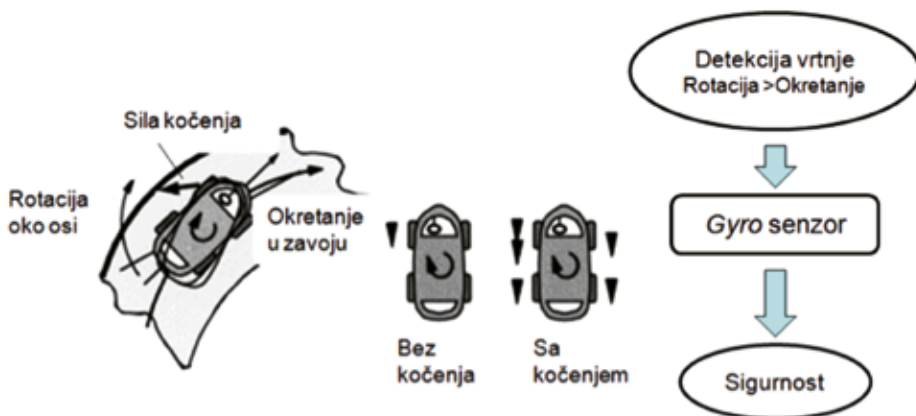
$$M_s = F_k s \text{ [Nm]} \quad (5.30)$$

$F_k$  - sila kočenja ispod kotača, čiji intenzitet određuje upravljačka jedinica ESC

$s$  - polovina traga kočenja (2s)

Praktično, kada dolazi do zanošenja vozila, brzina rotacije oko svoje osi postaje veća od brzine okretanja vozila u zavoju ( $\omega_{gyro} > \omega_z$ ). To je trenutak kada sustav kontrole stabilnosti vozila pomoću žiro-senzora utvrđuje rotiranje vozila, nakon čega slijedi korekcija uporabom kočnica, *slika 5.22*. Što je brža rotacija vozila oko svoje osi to je zanošenje vozila snažnije, pa je potrebna i odgovarajuća kočna sila, čiji intenzitet određuje upravljačka jedinica ESC-sustava.





Slika 5.22. Detekcija rotacije vozila

### Nadzor rotacije vozila

Željeno ponašanje vozila/vozača:

- odabrani radijus okretanja vozila u zavoju ( $R$ )
- bočna karakteristika pneumatika ( $C_{\alpha}$ ,  $\alpha$ )
- bočna rezultanta ubrzanja u težištu  $\mathbf{a}_b$  ( $a_x$ ,  $a_y$ )
- izračun kutne brzine vozila

$$\omega_z^2 = a_b / R \quad (5.31)$$

Rotacija oko vertikalne osi, stvarno ponašanje vozila:

- tip zanošenja (podupravljanje ili preupravljanje)
- mjerenje kutne brzine vozila u zavoju ( $\omega_{gyro}$ )

$$\text{Detekcija zanošenja } \omega_{gyro} \geq \omega_z \quad (5.32)$$

Mogućnosti korekcije vozila u okviru aktivnog podvozja:

- kočenje pojedinih kotača
- raspodjela pogonskog momenta između osovin
- pomoć servoupravljača
- pomoć amortizera.

Upravljačka jedinica **ESC**-sustava prepoznaje odstupanja od željenog pravca kretanja vozila uz pomoć povratnih informacija i ciljano djeluje na kočnice, motor, prijenosnike snage, upravljač i druge uređaje kako bi zadržali putanju vozila. Što je veća kutna brzina vozila oko svoje osi to je zanošenje vozila snažnije, pa je potrebna i odgovarajuća reakcija aktivnog podvozja.

U cilju otklanjanja zanošenja vozila, **ESC**-sustavi interveniraju automatski na razini povratne sprege na jedan ili više kotača simultano. Osnovni parametar je kutna brzina oko vertikalne osi vozila. Ostali parametri variraju od proizvođača, a njihov izbor ovisi o matematičkom modelu koji se integrira u sustav. Bez obzira na značajan iskorak u povećanju stabilnosti ugradnjom ovog sustava, **ESC**-sustavi ne poznaju masu vozila, vrstu pneumatika koji su ugrađeni u vozilo, podlogu po kojoj se vozilo kreće, ni subjektivnost ponašanja vozača. Istraživanja vode interakciji bočne dinamike pneumatika i podloge, posebice definiranja parametara treće generacija pneumatika. U sustavu razvoja aktivnog podvozja, nova generacija pneumatika treba smanjiti stupanj podupravljlivosti i preupravljlivosti vozila, a time i intervenciju **ESC**-sustava.

### b) Korekcija pomoću raspodjele okretnog momenta između osovina

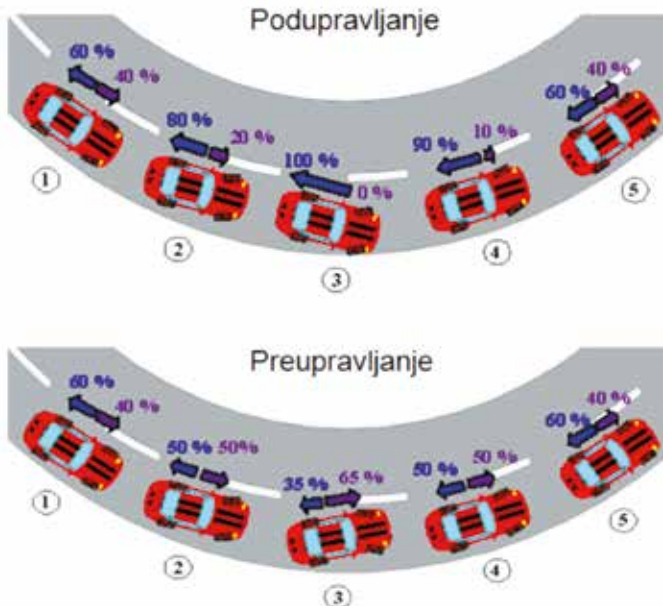
Na vozilima s integralnim pogonom na sve kotače 4x4 (*X-drive*), za poboljšanje stabilnosti kretanja primjenjuje se složeniji ESC-sustav, koji uključuje raspodjelu okretnog momenta između osovina. Takvi sustavi osiguravaju stabilnost vozila u nejednakim uvjetima prljanjanja kotača. Kada dolazi do rotacije vozila oko svoje osi ( $\omega_{gyro} > \omega_z$ ), to je trenutak kada sustav kontrole stabilnosti vozila reagira, raspodjelom okretnog momenta između osovina, koje može biti, primjerice:

- primarna raspodjela momenta, *naprijed : natrag* = 40 : 60%,
- sekundarna raspodjela momenta prema prljanjanju kotača i podloge.

Primjerice, ako kotači prednje osovine nailaskom na led počinju klizati, na temelju detekcije klizanja prednjih kotača, ECU-upravljačka jedinica određuje prijenos momenta na stražnje kotače. Elektronički upravljana više lamelna spojnica razdjelnika snage - sekundarno prebacuje moment na stražnju (ili prednju) osovinu prema zahtjevima vuče koja osigurava stabilnost kretanja vozila (*Torque on Demand*). Promjena momenta između osovina od 200 do 600 Nm postiže se u vrlo kratkom vremenu, u 90 ms. Održavanje stabilnosti upravljanja u zavoju, uslijed pojave podupravljlivosti i preupravljlivosti, prikazano je na *slici 5.23*.

#### Podupravljlivost

1. Podjela pogonskog momenta naprijed/natrag, 40%:60%.
2. Pojava podupravljlivosti, podjela momenta naprijed/natrag, 20%:80%.
3. Kod izlijetanja prednje osovine dodatno se aktivira podjela momenta naprijed-natrag 0%:100%. To zaustavlja zanošenje vozila (uz smanjenje snage motora, zatim kočenje stražnjeg unutarnjeg kotača).
4. Nova podjela momenta između osovina 90%:10% za vraćanje vozila na putanju.
5. Na kraju slijedi početna podjela momenta naprijed/natrag, 40%:60%.



**Slika 5.23. Shema korekcije podupravljlivosti i preupravljlivosti vozila pomoću podjele momenta između osovina**

### Preupravljljivost

1. Podjela pogonskog momenta naprijed/natrag, 40%:60%.
2. Pojava preupravljljivosti, podjela momenta, 50%:50%.
3. Kod jačeg izlijetanja stražnje osovine dodatno se aktivira podjela momenta naprijed-natrag 65%:35%. Uz smanjenje snage motora slijedi i kočenje prednjeg vanjskog kotača.
4. Nova podjela momenta, 50%:50% za vraćanje vozila na putanju.
5. Na kraju se uspostavlja početna podjela momenta naprijed/natrag, 40%:60%.

### c) Strategija stabilnosti aktivnog podvozja

Aktivni sustav podvozja poboljšava dinamičku stabilnost vozila. Iskorištava se integracija upravljanja različitim sustavima podvozja više nego neovisan razvoj svakog od tih sustava.

Strategija stabilnosti aktivnog podvozja, uključuje:

- aktivno upravljanje motorom,
- aktivno upravljanje prijenosnicima snage,
- aktivno upravljanje kočnicama,
- integraciju pneumatika i podloge.

Mogućnosti dodatne kontrole:

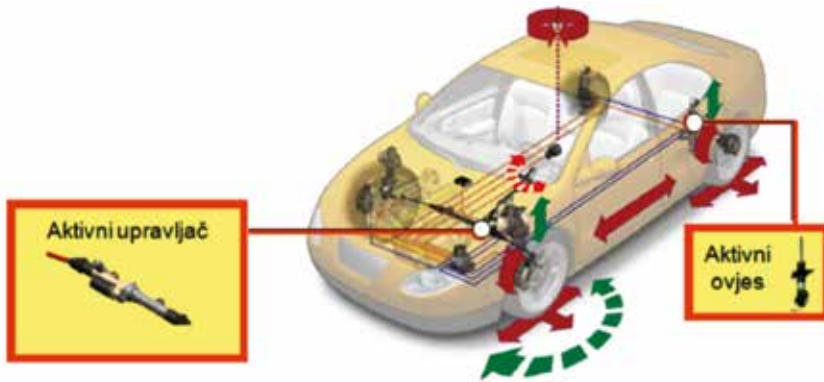
- aktivni upravljač (EPS),
- aktivni ovjes (*Active Suspension*),
- aktivna kontrola od prevrtanja vozila (**ARS-Active Roll Stabilization**),
- aktivno upravljanje stražnjim kotačima.

Pregled strategije stabilnosti od zanošenja vozila dan je u **tablici 5.1**.

**Tablica 5.1. Strategije stabilnosti aktivnog podvozja**

	Nadzor momenta zaokreta vozila			
	Upravljanje vrijednošću momenta			
	Raspodjela momenta	Smanjenje momenta		Povećanje momenta, povećanje sile prigušivanja
Smanjenje momenta motora		Prilagodba momenta kočenja		
Način upravljanja	Integralne spojnice i diferencijali	Upravljanje ubrizgavanjem goriva	Selektivno kočenje kotača	Aktivni upravljač, aktivni ovjes

Aktivni servoupravljač (**EPS-Electronic Power Steering, Servoelectric**) povezuje se s aktivnim ovjesom (**AC-Active Suspension**), **slika 5.24**. Uz sprječavanje podupravljanja, sile prigušenja kotača pomaže držanju vozila na pravcu. Također, pri većim brzinama aktivni ovjes automatski snižava visinu karoserije, čime se smanjuje visina težišta vozila, smanjuje se otpor zraka i povećava stabilnost vozila.



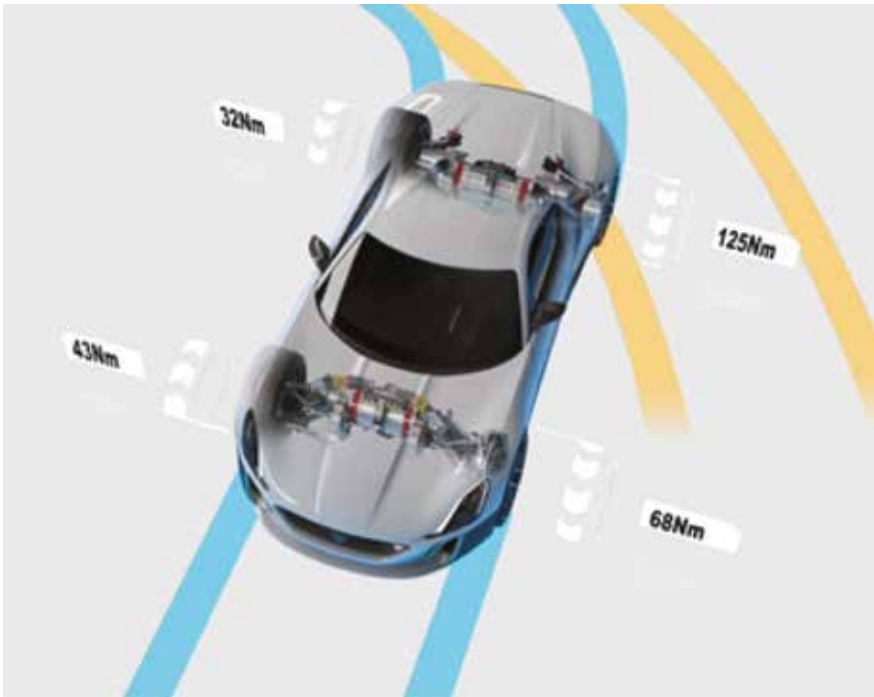
**Slika 5.24. Integracija aktivnog ovjesa i aktivnog upravljača**

Pregled primijenjenih sustava stabilnosti vozila (ESC):

Naziv	Proizvođač
AD ( <i>Advance Trac</i> )	Ford, Lincoln, Mercury
AH ( <i>Active Handling</i> )	Chevrolet, Corvete
DSTC ( <i>Dinamyc Stability Traction Control</i> )	Volvo
ESP ( <i>Electronic Stability Program</i> )	Audi, Mercedes, VW, Chrysler, SAAB
DSC ( <i>Dinamyc Stability Control</i> )	BMW, Mazda, Land Rover, Jaguar
VDC ( <i>Vehicle Dynamics Control</i> )	Subaru, Nissan
VSC ( <i>Vehicle Stability Control</i> )	Toyota, Lexus
SMS ( <i>Stability Management System</i> )	Porsche

#### **d) Torque Vectoring strategija**

Kod električnih vozila koriste se elektromotori za pogon kotača. Strategija upravljanja pod nazivom **Torque Vectoring** omogućuje različite okretno momente na pojedinim kotačima po intenzitetu i smjeru. U zavoju su vanjski kotači više opterećeni, pa se više okretnog momenta predaje vanjskim kotačima, **slika 5.25**. Praktično, varijabilna raspodjela momenta omogućava najveće ubrzanje što vozilu daje sportske performanse. Takav sve kotačni **Torque Vectoring** sustav sprječava zanošenje vozila (*Yaw Torque*), pa ESC - sustav stabilnosti nije potreban.



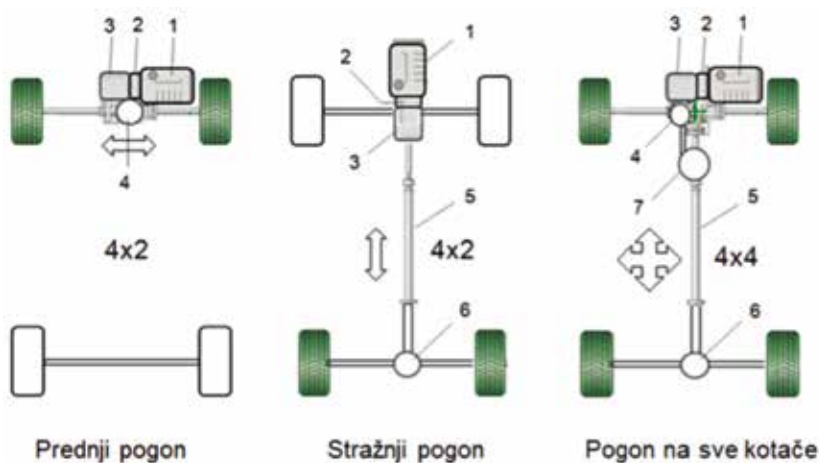
**Slika 5.25. Varijabilna podjela momenta na pojedine kotače 4x4**  
(All Wheel Torque Vectoring, Rimac Concept One)

## 6. Transmisija vozila

Prijenosnici snage od motora do pogonskih kotača čine transmisiju vozila. Pomoću transmisije, snaga motora se prilagođava svladavanju vanjskih otpora kretanja. Osnovni koncepti transmisije čine kotačni pogoni 4x2 i 4x4. Na motornim vozilima koriste se mehaničke, hidrodinamičke, hidrostatičke i električne transmisije.

### 6.1. Koncept pogona

Pogon vozila može biti izveden na prednje kotače, na stražnje kotače ili na sve kotače (stalno i povremeno), *slika 6.1.*



**Slika 6.1. Prednji pogon 4x2, stražnji pogon 4x2 i pogon 4x4**

1 - motor, 2 - spojka, 3 - mjenjač, 4 - osovinski prijenosnik prednje osovine, 5 - kardansko vratilo, 6 - osovinski prijenosnik stražnje osovine, 7 - međuosovinski prijenosnik

Pogon 4x2 i 4x4, koriste poprečnu ili uzdužnu ugradnju sklopova transmisije. **Spojka** služi za odvajanje i spajanje motora i mjenjača pri promjeni stupnja prijenosa. **Mjenjač** služi za promjenu stupnjeva prijenosa i promjenu smjera kretanja vozila (naprijed-natrag), te rad motora na praznom hodu. Prvi stupanj prijenosa osigurava svladavanje najvećeg uspona, a najviši stupanj prijenosa osigurava najveću brzinu kretanja. **Kardansko vratilo** omogućuje prijenos snage između udaljenih prijenosnika.

**Osovinski prijenosnik** snage obuhvaća **reduktor** i **diferencijal**. Reduktor osigurava povećanje okretnog momenta, a diferencijal osigurava razliku broja okretaja kotača u zavoju. Međusovinski prijenosnik može biti razdjelnik snage i međusovinski diferencijal, koji osigurava razliku okretnog momenta i broja okretaja između kotača prednje i kotača stražnje osovine.

### a) Pogon 4x2 i 4x4

**Pogon 4x2** je ekonomičniji pogon (manji gubici i manja potrošnje goriva). Vozila s 4x2 s prednjim pogonom i vozila 4x2 sa stražnjim pogonom različito se ponašaju, kako pri ubrzanju i kočenju, tako i pri svladavanju uspona i pri kretanju u zavoju.

**Pogon 4x4** je složeniji pogon, ali osigurava veće performanse i stabilnost vozila. Komercijalni nazivi takvih pogona su *Quattro*, *4Matic*, *4Motion*, *Xdrive*, *Integrale*, i drugo. Prednji pogon s poprečnim položajem motora i mjenjača prikazan je na **slici 6.2.**, a pogon na sve kotače s uzdužnim položajem motora i mjenjača na **slici 6.3.**

Pogon pomoću svih kotača može biti: povremeni pogon ili stalni pogon s dinamičkom raspodjelom okretnog momenta.

*Povremeni pogon svih kotača*, koristi stalni pogon samo jedne osovine, a sekundarno uključuje pogon druge osovine.

*Stalni pogon svih kotača*, koristi u transmisiji središnji aktivni diferencijal za dinamičku raspodjelu okretnog momenta i brzine vrtnje između osovine. Vozilo s pogonom 4x4, uz jednaku raspodjelu opterećenja, može ostvarti dvostruko veću vučnu silu nego vozilo samo 4x2.

### Primjer

Ukupna masa vozila je 2000 kg. Neka je raspodjela opterećenja jednaka po svim kotačima, koja iznosi 500 kg po kotaču. Vozilo se kreće na zaleđenoj podlozi, s koeficijentom prijanjanja  $\mu = 0,10$ .

Opterećenje po jednom kotaču iznosi:  $F_N = 5000 \text{ N}$

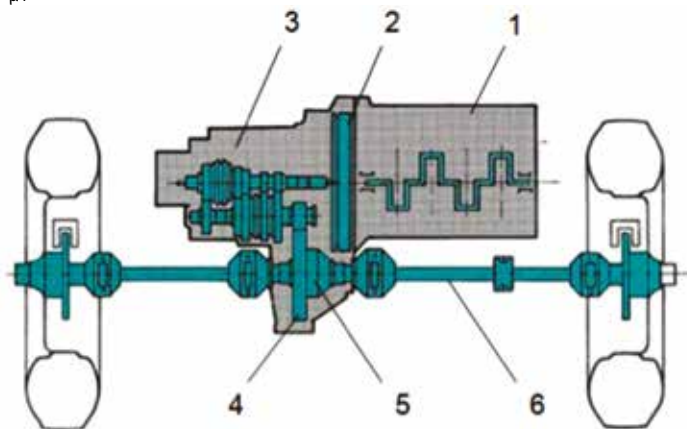
Sila prijanjanja jednog kotača na podlozi je:  $F_u = \mu F_N = 0,10 \times 5000 = 500 \text{ N}$ , što daje:

Vučna sila s dva kotača iz uvjeta prijanjanja

$$\text{2WD: } F_{\mu 2} = 2 \times 500 = 1000 \text{ N}$$

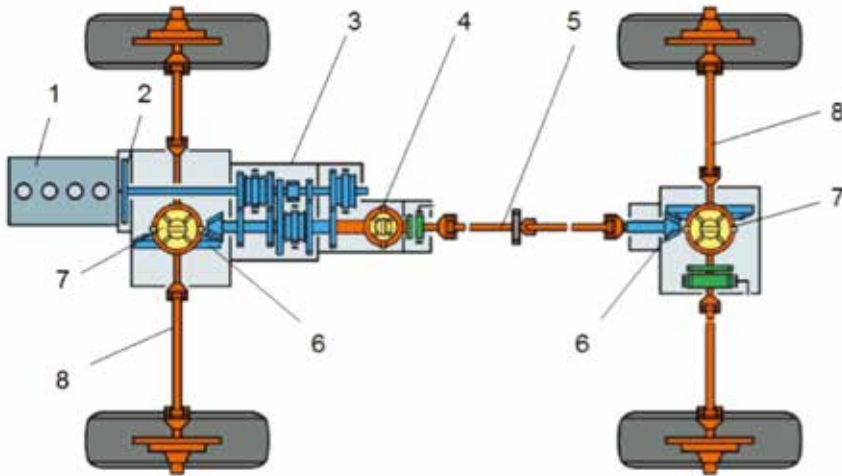
Vučna sila s četiri kotača iz uvjeta prijanjanja

$$\text{4WD: } F_{\mu 4} = 4 \times 500 = 2000 \text{ N}$$



**Slika 6.2. Prednji pogon**

1 - motor, 2 - spojka, 3 - mjenjač, 4 - reduktor osovinskog prijenosa,  
5 - diferencijal, 6 - vratilo (poluvratilo)



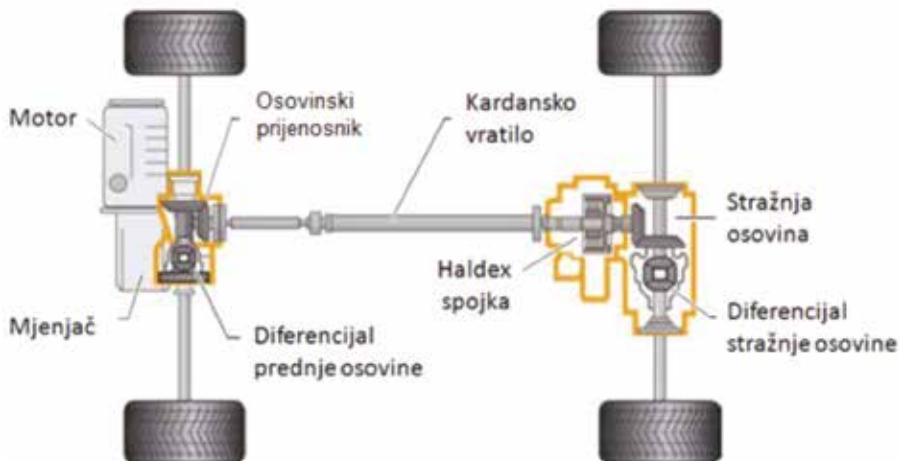
**Slika 6.3. Pogon pomoću svih kotača 4x4**

1 - motor, 2 - spojka, 3 - mjenjač, 4 - središnji diferencijal, 5 - kardansko vratilo, 6 - osovinski reduktor, 7 - osovinski diferencijal, 8 - vratilo (poluvratilo)

### b) Povremeni pogon 4x4

Elektronički upravljana višelamelna spojka (proizvođač *Haldex AB*) omogućuje raspodjelu momenta između osovina u skladu s opterećenjem i prijanjanjem, **slika 6.4.** U normalnim uvjetima prednja osovina dobiva okretni moment 100% pri pogonu 4x2. Pojavom proklizavanja kotača prednje osovine, okretni moment sekundarno se prebacuje stražnjoj osovini koja ima bolje prijanjanje. Tako se automatski izmjenjuje pogon 4x2 i 4x4.

Također, raspodjela vučne sile po kotačima treba biti sukladna njihovom opterećenju. Pri startu vozila, više su opterećeni kotači stražnje osovine, kao i kod većih brzina vozila otpor zraka uzrokuje veće opterećenje kotača stražnje osovine. Toj osovini, pri pogonu 4x4 treba omogućiti u takvim uvjetima veći moment, kako bi se ostvarile najveća performanse vozila. Takvu raspodjelu momenta u toku vožnje, sukladno opterećenju omogućuje integralna elektronski regulirana *Haldex* spojka.



**Slika 6.4. Transmisija vozila 4x4 s Haldex spojkom (4Motion)**



## 6.2. Spojke

U transmisiji suvremenih vozila koriste se dvije vrste spojki:

1. spojka mjenjača
2. spojka integralnog pogona

*Spojka mjenjača* omogućuje najprije odvajanje mjenjača od motora pri pokretanju motora i njihovo spajanje te pokretanje vozila, zatim promjenu stupnjeva prijenosa u mjenjaču.

*Spojka integralnog pogona* omogućuje uključivanje i isključivanje prednjeg ili stražnjeg pogona tijekom vožnje.

Podjela spojki prema principu rada:

1. mehanička tarna spojka
2. elektromagnetska spojka
3. hidrodinamička spojka

Uključivanje i isključivanje spojke može biti: mehaničko, hidrauličko, elektroničko, sa servoureađajem ili automatsko.

### 6.2.1. Mehanička tarna spojka

Okretni moment prenosi se putem trenja između zamašnjaka motora i lamele spojke. Potisnu silu za stvaranje trenja i prijenos okretnog momenta motora na mjenjač ostvaruju tanjuraste ili zavojne opruge. Na osobnim vozilima najčešće se primjenjuju jednolamelaste, a kod teških vozila višelamelaste spojke. Mehaničke tarne spojke mogu biti izvedene kao suhi tarni parovi ili kao mokri tarni parovi (rad u ulju). Pri prijenosu velikog okretnog momenta koriste se spojke s dvomasenim zamašnjakom (*dual-mass*). Takva spojka pri promjeni stupnja prijenosa smanjuje udarna opterećenja i vibracije na mjenjač, što daje mirnoću promjene stupnja mjenjača.

Zadaci spojke mjenjača

- lagano pokretanje vozila s mjesta, bez trzaja
- prijenos snage motora na mjenjač
- odvajanje mjenjača pri pokretanju motora,
- odvajanje pri promjeni stupnja prijenosa
- odvajanje pri naglom kočenju vozila
- prigušivanje vibracija u transmisiji
- proklizavanje uslijed preopterećenja
- samopodešavanje uslijed trošenja



**Slika 6.5. Dijelovi spojke s tanjurastom oprugom potisnog tipa**

- 1 - koljenasto vratilo, 2 - zamašnjak, 3 - lamela, 4 - tarne obloge, 5 - potisna ploča, 6 - tanjurasta opruga, 7 - potisni ležaj, 8 - vratilo mjenjača, 9 - poluga, 10 - kućište

Mehanička tarne spojka se izvodi u dvije varijante:

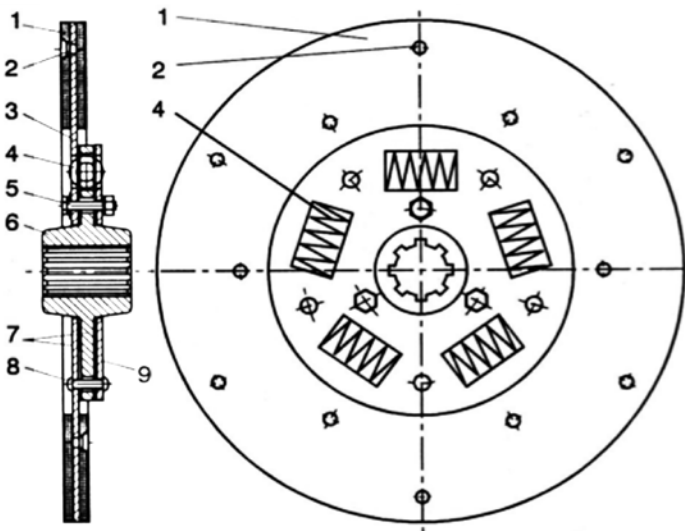
1. spojka s tanjurastom oprugom
2. spojka sa zavojnim oprugama

Kod osobnih vozila najviše se koristi spojka s tanjurastom oprugom, *slika 6.5*. Obzirom na konstrukciju i način aktiviranja spojke, razlikuju se potisne ploče s tanjurastom oprugom *potisnog tipa* ili *vučenog tipa*. Kod vučenog tipa tanjurasta opruga je obrnuto položena. Konstrukcija *vučenog ležaja* je složenija, a sve to zauzima manji prostor.

Spojka se sastoji od pogonskih dijelova, gonjenih dijelova i mehanizma za isključivanje. Lamela ili frikcijski disk ima obloge s dvije površine trenja. Jedna je prislonjena uz zamašnjak, a druga uz potisnu ploču. Lamela je preko žljebova spojena s vratilom mjenjača i aksijalno pokretna u smislu odvajanja i spajanja. Vratilo mjenjača slobodno se okreće u ležaju koljenastog vratila motora. Spojka s tanjurastom oprugom je manje mase i dimenzija od spojke sa zavojnim oprugama, pa može raditi na velikom broju okretaja. Spojka sa zavojnim oprugama je veće mase i dimenzija, pa se koristi za prijenos s manjim brojem okretaja, odnosno kod teretnih vozila, *slika 6.9*.

### Lamela spojke

Središnji element spojke je lamela, *slika 6.6*. Lamela se sastoji od glavine, osnovne ploče, aksijalnog prigušivača vibracija (opružni limovi, tarne obloge) i torzijskog prigušivača vibracija (zavojne opruge, tarne par). Uz pomoć aksijalnog i torzijskog prigušivača vibracija postiže se mirnoća uključivanja spojke i kretanje vozila.



**Slika 6.6. Lamela spojke**

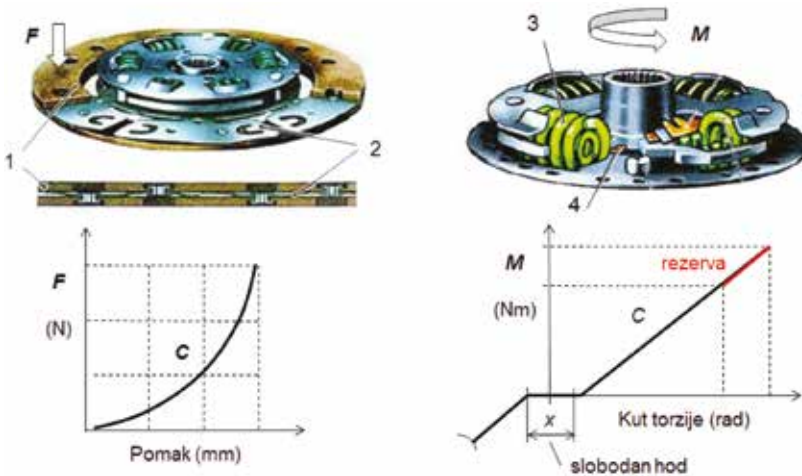
1 - obloga, 2 - zakovica, 3 - osnovna ploča, 4 - zavojne opruge, 5 - vijci s oprugom, 6 - glavina, 7 - tarne prsten, 8 - zakovica, 9 - pomoćna ploča

### Aksijalni prigušivač vibracija

Aksijalni prigušivač vibracija izvodi se elastično po cijelom krugu lamele, spajanjem segmenata opružnih limova osnovne ploče s frikcijskim oblogama. Oblik opruga izvodi se razrezivanjem osnovne ploče na segmente profiliranog lima kako bi se osigurala aksijalna elastičnost i mirnoća uključivanja. Opružni limovi diska zakovani su naizmjenično za obloge lamele i osnovnu ploču uz pomoć zakovica od bakra, aluminija ili čelika. Postoji više načina izvedbe takva spoja.

### Torzijski prigušivač vibracija

Torzijski prigušivač čine zavojne opruge i tarne ploče u središnjoj konstrukciju lamele. To smanjuje udare i vibracije pri pokretanju vozila i promjeni stupnja prijenosa. Elementi aksijalnog i torzijskog prigušivača vibracija prikazani su na slici 6.7. Na središnjem dijelu osnovne ploče, tangencijalno su postavljene zavojne opruge u pravokutne proreze koje se preko svojih sjedišta oslanjaju na osnovnu ploču i glavinu. Dovedeni okretni moment preko tih se opruga prenosi na glavinu diska i dalje na pogonsko vratilo mjenjača. Ispod opruga stavljaju se toplinski izolatori u vidu podloški. Tarni prsten je ugrađen između osnovne ploče i glavine, koji apsorbira dio energije vibracija na manjem broju okretaja.



**Slika 6.7. Aksijalni i torzijski prigušivači vibracija i njihove karakteristike**

1 - obloge lamele, 2 - segmenti opruga osnovne ploče, 3 - zavojne opruge, 4 - tarni prsten

Konstrukcija segmenata opruge iz razrezane osnovne ploče daje progresivnu karakteristiku između opterećenja i pomaka. Uključivanjem spojke postiže se aksijalni pomak frikcijskih obloga (0,4-1,5 mm), čime se osigurava mekano uključivanje spojke. Kod torzijskog prigušivača vibracija, tangencijalno raspoređene opruge rade zajedno sa tarnim elementima, a karakteristika je linearna.

### Vrste obloga

Koriste se dvije vrste frikcijskih obloga: *klasične (organske)* i *sinterirane obloge od tehničke keramike*, slika 6.8. Obloge se izrađuju tehnologijom tkanja, ljevanja ili prešanja/sinteriranja.

**Klasične obloge** koriste se kod lamela osobnih i gospodarskih vozila. Izrađuju se od organskih polimernih materijala, kao što su aramidna vlakna, staklena ili karbonska vlakna. Dodaci su bakrena ili mjedena piljevina, zatim punila kao što su staklena zrnca, te vezivna sredstva kao fenolne smole. Proklizavanje spojke uzrokuje zagrijavanje obloga, pa materijal treba imati potrebna termička i frikcijska svojstva: vodljivost topline, otpornost na trošenje i visoko trenje. Tarni parovi (potisna ploča-lamela-zamašnjak) podnose visoku radnu temperaturu (do 350°C).

**Sinterirane obloge** od metalokeramičkih materijala koriste se kod lamela sportskih i trkaćih vozila. Izrađuju se od različitih materijala (bakar, željezo) ili legura metala (bronca, mjed). Dodaci su metalni oksidi i grafit. Sinter pločice su otporne na vrlo visoke temperature i imaju potrebna frikcijska svojstva. Materijali na bazi željeza dopuštaju radnu temperaturu do 1000°C. Materijali na bazi bakra pogodni su za rad u ulju pri brzinama klizanja do 50 m/s i pritiscima 3,5 MPa kod višelamelastih spojnica. Kod izrazito trkaćih vozila, lamela nema torzijski niti aksijalni prigušivač vibracija.



**Slika 6.8. Lamela s klasičnom oblogom i lamela s sinter pločicama**

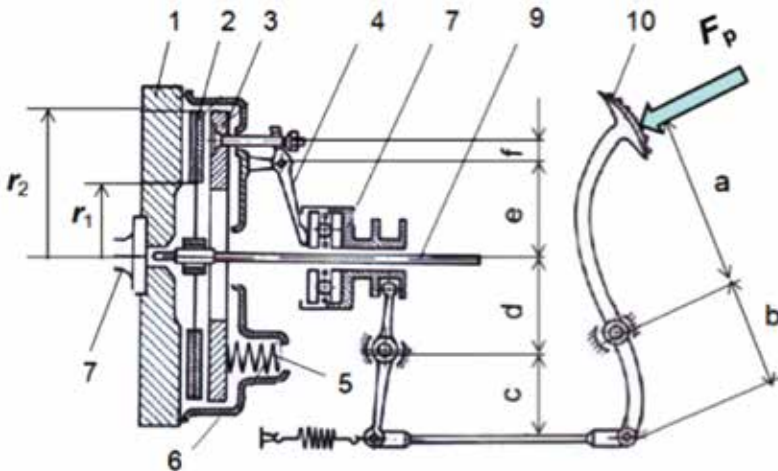
Klasični frikcijski materijali imaju koeficijent trenja 0,3-0,4, a specifični pritisak 0,1-0,2 N/mm<sup>2</sup>, dok je kod sinteriranih frikcionih materijala koeficijent trenja 0,25-0,6, a specifični pritisak 0,5-0,9 N/mm<sup>2</sup>. Dimenzije obloga su standardizirane: vanjski i unutarnji promjer, debljina jedne tarne obloge.

#### Primjer

Vanjski promjer lamele 135-380 mm, debljina obloge iznosi 2,5-4 mm, unutarnji promjer 100-195 mm, koeficijent trenja ( $\mu = 0,3-0,4$ ).

#### a) Način isključivanja spojke

Principijelna shema isključivanja spojke prikazana je na *slici 6.9*.



**Slika 6.9. Shema isključivanja spojke sa zavojnim oprugama**

#### Pogonski dijelovi

- 1 - zamašnjak,
- 3 - potisna ploča,
- 4 - dvokrake poluge,
- 5 - zavojne opruge,
- 6 - poklopac

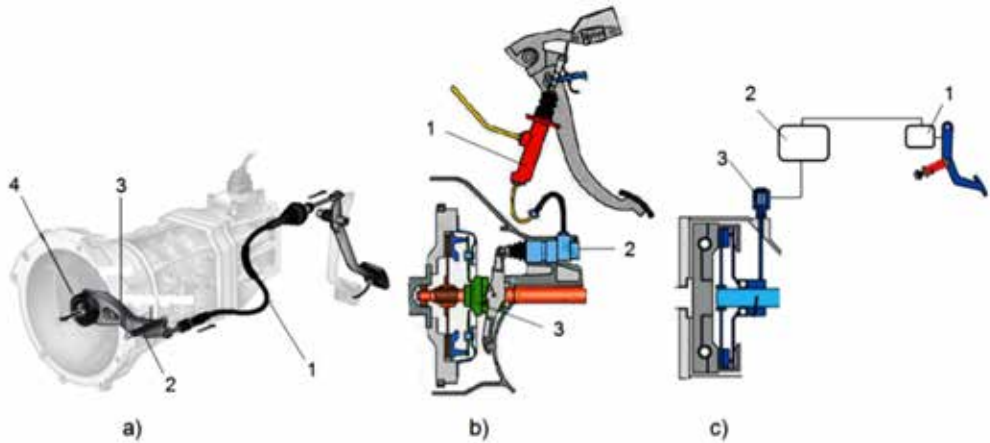
#### Gonjeni dijelovi

- 2 - lamela,
- 8 - vratilo mjenjača

#### Mehanizam za isključivanje

- 7 - potisni ležaj,
- 9 - pedala s polužjem (po-dešavanje praznog hoda i povratna opruga)

Isključivanje spojki na motornim vozilima izvodi se na više načina, mehanički, hidraulički ili elektronički. Shema isključivanja spojki, uz pomoć užeta (sajle), hidraulički i elektronički, prikazana je na *slici 6.10*. Suvremeno isključivanje spojke je najčešće hidrauličko ili elektroničko.



**Slika 6.10. Vrste isključivanja spojke**

- a** - mehaničko: 1 - uže, 2 - povratna opruga, 3 - vilica, 4 - potisni ležaj,  
**b** - hidrauličko: 1 - primarni cilindar, 2 - sekundarni cilindar, 3 - potisni ležaj,  
**c** - elektroničko: 1 - senzor papuče, 2 - mikrokontroler, 3 - aktuator

### b) Parametri spojke

Opruge stvaraju potisnu silu i prijenos okretnog momenta motora. Pri isključivanju spojke treba svladati silu opruga pritiskom na pedalu mehanizma za isključivanje, a kod uključivanja otpustiti pedal spojke, *slika 6.11*.

$F_p$  - sila isključivanja spojke na pedali

$S_p$  - hod pedale spojke ( $s_o$  – prazan hod pedale)

$F$  - tlačna sila potisne ploče na površinu lamele

Okretni moment prenose dvije jednake površine:

$$M_s = 2 F r_{sr} \mu \quad (6.1)$$

$$M_s = 2 A p r_{sr} \mu$$

$A$  - površina trenja obloge

$p$  - specifični kontaktni pritisak

$r_{sr}$  - srednji polumjer trenja,  $r_{sr} = (r_v - r_w) / 2$

$\mu$  - koeficijent trenja

Prijenos spojke osigurava se uvođenjem faktora sigurnosti  $\beta$ .

$$M_s = \beta M_{e \max} \quad (6.2)$$

$\beta$  - faktor sigurnosti prijenosa (1,3-3,0)

$M_{e \max}$  - maksimalni moment motora

Tlačna sila na potisnoj ploči:

$$F = M_s / 2 r_{sr} \mu \quad (6.3)$$

### c) Parametri mehanizma za isključivanje spojke

Parametri, slika 6.11.

$S_p$  – puni hod pedale (10-30 mm), uključuje svladavanje praznoga hoda ( $\delta_z$ ) i hoda potisne ploče ( $h$ )

Prazan hod pedale:  $s_0 = \delta_z i_1 i_2$

$\delta_z$  – zazor između potisnog ležaja i dvokrake poluge za isključivanje (1-3 mm) daje prazan hod papučice ( $s_0=0,4-2,0$  mm)

$h$  – hod potisne ploče (0,3-0,6 mm)

$\mu$  – st. korisnosti mehanizma (0,85-0,95)

Prijenosni omjer polužja

$$i_p = i_1 i_2 i_n$$

-mehanički

$$i_p = \frac{a c e}{b d f}$$

-hidraulički

$$i_p = \frac{a c e d_2^2}{b d f d_1^2}$$

Sila na pedali

$$F_p = \frac{F}{i_p \mu_p}$$

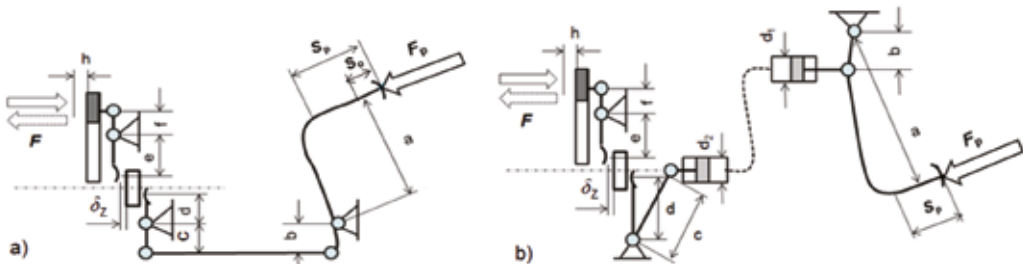
Hod pedale

-mehanički

$$s_p = h i_p + \delta_z i_1 i_2$$

-hidraulički

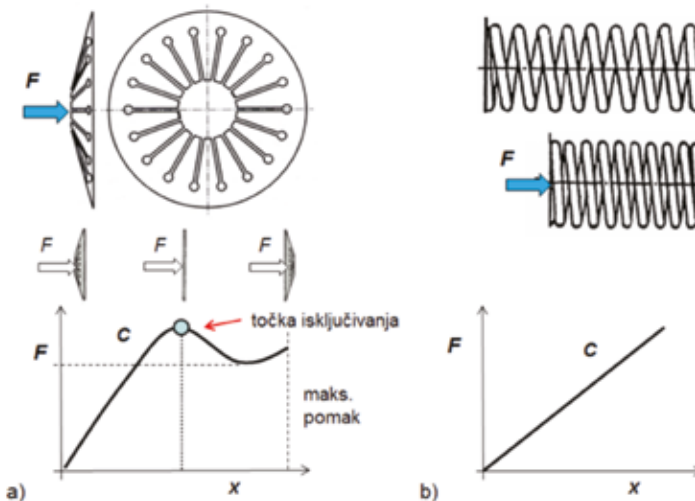
$$s_p = h i_p + \delta_z \frac{a c d_2^2}{b d d_1^2}$$



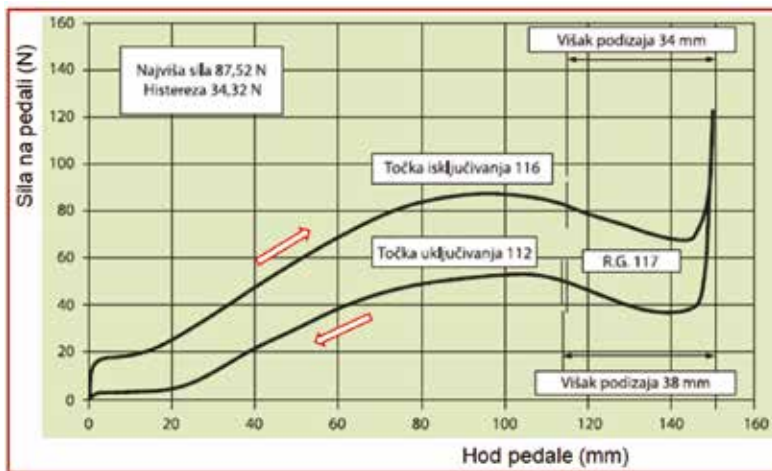
Slika 6.11. Parametri isključivanja spojke, a – mehanički, b – hidraulički

### d) Sila isključivanja spojke

Karakteristike krutosti tanjuraste i zavojne opruge prikazane su na slici 6.12., a karakteristika promjene sile na pedali suvremene spojke ( $F_p$ ) na slici 6.13. Tanjurasta opruga je specifične konstrukcije i krutosti. Opruga ima velik broj dvokrakih poluga, sila na pedali raste do 120 N, a nakon točke isključivanja pada na ukupnom pomaku pedale od 140 mm.



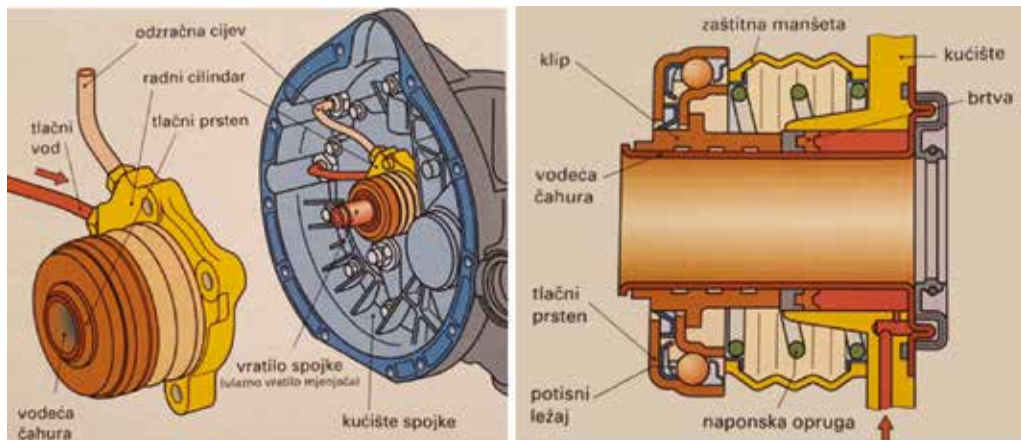
Slika 6.12. Karakteristike tanjuraste i zavojne opruge



**Slika 6.13. Promjena sile isključivanja i uključivanja spojke,**  
Valeo spojka, HEC (high efficiency clutches)

### e) Hidraulički potisni ležaj

Hidraulički potisni ležaj je integriran sa hidrauličkim kružnim cilindrom i naponskom oprugom, **slika 6.14.** Spojka se isključuje tlakom ulja - pritiskom na pedalu spojke. Kružno oblikovani klip klizi po vodećoj čahuri i potiskuje ležaj na tanjurastu oprugu. Pri uključenoj spojki naponska opruga potiskuje ležaj određenom silom na tanjurastu oprugu – malim prednaponom od 40-100 N. Potisni ležaj se stalno okreće, nije potrebno održavati zazor ( $\delta_2$ ), jer prazan hod pedale ( $s_p$ ) osigurava naponska opruga, čime se eliminira stari polužni mehanizam.



**Slika 6.14. Hidraulički potisni ležaj (Tehnika motornih vozila, 2015)**

### f) Samopodešavanje spojke

Uslijed trošenja obloge lamele, smanjuje se zazor između potisnog ležaja i poluge za isključivanje pa je potrebno održavati zazor ( $\delta_2$ ) i hod potisne ploče ( $h$ ), odnosno prazan hod pedale ( $s_p$ ) i puni hod pedale ( $S_p$ ) **slika 6.10.**

Jedan način održavanja potrebnog zazora ( $\delta_2$ ) je pomoću mehanizma samopodešavanja hoda pedale, pomoću stezača **užeta**. Trošenjem obloga lamele, uže se povlači, obloga užeta registrira trošenje, čime se nadomješta trošenje lamele.

Pouzdaniji način samopodešavanja spojke vezani su sa konstrukciju sklopa potisne ploče (korpe). SAC spojka (*Self Adjusting Clutch*), je takva konstrukcija spojke kod koje se pri trošenju obloga lamele namješta oslonac tanjuraste opruge, *slika 6.15*. Značajke takve SAC spojke su: sile isključivanja su manje nego kod klasičnih spojki, sile tlačenja su konstante u širokom području trošenja, duži radni vijek zbog šireg područja trošenja.



**Slika 6.15. Promjena tlačne sile na potisnu ploču uslijed trošenja obloge**

(SAC spojka, *Tehnika motornih vozila*, 2015)

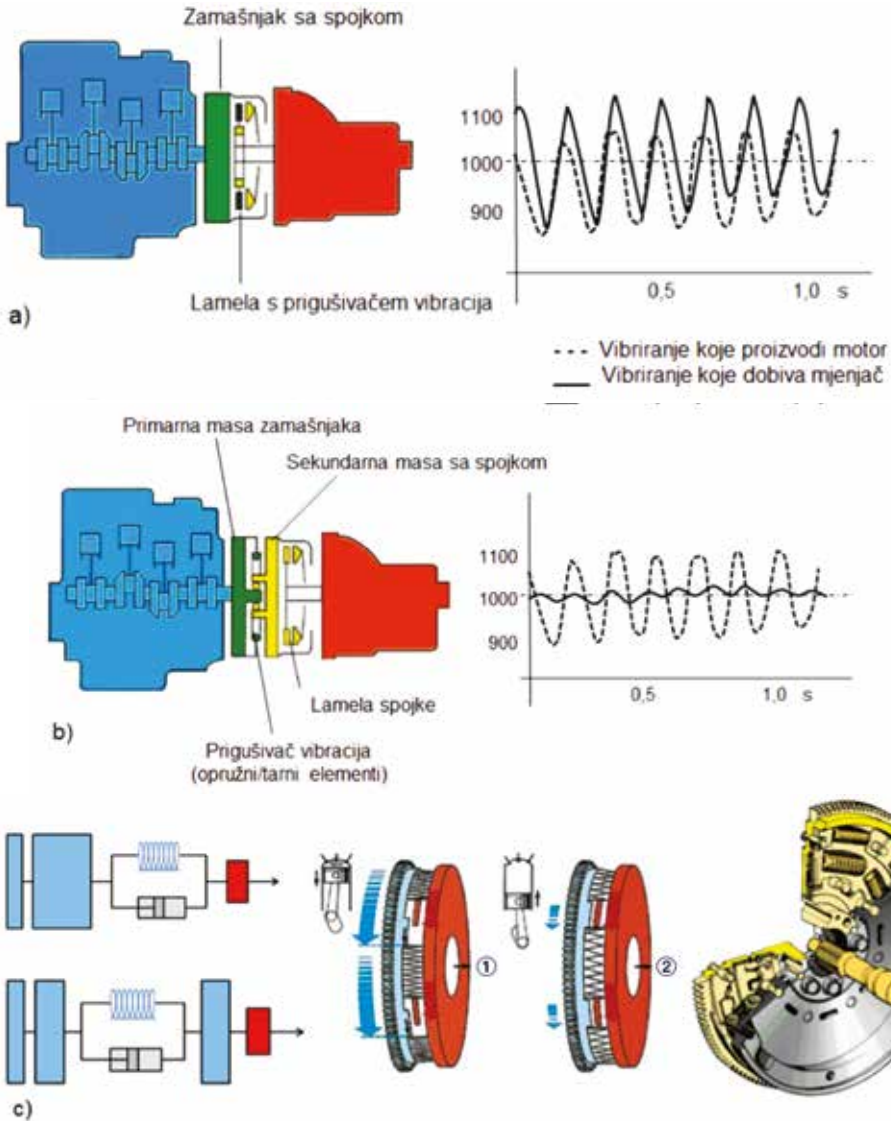
Slijedeći način samopodešavanja ima *SmarTAC mehanizam LUK spojke*, na temelju prepoznavanja hoda isključivanja i uključivanja spojke. Kada se rastojanje između tarne ploče i zamašnjaka mijenja, promjena progiba tanjuraste opruge pretvara se u rotaciju zupčanika i navojnog vretena. Kako bi se omogućila fina samoregulacija zaporni mehanizam koristi višezubni zapinjač, koji pruža preciznu regulaciju okretanja zupčanika. Tolerancijsko polje dopušta trošenje i habanje obloga u iznosu od 6 mm.

### 6.2.2. Spojka sa zamašnjakom podijeljene mase

*Klasični zamašnjak motora* ima dvije osnovne funkcije: jedna je startanje motora (preko nazubljenog vijenca), a druga je smanjenje neravninomjernosti rada 4-taktnog motora akumuliranom energijom vrtnje. Međutim, utjecaj vibracija koje proizvodi motor prenosi se preko spojke na mjenjač i dalje transmisiju, osobito kod promjene stupnja prijenosa, *slika 6.16.a*. Zbog ugradnje motora velikog okretnog momenta u osobna vozila te otklanjanja nepoželjnih vibracija (4-cilindrični motori), klasični zamašnjak motora zamjenjuje se zamašnjakom podijeljene mase (tzv. dvomaseni zamašnjak).

*Zamašnjak podijeljene mase* ima iste funkcije startanja motora i akumuliranja energije ali uz preuzimanje dijela funkcije torzijskog prigušivača vibracija te otklanjanje nepoželjnih vibracija (**b**). Model podijeljenog zamašnjaka se izvodi kao primarni i sekundarni zamašnjak (dvije mase, *dual-mass*) između kojih se ugrađuju torzijske opruge (različite krutosti) i par tarnih ploča (**c**). Sekundarni zamašnjak je izveden sa spojkom. Lamela spojke može biti izvedena bez torzijskog prigušivača. Takav dvomaseni zamašnjak smanjuje vibracije motora, a rezonantno područje se spušta ispod minimalne brzine vrtnje motora. Stoga takav zamašnjak, osim što otklanja nepoželjne vibracije u radu, osobito na niskom broju okretaja i pri ubrzanju vozila, poboljšava mirnoću promjene stupnja prijenosa i povećava pouzdanost rada transmisije. To znači da se zupčanici mjenjača ne oštećuju, nema šumova u mjenjaču i podrhtavanja.





**Slika 6.16. Karakteristike klasičnog i dvomasenog zamašnjaka**

- a - prikaz vibracija klasičnog zamašnjaka, spojke i mjenjača  
 b - prikaz vibracija dvomasenog zamašnjaka, spojke i mjenjača  
 c - model klasičnog i dvomasenog zamašnjaka

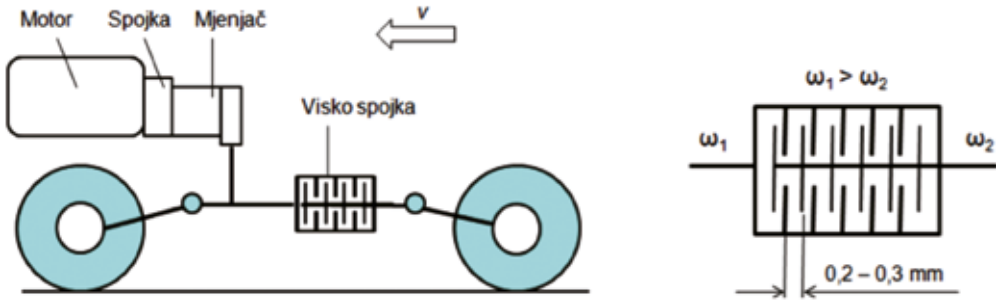
### 6.2.3. Spjoka integralnog pogona

U konceptu pogona 4x4 koriste se različite vrste višelamelastih spojki za prijenos okretnog momenta između osovin. Najčešće su to spojke malih dimenzija, koje rade prema načelu viskoznog trenja, frikcijskog trenja i elektromagneta.

#### a) Visco spojka

Visco spojka prenosi okretni moment uz pomoć viskoznog trenja silikonskog ulja, tj. bez neposrednog mehaničkog kontakta lamela, **slika 6.17**. Spojka radi na principu pojave razlike broja okretaja između lamela. Posljedica toga je zagrijavanje silikonskog ulja i brzi porast tlaka koji uzrokuje pomica-

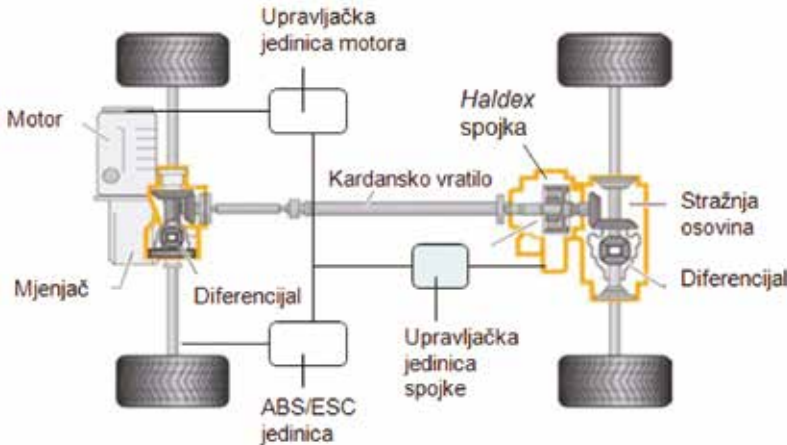
nje i zbijanje lamela čime se ostvaruje prijenos snage. Tako se viskoznom trenju pridružuje mehaničko trenje između pogonskih i gonjenih lamela, nastaje tzv. mješovito trenje. Rezultat toga je brzo povećanje momenta koji spojka prenosi, primjerice na stražnje kotače. Pri normalnoj vožnji prednja osovina prenosi 98% ukupnog okretnog momenta. Ako nastupi proklizavanje prednjih kotača, **visco** spojka stražnjoj osovini povećava moment u skladu s prijanjanjem kotača ili obratno. Dakle, visko spojka pruža dinamičku raspodjelu okretnog momenta između osovina. Praktično, **Visco** spojka se ugrađuje na kardanskom vratilu prema stražnjem diferencijalu.



Slika 6.17. Visco spojka stražnjeg pogona

### b) Haldex spojka

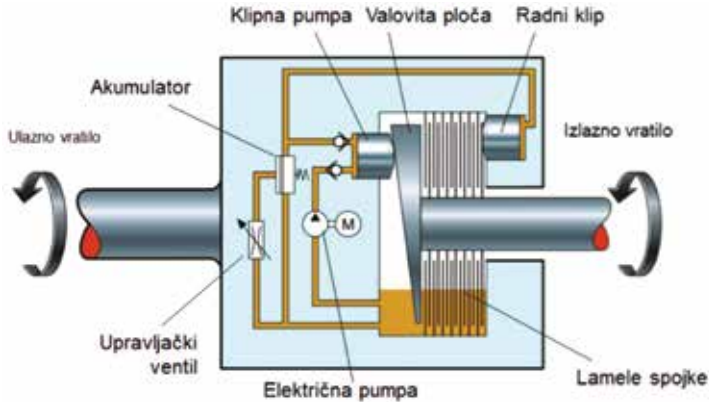
**Haldex** spojka je višelamelasta spojka. Ugrađuje se na kraju kardanskog vratila u sklopu stražnjeg diferencijala. Služi za automatsko uključivanje i isključivanje stražnjeg pogona, **slika 6.18**. Upravljačka elektronička jedinica integralnog pogona, koja prikuplja informacije o proklizavanju kotača prednje i stražnje osovine od aktivnih sustava stabilnosti (**ABS, ASR, ESC**), odlučuje koja će osovina primiti više a koja manje momenta s obzirom na prijanjanje kotača.



Slika 6.18. Elektronički upravljana Haldex spojka stražnjeg pogona (4Motion)

Schema konstrukcije **Haldex** spojke, prikazana je na **slici 6.19**. Vanjske lamele spojke vezane su za ulazno vratilo, a unutarnje lamele za izlazno vratilo prema stražnjoj osovini. Spojka radi na principu razlike broja okretaja izlaznog vratila. Pri različitim brzinama vrtnje vratila, bregasta ploča pokreće aksijalnu klipnu pumpu koja stvara uljni tlak, koji pomoću radnog klipa potiskuje lamele čime se prenosi okretni moment. Dodatno tlačno djelovanje pruža električna pumpa. Preko upravljačkog ventila, elektronička upravljačka jedinica upravlja tlakom ulja, odnosno prijenosom okretnog momenta.

U normalnim uvjetima pogona 4x2, prednja osovina dobiva puni okretni moment 100%. Pojavom priklizavanja kotača prednje osovine okretni moment se preusmjerava stražnjoj osovini koja ima bolje prijanjanje. Postiže se pogon svih kotača, s različitim momentima prednje i stražnje osovine. Tako se, prema različitim uvjetima podloge – povremeno koristi 4x2 ili 4x4. U slučaju zaglavlivanja vozila (blato, snijeg), kako bi se vozilo pokrenilo, potreban je pogon 4x4 i blokiranje diferencijala.

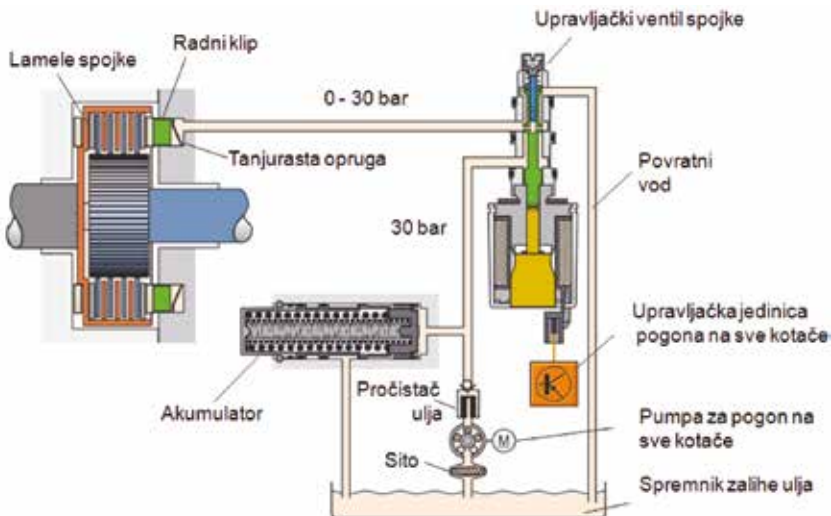


**Slika 6.19. Shema Haldex spojke**

Svojstva *Haldex* spojke su:

- vrlo brzo djelovanje i prijenos momenta od 0 do 100%
- odvaja se pri kočenju, tj. pri ABS/ESC djelovanju
- u transmisiji nije potreban međuosovinski diferencijal

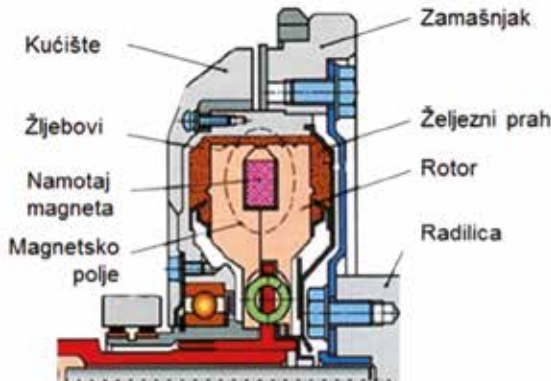
Rad *Haldex* spojke temelji se na uljnom tlaku koji djeluje na klip spojke, *slika 6.20*. Preko upravljačkog ventila, elektronička upravljačka jedinica upravlja tlakom ulja, odnosno intenzitetom prijenosa okretnog momenta prema kotačima.



**Slika 6.20. Shema rada višelamelaste Haldex spojke (4. gen.)**

### 6.2.4. Elektromagnetska spojka

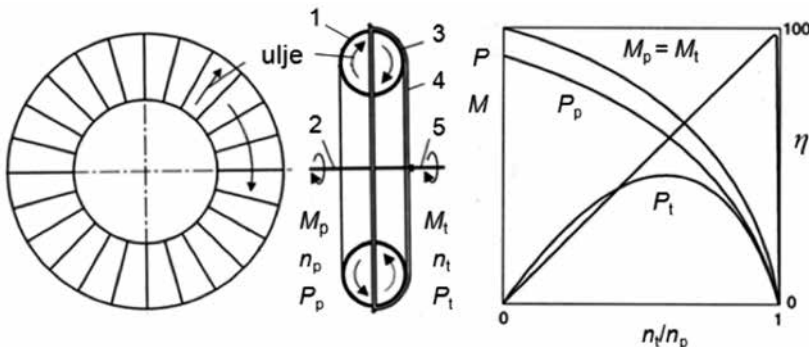
Elektromagnetska spojka s feromagnetskim prahom spaja se s kontinuiranim automatskim mjenjačima (CVT - *Continuously Variable Transmission*). U sklopu spojke ugrađen je umjesto opruga elektromagnet, *slika 6.21*. U zračnom procjepu između rotora lamele i kućišta nalazi se željezni prah. Na praznom hodu motora magnetsko polje je manje jakosti, pa se spojka ne uključuje. Povećanjem broja okretaja motora, jača magnetsko polje koje učvršćuje prah za povezivanje zamašnjaka s rotorom i vratilom mjenjača. Što je jača struja to je i magnetsko polje jače, pa je manje klizanje rotora. Jakost struje određuje upravljačka jedinica na temelju broja okretaja motora.



Slika 6.21. Elektromagnetska spojka

### 6.2.5. Hidrodinamička spojka

Hidrodinamička spojka se sastoji od pumpnog i turbinskog kola, *slika 6.22*. Oba kola formiraju radni prostor s radijalnim lopaticama ispunjen ATF uljem (*Automatic Transmission Fluid*). Pumpno kolo vezano je na zamašnjak motora. Okretni moment prenosi se uz pomoć ulja koje kruži pod djelovanjem centrifugalne sile, koja tjera ulje od sredine prema vanjskom obodu. Ovisno o opterećenju, turbinsko kolo vrti se određenom brzinom. Hidrodinamička spojka služi za pokretanje vozila, omogućuje mekano uključivanje, potpuno prigušivanje vibracija i udaraca. Okretni moment jednak je na pumpnom i turbinskom kolu ( $M_p = M_t$ ). Stupanj korisnosti jest omjer izlazne snage na turbini i ulazne snage na pumpi. S većim opterećenjem nastaje veće klizanje, ulje se grije i mora se hladiti. Najveći stupanj korisnosti hidrospojke iznosi:  $\eta_{sp} = P_t / P_p = 0,97-0,98\%$ , jer klizanje iznosi 2-3%. Na cestovnim vozilima primjenjuju se automatski mjenjači koji koriste dobra svojstva hidrodinamičke spojke.



Slika 6.22. Shema i karakteristika hidrodinamičke spojke

1 – pumpno kolo, 2 – ulazno vratilo, 3 – turbinsko kolo, 4 – poklopac, 5 – izlazno vratilo

## 6.3. Mjenjači

Pogonski motori ne mogu samostalno zadovoljiti sve potrebe za vučnim silama i brzinama vozila. Stoga su potrebni mjenjači koji promjenom stupnja prijenosa osiguravaju vučne sile i brzine vozila. Kako bi se korisnicima vozila pružio izbor načina promjene stupnja prijenosa, proizvođači vozila nude vozila s različitim mjenjačima. Na vozilima se koriste mjenjači s prekidom snage ili bez prekida toka snage. Prema tom principu mjenjači se dijele na:

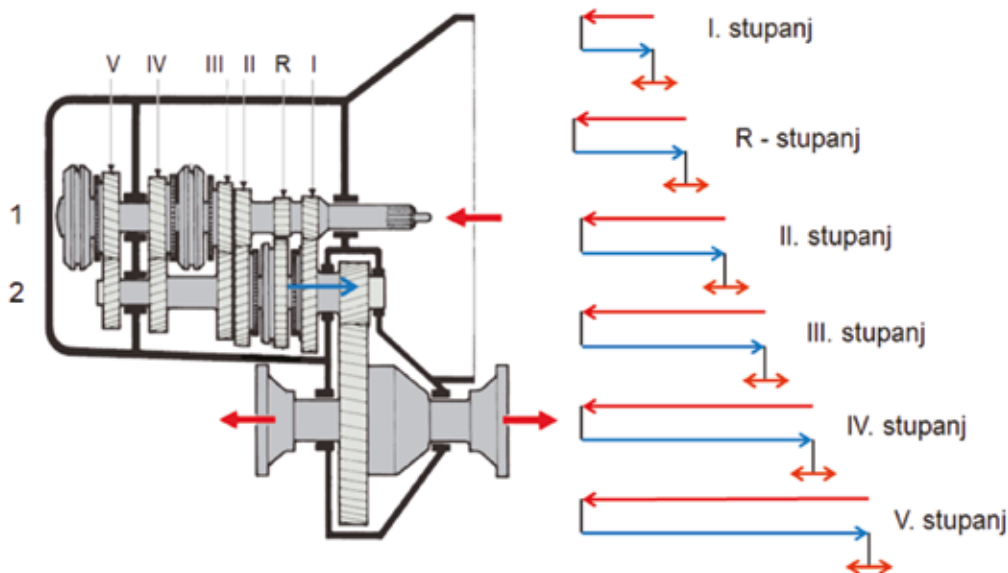
- ručne mjenjače
- poluautomatske mjenjače (automatizirani)
- automatske mehaničke mjenjače (DSG mjenjači)
- konvencionalne automatske mjenjače (s hidrodinamičkim pretvaračem momenta)
- kontinuirane automatske mjenjače (CVT mjenjači).

Karakteristika klasičnog ručnog mjenjača je prekid toka prijenosa snage pri promjeni stupnja prijenosa, pritiskom na pedalu spojke. Karakteristika poluautomatskog mjenjača je automatsko isključivanje spojke pri ručnoj promjeni stupnja prijenosa (nema pedale spojke) i naprednija automatizirana promjena stupnja prijenosa. Karakteristika automatskog mjenjača je automatska promjena stupnja prijenosa, bez prekida toka snage.

Konvencionalni automatski mjenjači s hidrodinamičkim pretvaračem momenta (tzv. konvertori) imaju automatsku promjenu stupnja prijenosa bez prekida snage. Karakteristika CVT mjenjača jest kontinuirana automatska promjena stupnjeva prijenosa bez prekida toka snage uz pomoć varijatora. Na linijskim vozilima, često su zastupljeni poluautomatski i automatski mjenjači, jer rasterećuju vozača od napora velikog broja promjena stupnjeva prijenosa tijekom dnevne vožnje.

### 6.3.1. Ručni mjenjači

Ručni mjenjači mogu biti raznoosni i istoosni mjenjači. Raznoosni mjenjači ugrađuju se u vozila s poprečno postavljenim motorom. Nazivaju se još i mjenjači s dva vratila, *slika 6.23*. Desno je prikazan tok snage u pojedinim stupnjevima prijenosa.

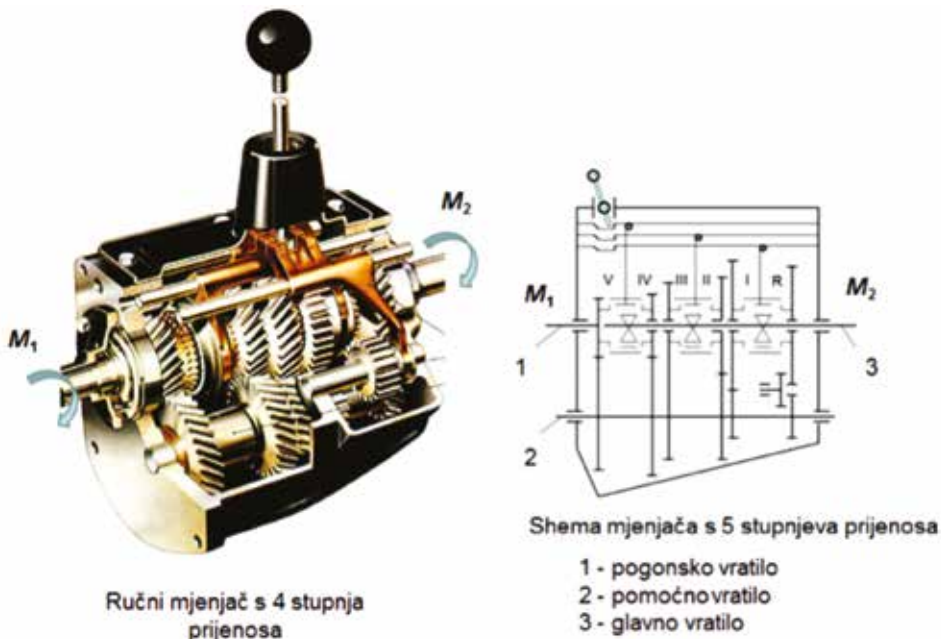


Slika 6.23. Ručni 5-stupanjski mjenjač s dva vratila

Istoosni mjenjači se ugrađuju u vozila s naprijed postavljenim motorom u smjeru vožnje ali sa stražnjim pogonom. Nazivaju se još i mjenjači s tri vratila, **slika 6.24.**, Sastoji se od pogonskog, pomoćnog i glavnog vratila sa zupčanicima, te mehanizma za promjenu stupnjeva prijenosa. Broj stupnjeva prijenosa kod osobnih vozila iznosi od 5 do 6. Kod terenskih i teretnih vozila zahtjeva se veliki raspon okretnog momenta na kotačima, pa je potreban veliki broj stupnjeva prijenosa. Stoga se dodaju pomoćni mjenjači, čime se povećava broj stupnjeva prijenosa (9 - 16). Omjer I. stupnja prijenosa konstruktori određuju iz uvjeta svladavanja najvećeg uspona s najvećim opterećenjem vozila. Ostali prijenosni omjeri određuju se prema postizanju maksimalne brzine vozila.

Elementi konstrukcije mjenjača su:

- pogonsko vratilo mjenjača („vratilo spojke“)
- zupčanci na pomoćnom vratilu čvrsto su vezani-navučeni na žljebove
- zupčanci na glavnom vratilu slobodno su uležišteni na igličaste ležajeve
- uključivanje i isključivanje stupnja prijenosa izvodi uz pomoć sinkron spojki
- koso ozubljenje zupčanika.



**Slika 6.24. Ručni 5-stupanjski mjenjač s tri vratila**

Parametri mjenjača

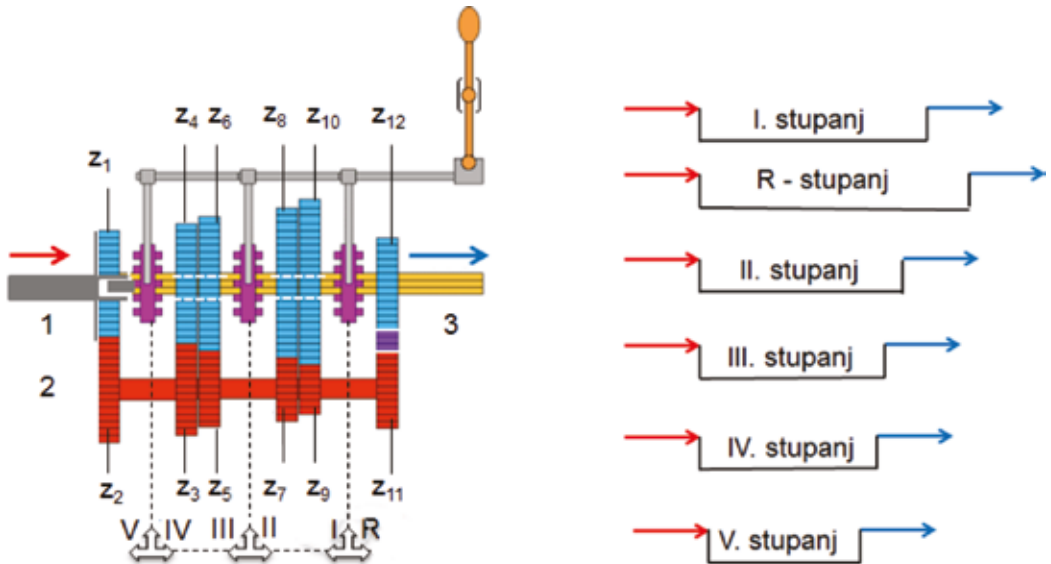
- |                                 |  |
|---------------------------------|--|
| 1. prijenosni omjer mjenjača:   | $i_{mj i} = M_2 / M_1 = n_{ul} / n_{iz}$ |
| 2. prijenosni moment mjenjača:  | $M_2 = M_e i_{mj i} \mu_{mj}$            |
| 3. prijenosna snaga mjenjača:   | $P_2 = M_2 \omega_2$                     |
| 4. stupanj korisnosti mjenjača: | $\eta_{mj} = P_2 / P_1$                  |

Na temelju broja zubi pojedinog zupčanika mogu se odrediti prijenosni omjeri u mjenjaču, **slika 6.25.**

$i_1$  - prvi stupanj prijenosa  
 $i_2$  - drugi stupanj prijenosa  
 $i_3$  - treći stupanj prijenosa  
 $i_4$  - četvrti stupanj prijenosa  
 $i_5$  - peti stupanj prijenosa  
 $i_R$  - stupanj prijenosa za vožnju unatrag

$$i_1 = \frac{z_2 z_{10}}{z_1 z_9} \quad i_2 = \frac{z_2 z_8}{z_1 z_7} \quad i_3 = \frac{z_2 z_6}{z_1 z_5}$$

$$i_4 = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \quad i_5 = 1 \quad i_R = \frac{z_2 z_{12}}{z_1 z_{11}}$$

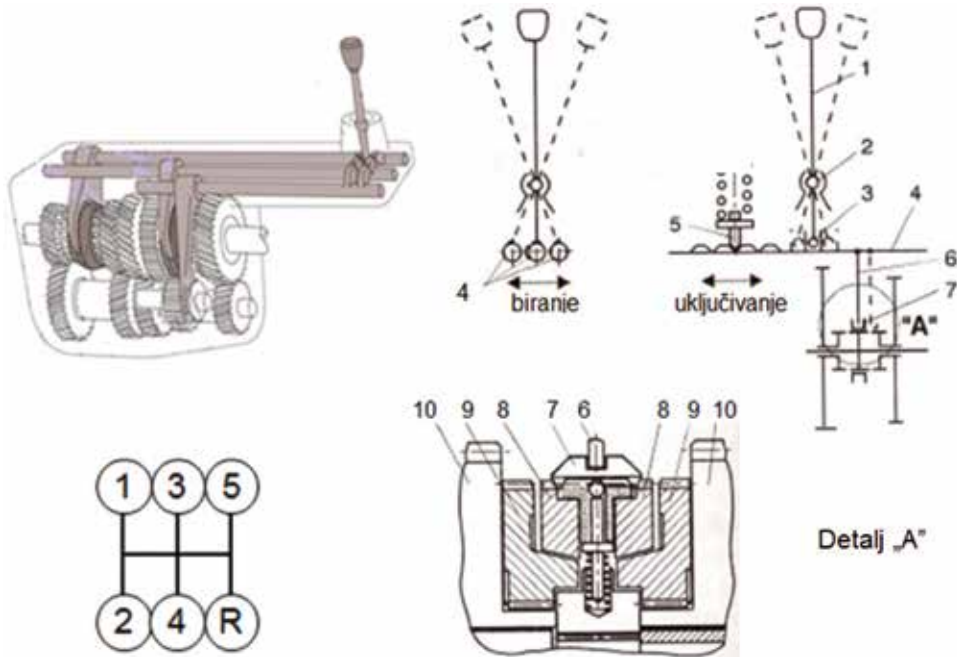


Slika 6.25. Tok snage u mjenjaču s tri vratila

### Promjena stupnjeva prijenosa

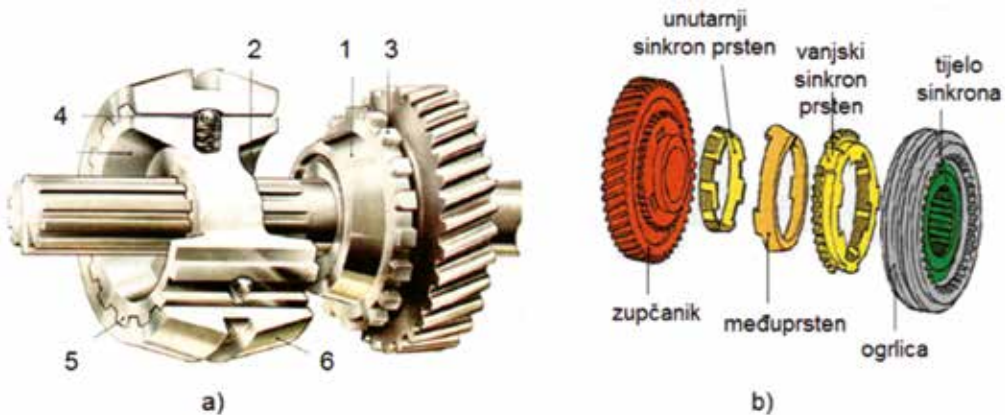
Promjena prijenosa u mjenjaču izvodi se pomoću mehanizma za promjenu stupnjeva prijenosa, **slika 6.26**. Klasični H-način biranja stupnjeva prijenosa označava položaj ručice mjenjača. Ručica mjenjača zakreće se oko kuglastog zgloba (2) i polugom (3) bira osovinicu (4) lijevo-desno te stupanj prijenosa naprijed-natrag. Zadržavanje odabranog stupnja prijenosa osigurava opružni zapor (5). Pomicanjem osovinice (4), pomiče se vilica (6) koja pomiče ogrlicu (7) sinkron spojke. Ogrlica preko kuglice potiskuje sinkron prsten (8), koji svojim konusom naliježe na konus zupčastog vijenca (9). Stvorenim trenjem izjednačavaju se brzine vrtnje oba dijela. Daljnjim pomicanjem ogrlice premošćuje se zupčasti vijenac (9), koji je povezan sa zupčanikom (10). Tako se zupčanik (10) bezudarno povezuje s gonjenim vratilom. Sinkron spojka ne omogućuje uključivanje zubaca ogrlice sve dok se ne izjednače vrtnje zupčanika i ogrlice. Nakon toga uključuje se spojka pa se okretni moment prenosi na izlazno vratilo.

Sinkron spojka je više opterećena pri promjeni iz **višeg u niži** stupanj prijenosa. Uključivanje stupnja prijenosa za vožnju unatrag (**R**) nije sinkronizirano. Prema veličini opterećenja, razlikuju se: jednostavna sinkron spojka i višestruka sinkron spojka, **slika 6.27**. Posljedica trenja dviju konusnih površina jest izjednačavanje kutnih brzina dijelova koji se spajaju (linearna promjena kutnih brzina). Za razliku od jednostavnih sinkron spojki, dvostruka sinkron spojka za prijenos većih okretnih momenata s dodatnim međuprstenom je složenije konstrukcije.



**Slika 6.26. Shema mehanizma za promjenu stupnjeva prijenosa**

1 - ručica mjenjača, 2 - kuglasti zglob, 3 - poluga birača brzina, 4 - osovinica, 5 - opružni zapor, 6 - vilica, 7 - ogrlica, 8 - sinkron prsten, 9 - zupčasti vijenac, 10 - zupčanik



**Slika 6.27. Dijelovi jednostruke sinkron spojke (a) i dvostruke sinkron spojke (b)**

1 - sinkron prsten, 2 - tarni konus, 3 - nazubljeni vijenac, 4 - kugla-osigurač, 5 - tijelo sinkrona, 6 - ogrlica

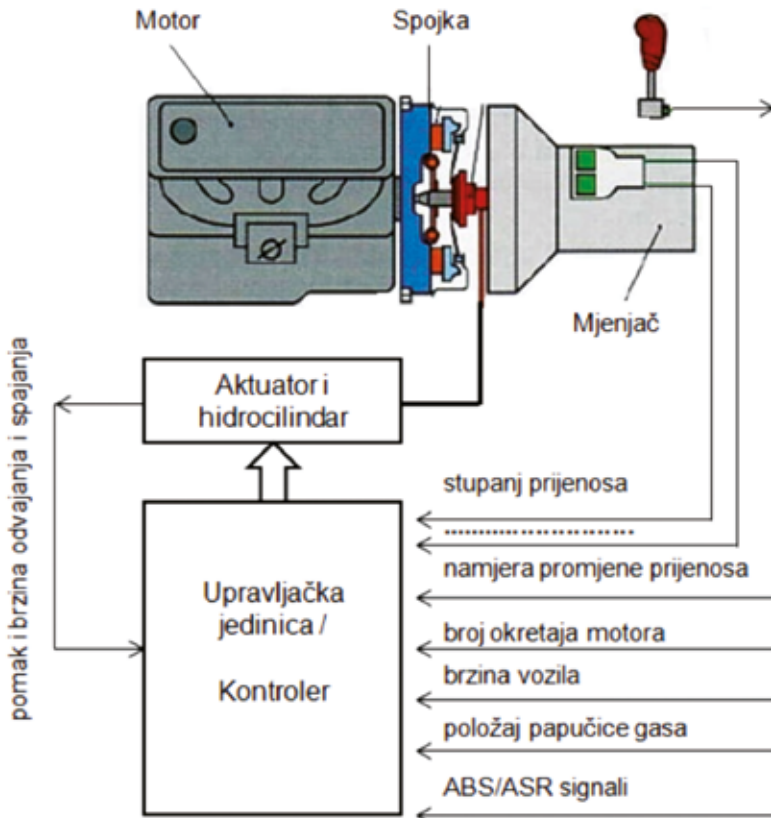
Dobra svojstva ručnih mjenjača su jednostavna konstrukcija, visoki stupanj korisnosti, mala masa mjenjača, visoka pouzdanost i dugi vijek trajanja, a nedostaci su prekidi toka snage, prijenos vibracija na sklopove transmisije i zamor vozača uslijed stalnih promjena stupnja prijenosa.

### 6.3.2. Poluautomatski mjenjači

Promjena stupnjeva prijenosa izvodi se ručno uz automatsko isključivanje spojke, *slika 6.28*. To su mjenjači s prekidom toka snage između motora i mjenjača. Vožnja je jednostavnija u odnosu na ručne mjenjače jer nema pedale spojke. Pri svakoj promjeni stupnja prijenosa, automatski se isključuje



spojka. Senzor ručice mjenjača prati namjeru vozača, a aktuator (elektromotor s pužnim prijenosom ili pozicijski servomotor) isključuje spojku. Takvo isključivanje spojke omogućuje pokretanje vozila bez naglih trzaja i proklizavanja kotača. Upravljačka jedinica prima podatke i uspoređuje ih s onima u memoriji te određuje optimalno proklizavanje spojke pri pokretanju vozila.

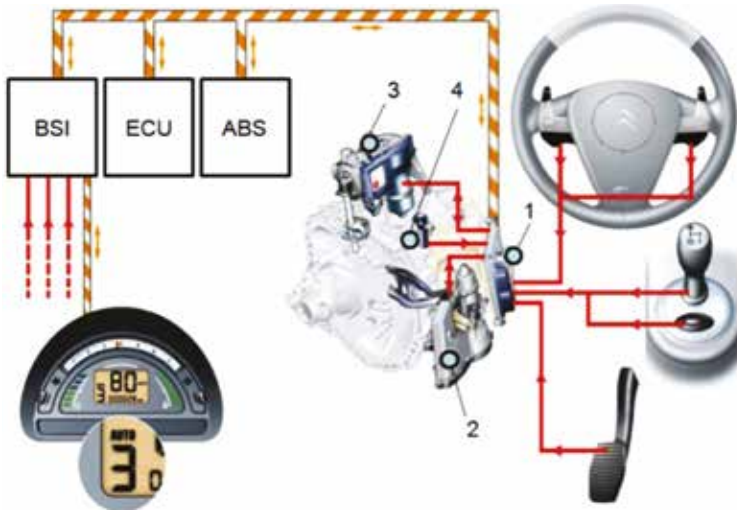


**Slika 6.28. Shema sustava poluatomatskog mjenjača**

### **Automatizirani ručni mjenjači**

Automatizirani (robotizirani) ručni zupčasti mjenjači opremljeni su upravljačkom jedinicom i aktuatorima za upravljanje spojkom i mjenjačem za promjenu prijenosa, *slika 6.29*.

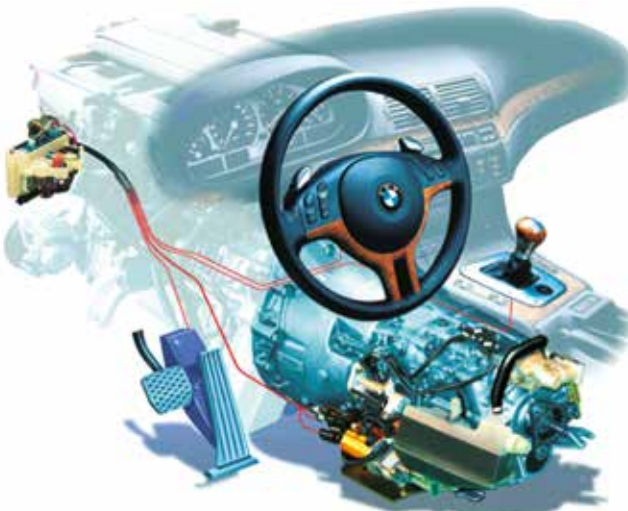
Iako su takvi mjenjači s prekidom toka snage između motora i mjenjača, vozač može birati *automatsku promjenu prijenosa (A)*, *ručnu promjenu (M)*, *vožnju unatrag (R)* i *prazan hod*. U automatiziranom programu vožnje (oznaka **AUTO**), stupnjevi prijenosa se mijenjaju ovisno o dinamici vožnje. Ručno biranje je slijedno odnosno sekvencijalno mijenjanje (+/-) prijenosa putem ručice ili prekidačem na upravljaču. Vozač može koristiti *Kick-Down* funkciju radi ubrzanja vozila (npr. kod pretjecanja). Pritiskom pedale gasa do graničnika, uređaj automatski prepoznaje signal ubrzanja, uključuje prvo niži stupanj prijenosa da poveća broj okretaja motora, a zatim viši stupanj prijenosa.



**Slika 6.29. Automatizirani ručni mjenjač, C3 SensoDrive mjenjač (Peugeot, Citroën)**

- 1 - elektronička jedinica, 2 - aktuator spojke, 3 - aktuator promjene stupnja prijenosa,  
4 - senzor brzine ulaznog vratila mjenjača, ABS - sustav protiv blokiranja kotača,  
ECU - elektronička upravljačka jedinica, BSI - jedinica za povezivanje sustava.

Sekvencijalni način primjene stupnja prijenosa jest način promjene kada se ručica mjenjača pomiče u jednom smjeru (npr. prema naprijed) radi promjene u viši stupanj, potom se ona sama vraća u središnji položaj, a u suprotnom se smjeru pomiče za promjenu u niži stupanj. Dakle, sekvencijalni mjenjači takvi su mjenjači kod kojih vozač u jednom trenutku može promijeniti samo jedan stupanj prijenosa (prema višem ili prema nižem stupnju). Sekvencijalni mjenjač prikazan je na **slici 6.30**.



**Slika 6.30. Mehanizam automatiziranog ručnog mjenjača**

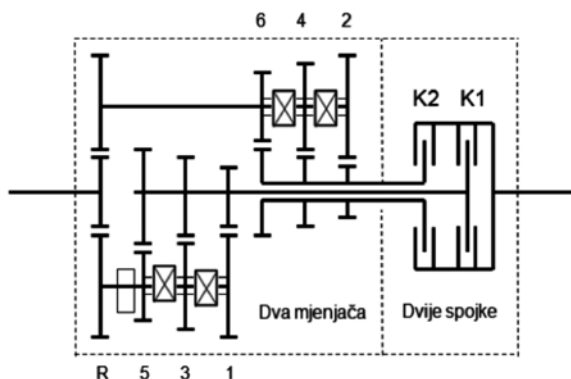
(SMG - Sequential Manual Gearbox, BMW AG)

### 6.3.3. DSG automatski mjenjači

DSG (*Direct Shift Gearbox*) mjenjači tehnološki su napredniji mehanički mjenjači. To su zupčasti mjenjači koji omogućuju promjenu stupnjeva prijenosa bez prekida snage. Takvi mjenjači ne koriste pedalu spojke radi promjene stupnja prijenosa, pa se nazivaju i direktni mjenjači. Praktično, to je kon-

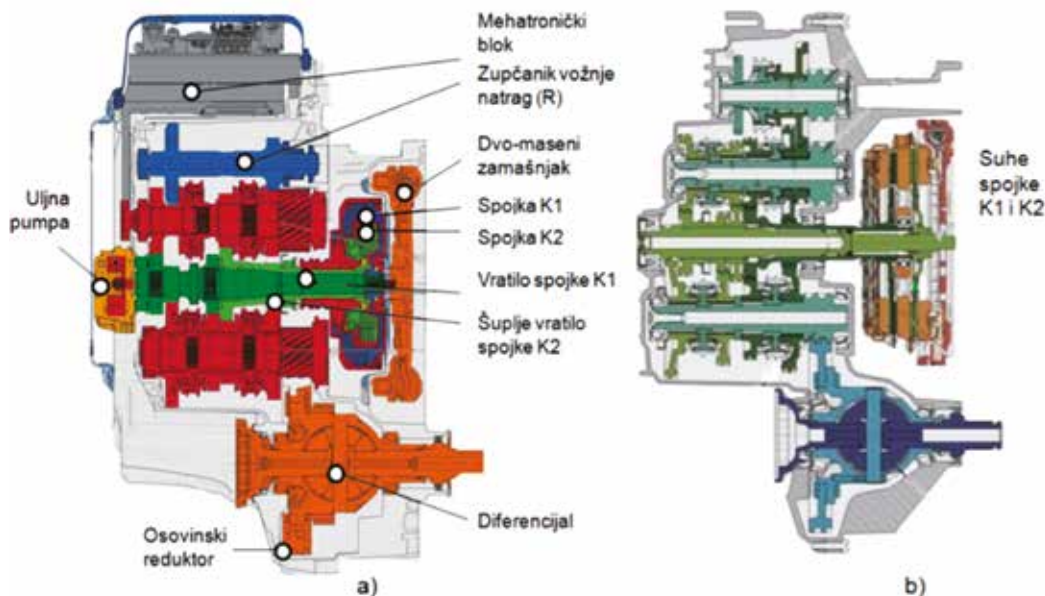
cept dva mehanička mjenjača i dvije spojke, *slika 6.31*. Kod promjene prijenosa, dvije spojke kratkotrajno su uključene, jedna spojka odvaja, a druga se uključuje, što omogućuje brze i bestrajne promjene ubrzanja na temelju kratkog proklizavanja tih spojki. Zbog sve većeg prijenosa okretnog momenta motora i osiguranja visokog stupnja djelovanja, važna je neprekidnost prijenosa snage i automatizacija DSG mjenjača. Zahvaljujući sustavu mehatronike omogućena je automatska promjena prijenosa sukladno programu vožnje.

Univerzalni nazivi koji se koriste za opis DSG mjenjača: *Direct Shift Gearbox (DSG)*, *Double Shift Gearbox (DSG)*, *Doppel Schalt Getriebe DSG*, *Power Shift Gearbox (PSG)*, *Dual-Clutch Gearbox (DCG)*, *Dual Clutch Transaxle (DCT)*.



*Slika 6.31. Koncept DSG mjenjača (dva mjenjača i dvije spojke)*

DSG mjenjač sastoji se od: dvije spojke mjenjača (K1, K2), dva mehanička sinkronizirana mjenjača (dvije grane mjenjača), modula mehatronike i kućišta. DSG mjenjač sa 6 stupnjeva prijenosa s dvije uljne spojke i DSG mjenjač sa 7 stupnjeva prijenosa i dvije suhe spojke, te diferencijalom, prikazani su na *slici 6.32*.



*Slika 6.32. DSG mjenjači: a - sa uljnim spojkama, b - sa suhim spojkama*

## Promjena programa vožnje i stupnjeva prijenosa

Promjena programa vožnje izvodi se stavljanjem ručice mjenjača (ili selektora) u jednu od dviju staza, **slika 6.33.**:

1. **automatski program**, lijeva staza: **S**-sport, **D**-ekonomični, **N**-neutralno, **R**-unatrag, **P**-parkiranje.
2. **ručni program**, desna staza "Tiptronic staza". Ručna promjena prijenosa je moguća i pomoću tipki na upravljaču (+/-).

**U ekonomičnom programu "D"**, promjena stupnjeva prijenosa vrši se na broju okretaja motora kod minimalne potrošnje goriva (ekonomski / ekološki). Kod bržeg pritiskanja papučice gasa, uključuje se **Kick-Down funkcija**, koja omogućuje maksimalno ubrzanje tijekom vožnje ili pretjecanja. Senzor pozicije pedale gasa javlja potrebu velikog ubrzanja, mjenjač se prebacuje, prvo u niži stupanj prijenosa zatim u viši stupanj prijenosa.

**U sportskom programu "S"**, promjena stupnjeva prijenosa vrši se kod visokog broja okretaja motora (najveće snage) po kriteriju postizanja maksimalnog ubrzanja vozila (**Launch-Control funkcija**).



**Slika 6.33. Izbornici programa vožnje (4Motion)**

**U tiptronic stazi** ekonomične vožnje (**D**), koristi se ručni sekvencijalni način upravljanja mjenjačem, što znači da se pomicanjem ručice u jednom smjeru prebacuje u viši stupanj prijenosa, a pomicanjem u drugom smjeru, u niži stupanj prijenosa. S takvim načinom može se kombinirati i promjena stupnja prijenosa tipkama na upravljaču, plus i minus (+/-). Ukoliko se ručno ne prebaci u viši stupanj prijenosa, promjena prijenosa izvršit će se automatski u viši ili niži stupanj prijenosa.

### Mod selektor

Mod selektor (**Drive Mode Selector**) pruža izbor i prilagodbu vožnje uvjetima kretanja i preferenciji vozača: *Snow*, *Street*, *Offroad Individual*, *Offroad*: vožnja po snijegu, *cestovna vožnja (normalno)*, *individualno specifična vožnja* i *terenska vožnja (usponi, nizbrdice)*.

Osim **ekonomičnog D-programa** ili **sportskog S-programa vožnje**, napredni sustavi vuče koriste dodatno prilagođavanje motora, transmisije i ovjesa uvjetima kretanja i stilu vožnje. Rukovanje je jednostavno pomoću selektora s funkcijom okretanja i pritiskanja. Primjerice, kod sportskog stila vožnje iskorištava

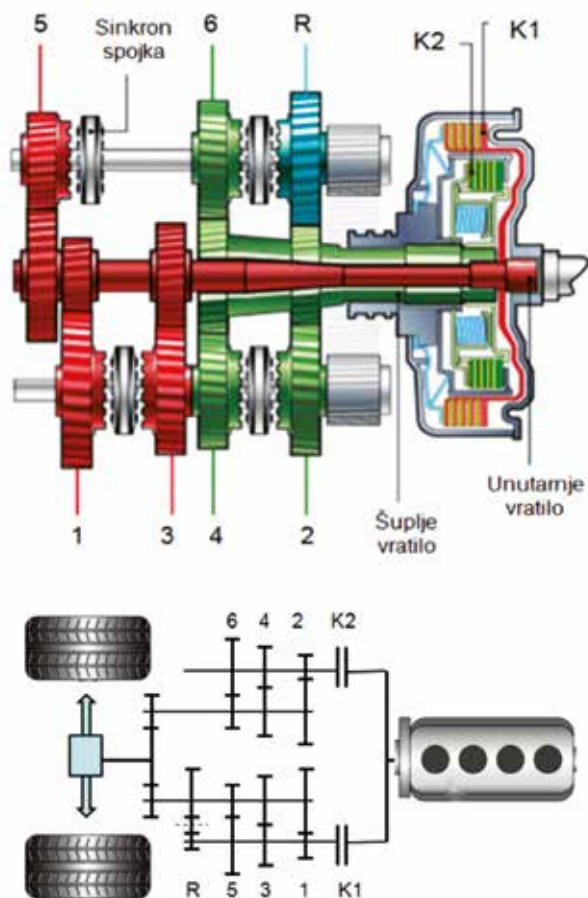
se maksimalna snaga motora, promjena stupnjeva prijenosa na većem broju okretaja, direktno upravljajuće i veće prigušivanje amortizera. Kod vožnje po snijegu i ledu (*snježna pahuljica*), smanjuje se snaga motora i okretni moment. Upravljačka jedinica upravlja aktuatorima ovisno o postavljenim uvjetima na cesti i željenom načinu vožnje. Ovisno o postavljenim uvjetima i stilu vožnje, vozač osjeća blaži ili jači odziv na pedalu gasa. Ove funkcije daju veću stabilnost vozila, bolju vuču i kraći put kočenja.

### Broj stupnjeva prijenosa i prijenosni omjeri

DSG mjenjač, prijenosa nominalnog okretnog momenta 350 Nm, sa 6 stupnjeva prijenosa, koristi dvije uljne spojke K1 i K2, *slika 6.34*. Pomoću K1 spojke uključuju se neparni stupnjevi prijenosa 1, 3, 5, te vožnja unatrag (R), *tablica 6.1*. Pomoću K2 spojke uključuju se 2, 4 i 6 stupanj prijenosa.

**Tablica 6.1. Prijenosni omjeri DSG mjenjača i transmisije (Golf RS32)**

	$i_{mj1}$	$i_{mj2}$	$i_{mj3}$	$i_{mj4}$	$i_{mj5}$	$i_{mj6}$	$i_{mjR}$	$i_o$
$i_{mji}$	2,93	1,83	1,3	0,97	0,77	0,61	2,5	4,8
$i_{tri}$	14,06	8,78	6,24	4,65	3,69	2,93	12,0	



**Slika 6.34. Shema DSG mjenjača**

(dvije spojke; spojka K2 spaja šuplje vratilo, spojka K1 spaja unutarnje vratilo)

### Upravljanje sustavom DSG mjenjača (mehatronika)

Upravljački uređaj za promjenu stupnjeva prijenosa je mehatronički modul. Blok mehatronike smješten je u mjenjaču. Sastoji se od elektrohidraulične jedinice i upravljačke jedinice - procesora. Tu je smještena većina senzora. Upravljački uređaj mjenjača povezan je CA-sabirnicom s drugim sustavima vozila, kao što je upravljački sustav motora i sustav aktivne stabilnosti vozila. Upravljačka jedinica upravlja spojkama **K1** i **K2**, te sinkron spojkama u mjenjaču. Senzori tlaka mjere radne tlakove ulja u spojkama, a senzori temperature nadziru temperaturu ulja kako bi se spriječilo preopterećenje. Upravljački uređaj uspoređuje signale brzine vrtnje sa signalom brzine vrtnje motora i izračunava potrebno klizanje spojki **K1** i **K2**.

Sklop ručice mjenjača sadrži procesor položaja i blokade ručice, *slika 6.35*. Prepoznavanje položaja ručice omogućuju *Hallovi* senzori, a utvrđivanje položaja trajni magneti.



*Slika 6.35. Sklop ručice mjenjača i sklop mehatronike*

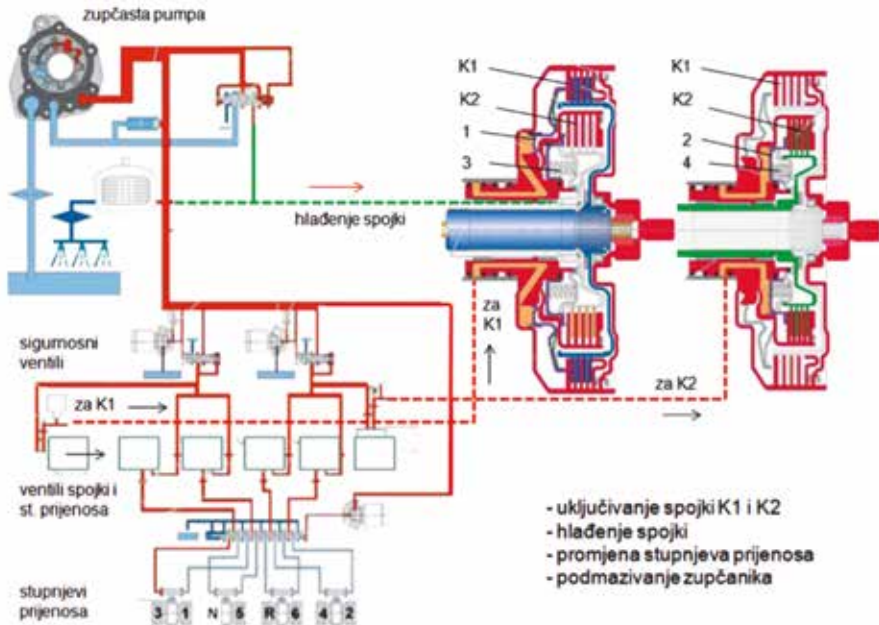
### Hidraulički kružni tok

Hidraulički uređaj mjenjača naizmjenično vrši uključivanje spojki **K1** i **K2**, hlađenje spojki, promjenu stupnjeva prijenosa pomoću sinkron spojki i podmazivanje zupčanika, *slika 6.36*. Sastoji se od zupčaste pumpe s unutarnjim ozubljenjem, ventila spojki, filtera, hladnjaka ulja, kanala i aktuatora. Pumpa dobiva pogon od pogonskog vratila, koje od motora prolazi kroz šuplje pogonsko vratilo do pumpe. Vrijednosti radnog tlaka ulja iznose 5-20 bar, a maksimalni tlak je ograničen ventilom spojke. DSG mjenjač koristi oko 6,5 L ulja **ATF** specifikacije.

Spojka **K1** aktivira se pomicanjem klipa 1 koji pritišće paket lamela. Okretni moment prenosi se preko lamela na pogonsko vratilo. Pri otvaranju spojke, zavojne opruge (3) pritišću klip 1 u početni položaj. Spojka **K1** aktivira se za 1, 3 i 5 stupanj prijenosa.

Spojka **K2** aktivira se pomicanjem klipa 2 koji pritišće paket lamela. Okretni moment prenosi se preko lamela na šuplje pogonsko vratilo. Pri otvaranju spojke, zavojne opruge (4) pritišću klip 2 u početni položaj. Spojka **K2** aktivira se za 2, 4, 6 i R stupanj prijenosa.

U *praznom hodu* - spojke su u neutralnom položaju, nema kontakta između lamela.



Slika 6.36. Hidraulički kružni tok DSG mjenjača s dvije uljne spojke

### Promjena stupnja prijenosa

Jedna spojka prenosi snagu na parne a druga na neparne stupnjeve prijenosa. Kako je jedan mjenjač uvijek uključen, u drugom je mjenjaču već pripremljen sljedeći stupanj, jer je spojka za taj stupanj isključena. Vrijeme promjene prijenosa iznosi 0,3-0,4 sekunde (30-40 ms). Istodobno, jedna spojka se odvaja, a druga uključuje, a njihovo preklapanje omogućuje vrlo brze i gotovo beztrajne promjene prijenosa na temelju kratkog klizanja tih spojki, *slika 6.37.a*. U fazi međusobnog klizanja kratkotrajno su uključene dvije spojke K1 i K2. Nепrekidnost prijenosa okretnog momenta osigurava odnos:

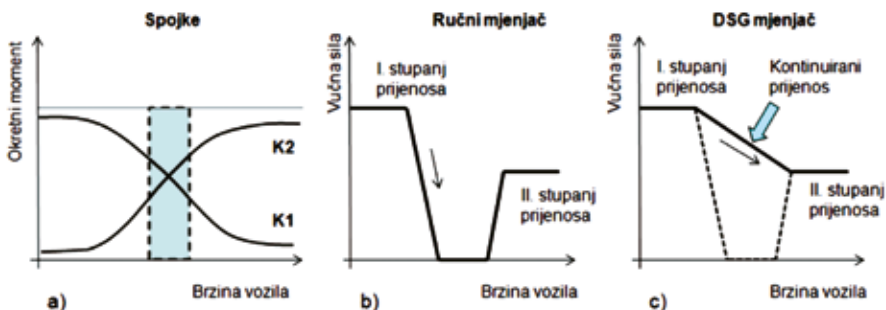
$$M_k i_k + M_{k+1} i_{k+1} > M_{\text{otpora kretanja}} \quad (6.4)$$

$M_k i_k$  - moment prve spojke s prijenosnim omjerom ( $i_k$ )

$M_{k+1} i_{k+1}$  - moment druge spojke koja slijedi po stupnju prijenosa ( $i_{k+1}$ )

$M_{\text{otpora kretanja}}$  - moment otpora od strane kretanja vozila

Usporedba promjene stupnja prijenosa s prekidom snage kod ručnih mjenjača i neprekidnost prijenosa snage kod DSG mjenjača, odnosno vučne sile na kotačima, prikazana je na *slici 6.37.b.c*.



Slika 6.37. Dijagram promjene stupnjeva prijenosa

a - s prekidom vučne sile, b - preklapanje rada spojki, c - bez prekida vučne sile

### **Sinkronizacija promjene stupnja prijenosa**

Ovisno o stupnju prijenosa, stupnjevi prijenosa su jednostruko, dvostruko ili trostruko sinkronizirani. Uz pomoć veće površine trenja, razlike u broju okretaja brže se izjednačavaju pa je potrebna manja sila koja pokreće vilicu prema zadanom zupčaniku. Osnovu sinkronizacije čine mesingani prsteni. Više-struki sinkron prsteni ne dopuštaju pomicanje zupčaste spojke (ogrlice) za čvrsto povezivanje dok se potpuno ne izjednače kutne brzine dijelova koji se spajaju.

Prijenosi 1., 2., i 3., imaju trostruku sinkronizaciju (velike razlike broja okretaja), a prijenosi 4., 5., i 6 jednostruku sinkronizaciju jer razlike u broju okretaja nisu tako velike. Mijenjanje prijenosa vrši se vilicama koje pokreću ogrlicu i elemente sinkrona. Svakom vilicom prebacuju se dva stupnja prijenosa. Aktiviranje vilica vrši se mehatronički. Na svakoj vilici nalazi se trajni magnet kao senzor prepoznavanja točnog položaja pojedinih vilica mjenjača.

### **Tehnika pred-biranja stupnjeva prijenosa**

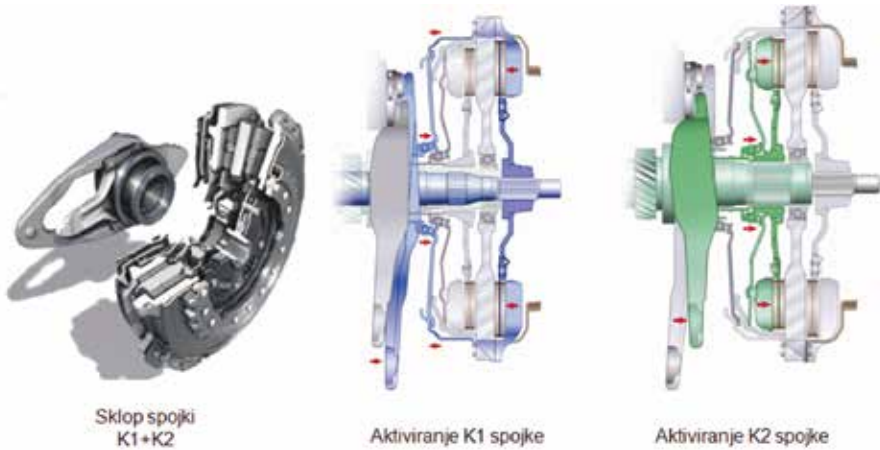
Kako je jedan mjenjač uvijek uključen, u drugom mjenjaču se priprema sljedeći stupanj prijenosa. U vožnji se prati broj okretaja motora i trenutačni stupanj prijenosa. Izračunava se broj okretaja motora *Nextdwn n*, te *ako je on veći od maksimalnog broja okretaja motora, izvodi se naredba pred-biranja višeg stupnja*, jer bi predbiranje i ukopčavanje nižeg stupnja prijenosa rezultiralo povećanjem broja okretaja motora iznad njegova maksimuma.

Ako je u istom koraku *Nextdwn n* manji od maksimalnog broja okretaja motora, računa se *Nextup n*. *Ako je Nextup n manji od minimalnog broja okretaja motora, što znači da bi pri promjeni stupnja prijenosa na više došlo do pada okretaja motora ispod okretaja u praznom hodu, izvodi se pred-biranje nižeg stupnja prijenosa. Ako je Nextup n veći od minimalnog broja okretaja motora, nema pred-biranja.* Vrijeme potrebno za promjenu stupnja prijenosa, kada je pred-biranje izvršeno je puno manje nego kad nije bilo pred-biranja stupnja prijenosa. Kako je sljedeći stupanj već pripremljen na drugom vratilu, čeka se samo na uključivanje spojke.

### **DSG mjenjač sa suhim spojkama**

DSG mjenjač sa 7 stupnjeva prijenosa koristi dvije suhe spojke **K1** i **K2**, *slika 6.38*. **K1** spojka aktivira se pomicanjem veće vilice. Time se napinje tanjurasta opruga koja privlači potisnu ploču, tako se pritišće lamela spojke na zamašnjak, kako bi se prenio okretni moment motora na unutarnje vratilo mjenjača. **K2** spojka aktivira se uz pomoć manje vilice, čime se napinje tanjurasta opruga i pritišće potisna ploča na drugu lamelu koja će prenijeti okretni moment na šuplje vratilo. U *praznom hodu* obje vilice su u neutralnom položaju, kada su tanjuraste opruge otpuštene te nema kontakta između lamele i potisnih ploča. Pomoću **K1** spojke prenosi se 1., 3., 5. i 7. stupanj prijenosa. Pomoću **K2** spojke prenose se stupnjevi 2., 4., 6. i R stupanj prijenosa. Kako je jedan mjenjač uvijek uključen, u drugom mjenjaču pred-biran je sljedeći stupanj prijenosa. Mjenjač koristi dvije vrste ulja, ulje za mehanički dio podmazivanja mjenjača i ulje za mehatroniku. Količina ulja u mehaničkom dijelu DSG mjenjača druge generacije iznosi 1,7 L, a količina ulja u mehatroničkom dijelu iznosi 1,1 L.





Slika 6.38. Dvije suhe spojke K1 i K2

### 6.3.4. Konvencionalni automatski mjenjači

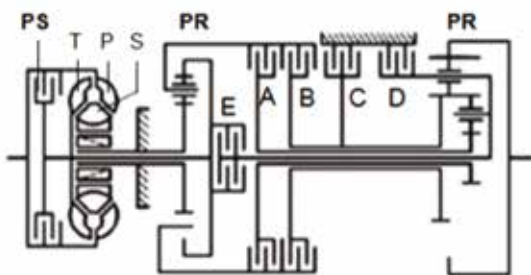
Prvi automatski mjenjači, zvani konvencionalni, tehnološki su unaprijeđeni uvođenjem računalnog sustava brže promjene stupnjeva prijenosa. Takvi se mjenjači sastoje od hidrodinamičkog pretvarača (konvertora), planetarnog mjenjača i sustava mehatronike, *slika 6.39*. U konvertoru se moment povećava i prenosi bez čvrste veze između pumpnog i turbinskog kola uz pomoć ulja koje cirkulira kroz radni prostor. Kod težih vozila, mjenjač sadrži i *retarder*, tj. usporivač vozila.

Konvencionalni automatski mjenjač pruža:

- rasterećenje vozača i povećanje udobnosti vožnje
- promjenu stupnja prijenosa prema programu vožnje.



Stupanj prijenosa	Prijenosni omjer
I	4,17
II	2,34
III	1,52
IV	1,14
V	0,87
VI	0,69
R	3,40



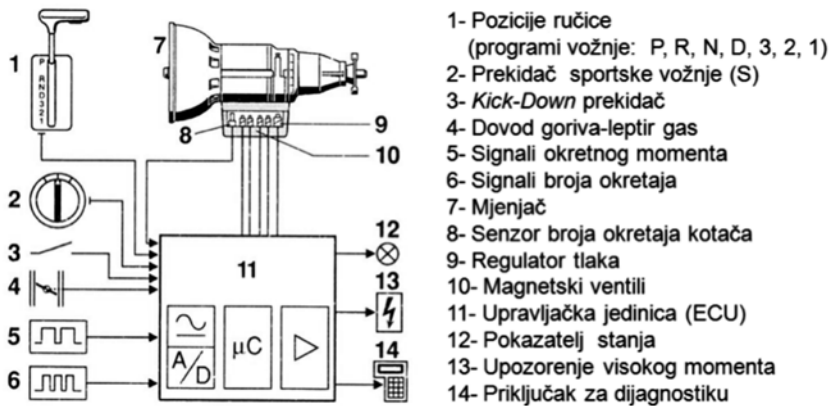
Stupanj prijenosa	Spojke			Kočnice	
	A	B	C	D	E
I	+				+
II	+			+	
III	+	+			
IV	+		+		
V		+	+		
VI			+	+	
R		+			+

Slika 6.39. Presjek i shema automatskog mjenjača (ZF-6 HP26),

prenosna spojka (PS), konvertor (P - pumpa, T - turbina, S - stator) i *Lepelletierov* planetarni mjenjač (PR - planetarni red, A, B, C - spojke, D i E - kočnice)

Automatski mjenjači omogućuju laganu i brzu promjenu stupnjeva prijenosa. Uspostavljanje pojedinog stupnja prijenosa prikazano je na *slici 6.39. desno*. Primjerice, za postavljenje I. stupnja prijenosa treba uključiti spojku **A** i kočnicu **E**, itd. Za vožnju unatrag (**R**) treba uključiti spojku **B** i kočnicu **E**.

Jedna shema upravljanja konvencionalnim automatskim mjenjačem, prikazana je na *slici 6.40*.



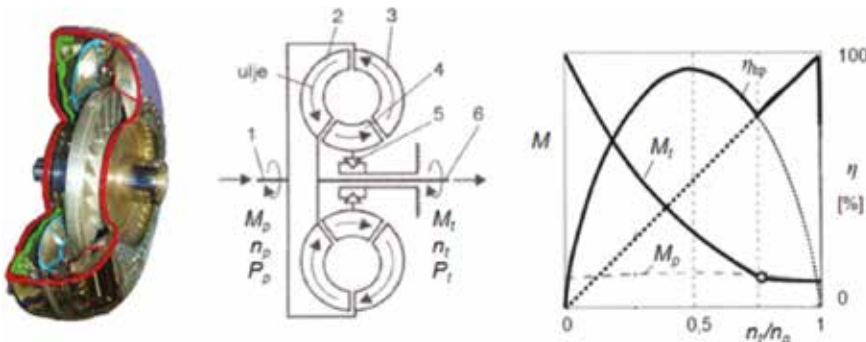
**Slika 6.40. Shema konvencionalnog automatskog mjenjača**

### Pozicije ručice mjenjača i izbor programa vožnje

Kako bi vozač mogao izabrati program vožnje, vozaču su na raspolaganju različite pozicije ručice mjenjača (**P, R, N, D, 3, 2, 1**). Osnovne pozicije su: **P** - parkiranje vozila, **R** - vožnja unatrag, **N** - neutralno, **D** (*drive-pogon*) - ekonomična vožnja, te (1), (2), (3) - vožnja u niskim stupnjevima prijenosa - vuča prikolice / uspon). Sportska vožnja **S** (*sport*) može se odabrati na prekidaču (2). Motor se može startati samo kada je ručica za biranje u **N** ili **P** poziciji. Na instrument ploči vozač može vidjeti odabrane pozicije vožnje.

### a) Hidrodinamički pretvarač momenta (konvertor)

Konvertor se sastoji od tri hidraulična kola (pumpno, turbinsko i statorsko), *slika 6.41*. U zatvorenom krugu uljni radni tlak iznosi oko 3-6 bar. Pumpno kolo vezano je za koljenasto vratilo motora, a turbinsko kolo je vezano za ulazno vratilo planetarnog mjenjača i spojku za premošćivanje pretvarača. Statorsko kolo omogućuje povećanje okretnog momenta motora (1-3 puta kod starta), a povezano je s kućištem preko jednosmjerne spojke (koja omogućuje prijelaz rada hidropretvarača na rad hidraulične spojke). Ovisno o opterećenju i smanjenju broja okretaja turbinskog kola u odnosu na pumpno kolo ( $n_2/n_1$ ), povećanje okretnog momenta automatski se prilagođava otporima kretanja vozila.

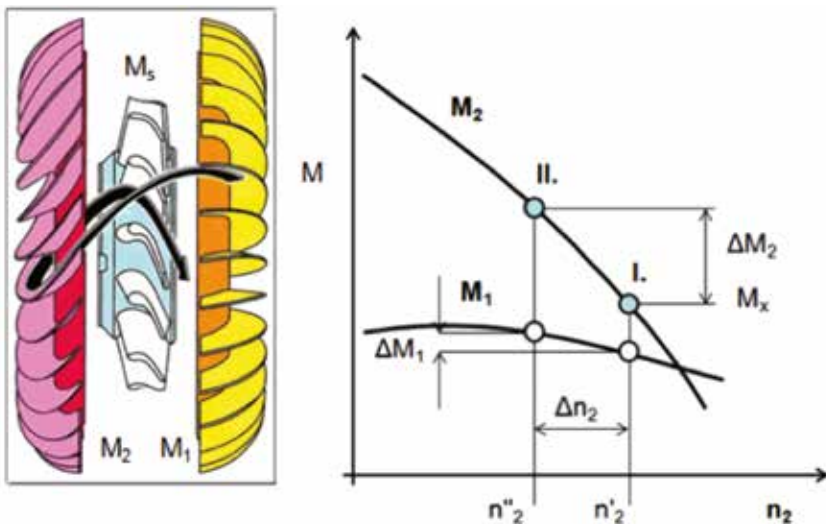


**Slika 6.41. Shema i karakteristika konvertora**

1 - ulazno vratilo, 2 - turbinsko kolo (T), 3 - pumpno kolo (P), 4 - statorsko kolo (S), 5 - jednosmjerna spojka, 6 - izlazno vratilo

### Svojstva konvertora

Promjena momenta na pumpnom i turbinskom kolu, uslijed vanjskog opterećenja prikazana je na *slici 6.42*. S promjenom izlaznog broja okretaja turbine ( $n_2$ ), moment na pumpnom kolu se neznatno mijenja ( $M_p = M_1$ ), dok se moment na turbinskom kolu intenzivno mijenja ( $M_t = M_2$ ). Ako se izlazno vratilo mjenjača optereti momentom  $M_x$ , onda će mjenjač uspostaviti ravnotežu u točki I., u kojoj će se moment turbine  $M_2$  izjednačiti sa momentom opterećenja  $M$ . Kad se vanjsko opterećenje poveća za  $\Delta M$ , mjenjač će uspostaviti novo stanje u točki II., u kojoj će se moment turbine povećati za  $\Delta M_2$  kako bi se izjednačio s momentom otpora koji dolazi od kotača, pritom će broj okretaja turbine pasti za  $\Delta n_2$ . Prema tome, ovisno o vanjskom opterećenju, konvertor obavlja automatsku prilagodbu izlaznog momenta na vratilu turbine.

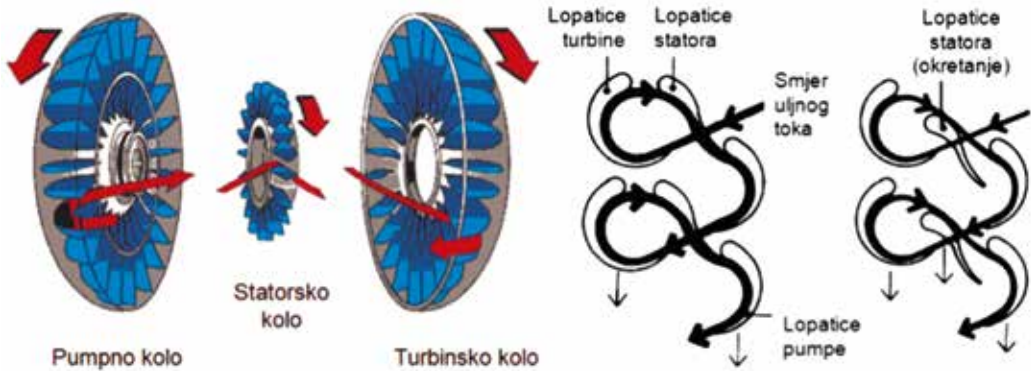


**Slika 6.42.** Promjena okretnog momenta na pumpnom ( $M_1$ ) i turbinskom ( $M_2$ ) kolu

#### Povećanje okretnog momenta

Statorsko kolo ustvari je reaktorsko kolo koje osigurava povećanje okretnog momenta. Ulje koje struji iz turbinskih lopatica udara na lopatice statora nastojeći okrenuti ga u suprotnom smjeru, *slika 6.43*. Međutim, statorsko kolo blokirano je svojom jednosmjernom spojkom, pa se ulje zbog vrlo zakrivljenih lopatica statora ( $\approx 90^\circ$ ) jako usporava. To povećava reaktivnu silu na turbini. Rezultat toga je povećanje okretnog momenta. Zato se turbinsko kolo sporije okreće od pumpnog kola. Konstrukcija statorskog kola izvodi se tako da se može slobodno okretati, kada pretvarač prelazi na rad hidro spojke.

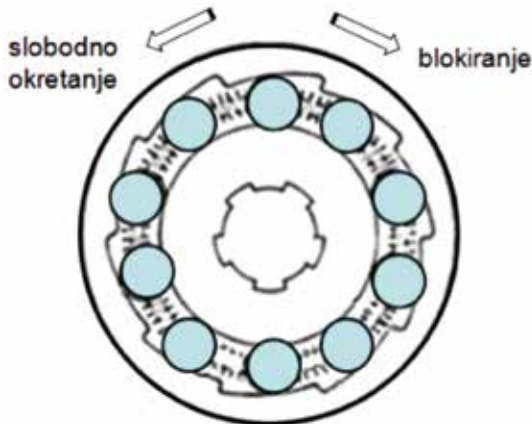
Dakle, pri malom broju okretaja turbine, jednosmjerna spojka statorskog kola osigurava čvrstu vezu statora s kućištem. Statorsko kolo svojim lopaticama preusmjerava ulje i vraća tok ulja na pumpno kolo. Reaktivna sila strujnog toka povećava moment na turbinskom kolu. Na taj se način pri startu vozila na rotoru turbine približno udvostruči okretni moment koji dolazi od motora. To početno povećanje okretnog momenta, obično u omjeru 2:1, porastom broja okretaja se smanjuje, dok ne dostigne omjer 1:1 ( $M_1 = M_2$ ). Tada se okretni moment ne povećava i snaga motora praktički se izravno uz uključivanje prenosne spojke prenosi dalje na planetarni mjenjač. Ulje koje struji, pri većem broju okretaja povuče za sobom i statorsko kolo, koje se na jednosmjernoj spojki okreće u smjeru turbine.



**Slika 6.43. Putanja ulja na nižem i višem broju okretaja**

### *Spojka statorskog kola*

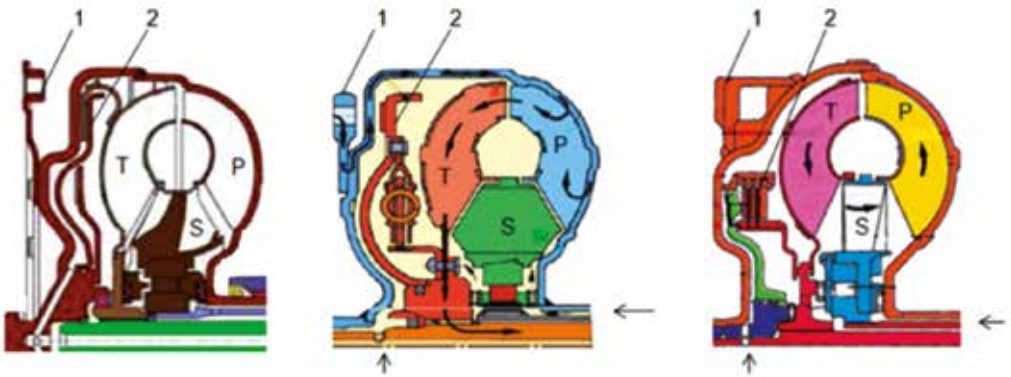
Kod izjednačenja momenta na turbinskom i pumpnom kolu, ne postoji reaktivni moment na statorskom kolu. Kako ne bi stvaralo otpore kretanju statorsko kolo slobodno se okreće u smjeru turbinskog i pumpnog kola, zahvaljujući jednosmjernoj spojki, koja je ugrađena između vratila i statorskog kola, **slika 6.44**. Tada, pretvarač prelazi na rad hidro spojke, čime se povećava stupanj korisnosti pretvarača. Jedsnosmjerna statorska spojka sastoji se od valjaka smještenih u kavez i u konusne žljebove. Blokirani smjer omogućuje prijenos okretnog momenta, a suprotni smjer omogućuje slobodno okretanje statorskog kola.



**Slika 6.44. Shema jednosmjerne statorske spojke s valjcima**

### *Spojka za premošćivanje konvertora (Lock up clutch)*

Spojka za premošćivanje ugrađuje se između zamašnjaka motora i turbinskog kola, **slika 6.45**. Može biti jednolamelasta tarva spojka (s prigušivačima i bez prigušivača torzijskih vibracija) ili višelamelasta spojka. Ulje pod tlakom struji kroz provrt pogonskog vratila na lijevu stranu spojke čime otklanja tanjur od zamašnjaka i isključuje prenosnu spojku. Višelamelastom spojkom upravlja se hidrauličkim uljem koje dolazi kroz provrt pogonskog vratila i preko klipa ostvaruje pritisak na lamele za prijenos snage. Upravljačka jedinica mjenjača uz pomoć tlaka programski upravlja prenosnom spojkom koja se uključuje nakon dostizanja točke kod koje pretvarač počinje raditi kao hidraulička spojka.



**Slika 6.45. Hidrodinamički pretvarač s tarnom spojkom (lijevo) i prigušivačem torzijskih vibracija (sredina) i višedelastom spojkom (desno), 1 - zupčanik pokretanja motora, 2 - spojka za premošćivanje**

### Zaključak o konvertoru

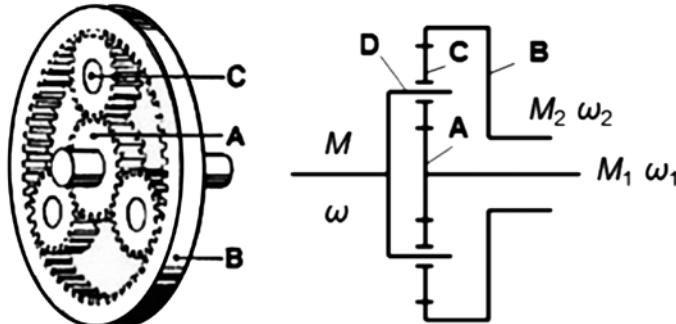
Karakteristike primjene hidrodinamičkog pretvarača jesu: kompaktna konstrukcija, rad bez buke, meko pokretanje vozila, okretni moment povećava se automatski prema otporima vožnje, a pritom potpuno prigušuje torzijske vibracije i udarce. Kod velikih brzina kretanja i kod kočenja vozila, pretvarač se isključuje iz prijenosa snage uz pomoć spojke za premošćivanje, čime se ostvaruje direktan prijenos snage od motora na planetarni mjenjač.

### b) Planetarni mjenjač

Budući da povećanje okretnog momenta u hidrodinamičkom konvertoru nije dovoljno za sve potrebe vožnje, dodaje se planetarni mjenjač koji to omogućuje većim brojem stupnjeva prijenosa. Planetarni mjenjači prikladni su zbog manje mase i dimenzija u odnosu na druge mjenjače, a omogućuju lakšu automatizaciju promjene stupnjeva prijenosa bez prekida toka snage. Aktiviranjem frikcijskih elemenata na planetarnom mjenjaču postižu se potrebni prijenosni omjeri. Planetarni mjenjač sastoji se od planetarnih redova, te spojki i kočnica, koje se aktiviraju hidraulički prema programu automatskog upravljanja. Prijenos momenta nastaje pod djelovanjem uljnog tlaka na čelo klipa spojki, čime se stvara trenje između lamela.

### Jednostavni planetarni red

Elementi jednostavnog planetarnog reda jesu: središnji zupčanik (sunce), sateliti (planeti) i vanjski zupčanik, te nosač satelita, *slika 6.46.*



**Slika 6.46. Jednostavni planetarni red: A - središnji zupčanik, B - vanjski zupčanik, C - satelit, D - nosač satelita**

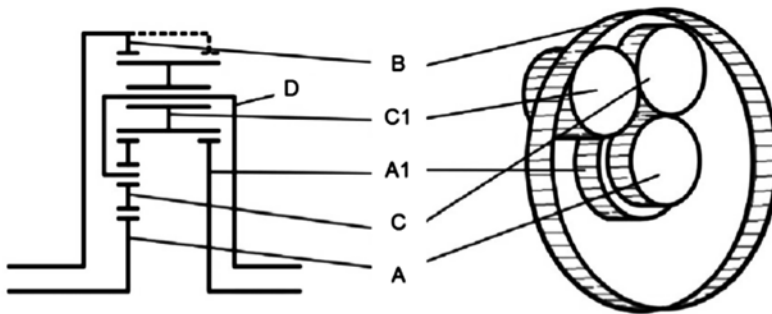
Zupčanici su u stalnom zahvatu. Svaki od njih može biti pogonski, gonjeni ili kočeni element. Različiti stupnjevi prijenosa postižu se kočenjem nekog od nepogonskih elemenata, uz pomoć ugrađenih spojki i kočnica, **tablica 6.2**.

**Tablica 6.2. Mogućnosti prijenosnih omjera kod planetarnog rada**

Pogonski element	Gonjeni element	Kočeni element	Prijenosni omjer	Napomena
A	C	B	$i = 1 + Z_B / Z_A$	$2,5 \leq i \leq 5$
B	C	A	$i = 1 + Z_A / Z_B$	$1,25 \leq i \leq 1,67$
C	A	B	$i = 1 / 1 + Z_B / Z_A$	$0,2 \leq i \leq 0,4$
C	B	A	$i = 1 / 1 + Z_A / Z_B$	$0,6 \leq i \leq 0,8$
A	B	C	$i = - Z_B / Z_A$	$-4 \leq i \leq -1,5$
B	A	C	$i = - Z_A / Z_B$	$-0,25 \leq i \leq -0,67$

### Složeni planetarni sklop

Jednostavni planetarni red nije dovoljan jer ne pruža dovoljan broj stupnjeva prijenosa za mjenjač. Zbog toga se serijski spajaju dva ili tri planetarna reda (obično 3). Poznato je više takvih sklopova (prema izumiteljima: *Wilson*, *Simpson*, *Ravigneaux* i *Lepelletier*). *Wilsonov* sklop spoj je više osnovnih planetarnih redova, s višemelastim spojkama i pojasnim kočnicama za upravljanje. *Simpsonov* sklop čini spoj dvaju planetarnih redova sa zajedničkim središnjim zupčanicom. *Ravigneauxov* sklop čini spoj dvaju planetarnih redova sa zajedničkim vanjskim zupčanicom, te spojkama i kočnicama za upravljanje, **slika 6.47**.



**Slika 6.47. Ravigneauxov planetarni sklop**

A, A1 - središnji zupčanici, B - vanjski zupčanik, C, C1 - sateliti, D - nosač satelita

*Lepelletierov* sklop sastoji se od *Ravigneauxova* sklopa i jednog planetarnog reda, **slika 6.39**. Taj sklop češće se koristi u automatskim mjenjačima. Kombinacijom uključivanja spojki i kočnica ostvaruje se šest stupnjeva prijenosa za vožnju naprijed i jedan prijenos za vožnju unatrag. Mehatroničko upravljanje proklizavanjem omogućuje bezprekidnost prijenosa snage.

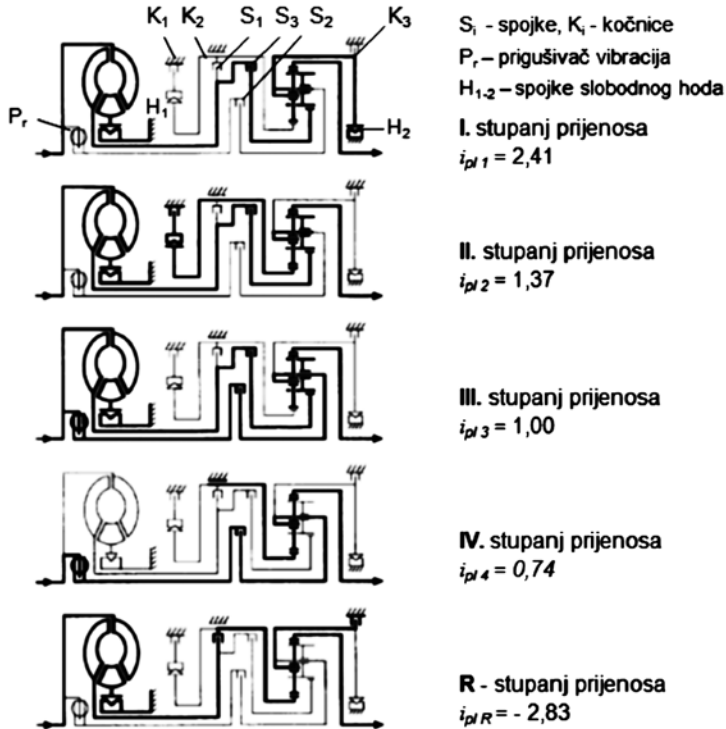
### Tok prijenosa snage

Tok prijenosa snage u pojedinim stupnjevima prijenosa prikazan je na primjeru ZF mjenjača 4+1, **slika 6.48**. Okretni moment motora prenosi se preko konvertora, aktivirane spojke i kočnice, do zupčanika planetarnog reda, te do izlaznog vratila. U IV. stupnju prijenosa pretvarač momenta nije aktiviran, jer je uključena spojka za premošćivanje ( $S_2$ ).

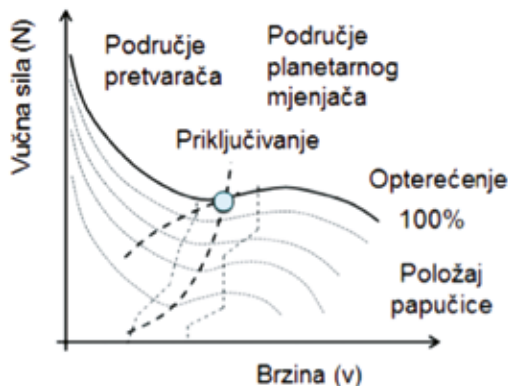
Na **slici 6.49** prikazana je krivulja vučne sile na pogonskim kotačima. Može se uočiti područje rada pretvarača, područje priključivanja premosne spojke i područje rada planetarnog mjenjača. Očit je

utjecaj konvertora na vučne karakteristike u pojedinom stupnju prijenosa, jer je produženo područje uporabe svakog stupnja mjenjača. Također, sukladno poziciji papuče gasa može se procijeniti parcijalno opterećenje mjenjača.

Hidraulički uređaj služi za osiguranje radnog tlaka u konvertoru i za promjenu stupnja prijenosa u planetarnom mjenjaču. Pritom, ulje omogućuje podmazivanje i hlađenje dijelova mjenjača. Sastoji se od zupčaste pumpe, filtera, hladnjaka, upravljačkih ventila i ATF ulja. Hidraulička pumpa dobiva pogon od pumpnog kola pretvarača i osigurava radni tlak u pretvaraču (3–4 bar), *slika 6.45*. Tako visoki tlak sprječava pojavu *kavitacije* i oštećenja konvertora. Tok strujanja ulja prema spojka i kočnicama za uključivanje određenog stupnja prijenosa, sukladan je izboru programa odnosno položaju ručice mjenjača.



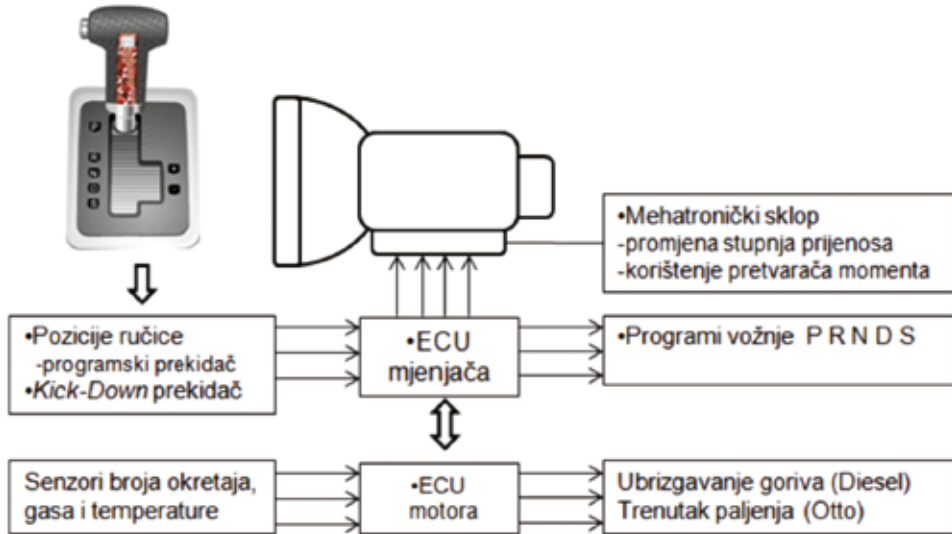
Slika 6.48. Tok snage u pojedinim stupnjevima prijenosa mjenjača ZF 4 HP 14



Slika 6.49. Promjena vučne sile na kotačima

### c) Elektroničko upravljanje

Upravljačka jedinica mjenjača je sastavni dio mehatroničkog sklopa. Hidraulične komponente mjenjača povezane su s upravljačkim sklopom jedinice koji preuzima logičku funkciju regulacije i upravljanja promjenom stupnjeva prijenosa. Sustav elektroničkog upravljanja promjenom stupnja prijenosa prikazan je na *slici 6.50*.



**Slika 6.50. Shema sustava promjene stupnja prijenosa automatskog mjenjača,**

ECU - mjenjača (ESG - *Electronic gearbox system*), ECU motora (*Engine Control Unit*)

Izborom programa vožnje, upravljačka jedinica mjenjača ECU odlučuje o:

- izboru stupnja prijenosa
- točki prebacivanja stupnja prijenosa (< 0,2 s)
- uključivanju spojke za premošćivanje
- kvaliteti promjene stupnja prijenosa (promjena tlaka ulja u spojkama)
- smanjenju trzaja pri promjeni prijenosa bez prekida toka snage (smanjenje okretnog momenta slijedi: manja količina ubrizgavanja goriva ili kasno paljenje, smanjenje tlaka na jednoj spojki i istovremeno povećanje na drugoj spojki koja uključuje slijedeći stupanj prijenosa).

Općenito, prebacivanje u niži stupanj prijenosa izvodi se na nižim brojevima okretaja, a u viši stupanj prebacuje se na višim brojevima okretaja motora. U sportskom programu promjena stupnjeva prijenosa odvija se na visokom brojevima okretaja motora. Zbog toga vozilo ima i veću potrošnju goriva. Kod nekih mjenjača postoji zimski program (*Winter*) koji omogućuje da se vozilo pokreće iz višeg stupnja prijenosa (npr. trećeg stupnja), kako bi se smanjio okretni moment i spriječilo proklizavanje kotača. Automatski mjenjači mogu biti opremljeni i posebnim funkcijama, kao što je primjerice AGS funkcija adaptivnog upravljanja mjenjačem (*AGS-Adaptive Getriebe Steuerung, Adaptive gearbox control*).

#### **Adaptivno upravljanje mjenjačem (AGS)**

Promjena stupnja prijenosa uglavnom se temelji na vozačevu izboru stila vožnje, a korekcije se izvode prepoznavanjem uvjeta vožnje. Na temelju kriterija prepoznavanja uvjeta vožnje, AGS funkcija bira odgovarajući podprogram iz niza postojećih programa.



Primjeri korekcija:

- prepoznavanje zimskih uvjeta (snijega) ostvaruje na temelju razlike broja okretaja kotača pogonske i nepogonske osovine, zatim slijedi izbor programa vožnje s manjim okretanim momentom (viši stupanj prijenosa),
- prepoznavanje vožnje nizbrdo sprječava se uključivanje viših stupnjeva prijenosa, kako bi se moglo iskoristiti kočenje motorom,
- prepoznavanje vožnje u zavoju, pri bržem ulasku u zavoj ne prebacuje se mjenjač u viši stupanj prijenosa pa je vozilo stabilnije,
- prepoznavanje izbora stupnja prijenosa od strane vozača, elektronika nadzire ručnu *Tip-tronic/Septronik* promjenu; ako su uvjeti povoljni dolazi do promjene stupnja prijenosa; u suprotnom elektronika prebacuje kad se uvjeti zadovolje.

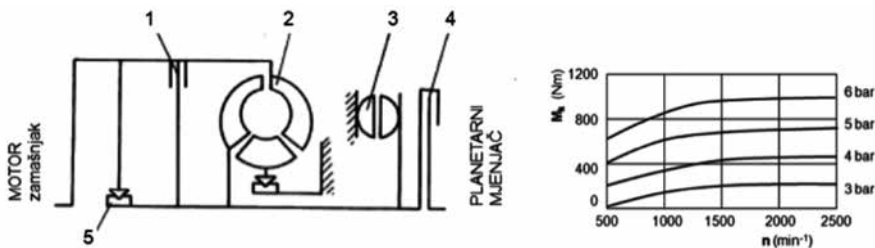
### *Kick-Down funkcija*

U cilju ubrzanja vozila (npr. kod pretjecanja), tj. kada se pritisne papučica gasa do graničnika (senzora), aktivira se *Kick-Down* funkcija mjenjača koja uključuje prvo niži stupanj radi povećanja momenta, a zatim viši stupanj tek onda kad motor razvije najviši dopušteni broj okretaja. Mjenjač prihvaća *Kick-Down* funkciju samo ako trenutačna brzina vožnje to dopušta, tj. motor ne smije prijeći granični broj okretaja. Primjerice, kod prepoznavanja signala naglog ubrzanja u 4 stupnju prijenosa, mjenjač se prebacuje u 3, ali ako se papučica gasa drži dulje onda se prebacuje čak u 2 stupanj prijenosa, zatim redom do 5. stupnja prijenosa.

### *d) Retarder i kočna karakteristika mjenjača*

Na teškim vozilima i strojevima (radi sigurnosti kretanja) koriste se trajne kočnice, što je posebno važno na nizbrdicama. Nazivaju se usporivači ili retarderi koji se obično ugrađuju u automatske mjenjače između konvertora i planetarnog mjenjača, *slika 6.51*. Retarder je hidrodinamička kočnica koja se sastoji od rotorskog i statorskog kola. U višim stupnjevima prijenosa spojka za premošćivanje (1) automatski se uključuje pa se tako zaobilazi konvertor.

Proces kočenja aktivira se ručnim ili nožnim ventilom u određenom stupnju prijenosa. Prilikom kočenja vozila, jednosmjerna spojka služi za uspostavljenje čvrste veze između motora i transmisije (bez te spojke nije moguće kočenje motorom). S povećanjem uljnog tlaka i broja okretaja, raste kočni moment na rotoru retardera ( $M_R$ ), odnosno na vratilu mjenjača, zbog čega dolazi do usporavanja vozila u kratkom vremenu. Intenzitet kočenja ovisi o uključenom stupnju prijenosa, broju okretaja rotora i povećanju uljnog tlaka (3-6 bar). Posljedica trenja strujanja ulja jest jako zagrijavanje pa se ulje mora hladiti u izmjenjivaču topline, koji je sastavni dio mjenjača.



**Slika 6.51. Shema mjenjača s retarderom i karakteristika retardera**

1 - spojka za premošćivanje; 2 - konvertor; 3 - retarder; 4 - planetarni mjenjač; 5 - jednosmjerna spojnica

## Zaključak

Konvencionalni automatski mjenjač u odnosu na mehaničke mjenjače, pružaju udobniju vožnju i manji zamor vozača.

Hidrodinamički konvertor okretnog momenta pruža:

- veliko povećanje okretnog momenta motora
- automatsku prilagodbu snage otporima kretanja
- povećanje prohodnosti i startanja na klizavom terenu
- olakšano kočenje u vožnji vozila
- prigušivanje torzijskih vibracija između motora i transmisije
- duži vijek trajanja dijelova transmisije.

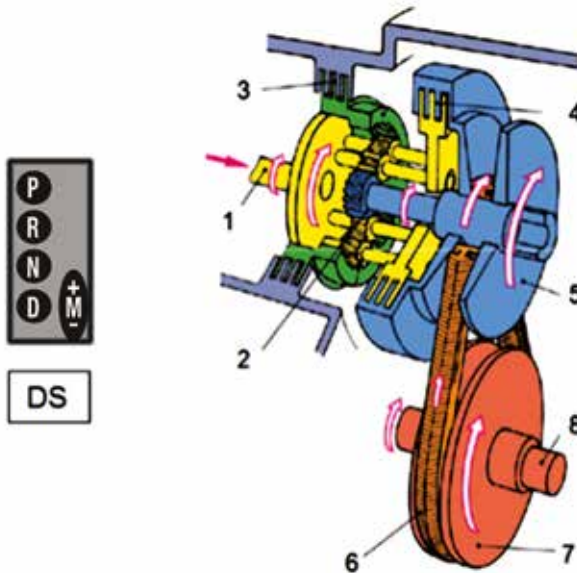
Planetarni mjenjač omogućuje:

- povećanje okretnog momenta s nekoliko stupnjeva prijenosa
- lakšu automatizaciju upravljanja bez prekida snage.

Mane konvencionalnog automatskog mjenjača jesu: niži stupanj djelovanja, veća potrošnja goriva, viša cijena i složenost popravka.

### 6.3.5. CVT automatski mjenjači

CVT automatski mjenjač pruža kontinuiranu promjenu stupnjeva prijenosa (*CVT-Continuously Variable Transmission*). Naziva se često varijator, a kod proizvođača vozila nosi komercijalni naziv (npr. *ZF Eco Tronic*, *Audi Multitronic*). Kontinuirani prijenosnik tipa varijatora je napredniji oblik prijenosa snage u odnosu na zupčaste prijenosnike, jer je tok okretnog momenta stalan (nije isprekidan). U odnosu na konvencionalni automatski mjenjač, CVT mjenjač nudi veće ubrzanje vozila, veći komfor vožnje i manju potrošnju goriva. Na presjeku CVT mjenjača *ZF VT1F Eco Tronic*, prikazani su osnovni dijelovi, *slika 6.52*.



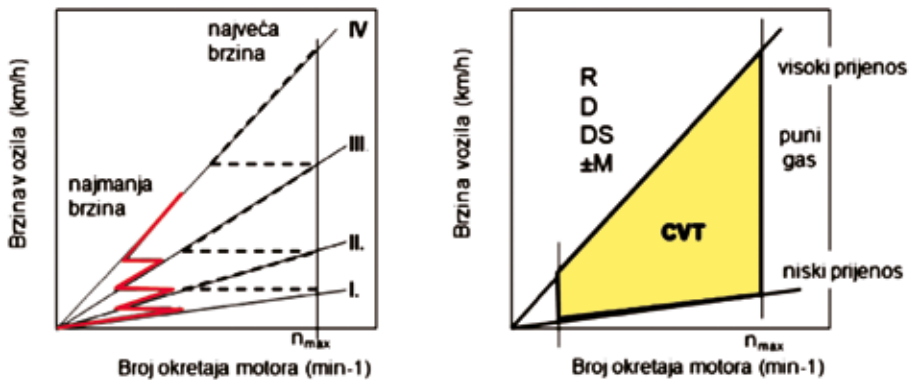
**Slika 6.52. Presjek CVT mjenjača ZF VT1F Eco Tronic (Mini Cooper)**

- 1 - ulazno vratilo, 2 - planetarni prijenosnik, 3 - spojka za kretanje unatrag (R), 4 - spojka za kretanje naprijed (D), 5 - pogonska remenica, 6 - metalni remen, 7 - gonjena remenica, 8 - izlazno vratilo

Proizvođač vozila **DAF** (*Van Doorne's Aahangwagen Fabriek*) razvio je **CVT** mjenjač pod nazivom *Variomatic*, s gumenim remenima 1958. godine. Zbog nemogućnosti prijenosa većih snaga, manjeg stupnja iskorištenja i stvaranja velike buke, bili su potisnuti u drugi plan. S pojavom novih materijala i načina upravljanja omogućen je njihov ponovni razvoj tako da se danas u primjeni nalaze s metalnim remenom. U primjeni se također nalaze **CVT** konstrukcije s tarnim diskovima (*Nissan Extroid*). Najveći broj **CVT** mjenjača prenosi okretni moment od 150 do 200 Nm. Suvremene izvedbe mjenjača prenose veće okretno momente od 300 do 350 Nm.

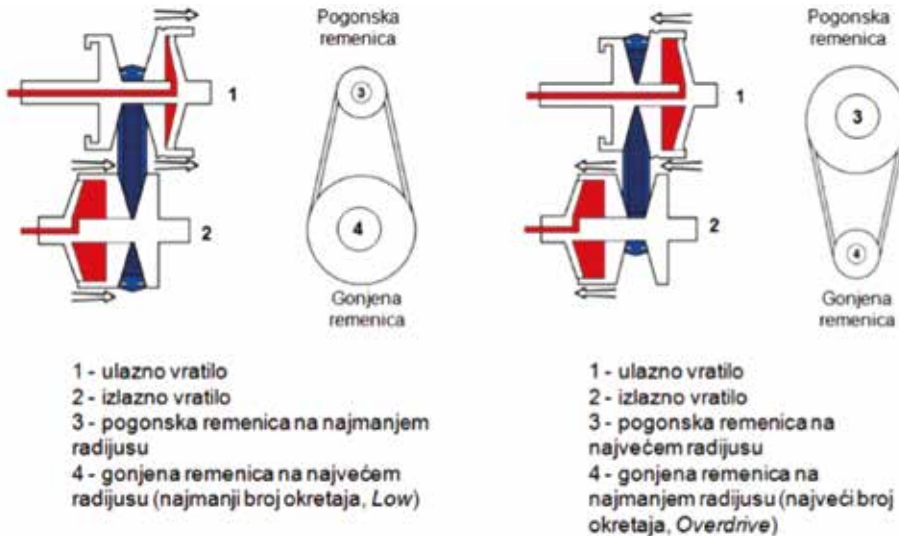
### Usporedba CVT mjenjača i konvencionalnog mjenjača

Dijagrami brzina konvencionalnog automatskog mjenjača i CVT mjenjača prikazani su na *slici 6.53*. Kod ručnog i konvencionalnog mjenjača, promjena stupnjeva mijenja se prema gore (prema većoj brzini) i slijedi *masne* i *crtkane linije* ovisno o broju okretaja odnosno dovodu goriva (gasu). To je najčešće u području najmanje potrošnje goriva ili u području korištenja maksimalne snage motora. Kod **CVT** mjenjača, dostupan je cijeli raspon omjera između niskog i visokog stupnja prijenosa (*Low, Overdrive*). Ručni i konvencionalni automatski mjenjači imaju ograničeni broj prijenosnih omjera, 4, 5 ili 6, a CVT mjenjači nude neograničeni broj stupnjeva prijenosa, jer se automatski prilagođava otporima kretanja vozila. Kod ručnog i konvencionalnog mjenjača, pri prebacivanju u višu brzinu, broj okretaja motora pada. To nije slučaj s **CVT**-om, jer **CVT** mjenjač promjeni prijenosni omjer na izravnom konstantnom broju okretaja motora.



**Slika 6.53. Dijagram brzina konvencionalnog mjenjača i CVT mjenjača**

Ključni sklop **CVT** mjenjača je varijator koji se sastoji od dviju V-remena i klinastog metalnog remena ili metalnog lanca. Snaga motora prenosi se s pogonske na gonjenu remenicu bez prekida, čime se ostvaruje beskonačan broj prijenosnih omjera. Promjena prijenosnog omjera odvija se sinkroniziranim približavanjem i razmicanjem polutki dviju konusnih remena. Presjek i principijelna shema rada **CVT** mjenjača prikazana je na *slici 6.54*. Silom potiskivanja remena (između pomične polutke, remena i nepomične polutke) održava se sila trenja i prijenos okretnog momenta.



Slika 6.54. Shema rada varijatora

### Prijenosni omjer varijatora

Uzdužnim pomicanjem polovica konusnih remenica pogonski radijusi gonjene i pogonske remenice mijenjaju se, a prema tome i izlazni okretni moment i broj okretaja. Prijenosni omjer varijatora jest omjer polumjera gonjene i pogonske remenice, odnosno ulaznog i izlaznog broja okretaja:

$$i_v = r_2 / r_1 = n_1 / n_2 \quad (6.5)$$

$$i_v = 0,4 - 2,4$$

Mehanički prijenosnici koji se koriste za prijenos snage između remenica mogu biti različiti s obzirom na konstrukciju. Najčešće su to fleksibilni *metalni remeni* i *metalni lanc*. S obzirom na to da se pritom snaga prenosi putem trenja između frikcijskih površina remenice i metalnog remena, postoji određeno klizanje i gubici. Stupanj korisnosti varijatora pada s povećanjem snage koja se prenosi.

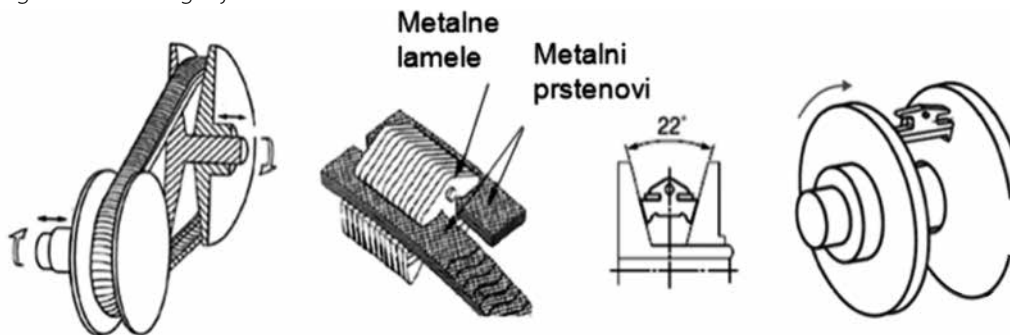
### Metalni remen i metalni lanac

Dvije najčešće izvedbe mehaničkog prijenosnika snage između dviju V-remenica, s metalnim remenom i metalnim lancem, prikazani su na *slici 6.55.* i *slici 6.60.* Međuosni razmak između središta pogonske i gonjene remenice nije velik, iznosi, primjerice 155 mm (ZF VT1F). Svaka remenica sadrži po jednu pomičnu polutku koja je aksijalno pokretljiva. Pomična polutka gonjene remenice pod pritiskom je zavojne opruge, čime je osiguran početni radni promjer. Konus jedne polutke iznosi 11 stupnjeva a ukupni konus remenice iznosi 22 stupnja. Koristi se remen širine 24 mm, a za prijenos većih okretnih momenata koristi se remen od 30 mm. Metalni remen hladi se mlazom ulja. Pokretne polutke remenica postavljene su dijagonalno radi smanjenja poprečnog izvijanja remena u tijeku promjene prijenosnog omjera. Svaka pomična polutka remenica spojena je s hidrauličnim aktuatorom. Hidraulični tlak kontroliran je elektroničkom upravljačkom jedinicom (ECU).

### CVT remen

CVT remen izrađen je od velikog broja poprečno postavljenih metalnih lamela (klizača) i višeslojnog metalnog prstena s obje strane remena (čelična traka), *slika 6.55.* Sastoji se od 450 lamela (članaka) i dvije metalne trake sastavljene od po 12 tanih slojeva sa svake strane. Pod tlačnom silom se prenosi pritisak na čelične lamele između polutke remenica, koje ostvaruju silu trenja na kosini remenica. Če-

lične lamele prenose pogonsku silu sažimanjem između konusa remenica, a čelične trake održavaju putanju između pogonske i gonjene remenice. Pokretna remenica pod silom aksijalnog pomicanja ili razmicanja varijatora mijenja širinu remenice, odnosno radijusa remenice. Tlačna sila remena nastaje pod djelovanjem uljnog tlaka u hidrauličnim aktuatorima, koristeći okretni moment motora, brzinu pogonske i brzinu gonjene remenice.



**Slika 6.55. Struktura CVT remena varijatora (ZF VT1F)**

### Pozicije ručice mjenjača i stil vožnje

Pozicije ručice mjenjača složene su redom: **P, R, N, D, ±M** (6 stupnjeva). Vozač bira program vožnje izborom pozicije **D** - standardni ili **±M** - ručni/sekvencijalni način promjene stupnja prijenosa. U položaju **D** ručice, vozilo će se kretati u ekonomičnom programu vožnje. Izbor sportske vožnje dobiva se pritiskom na **DS** gumb izbornika. Dakle, vozač može koristiti automatsku promjenu u dva programa (**D** ili **DS**) ili ručnu promjenu (**±M**). Ručno korištenje podrazumijeva kretanje po programu sa 6 stupnjeva prijenosa (u ovisnosti o poziciji ručice mjenjača, poziciji papučice gasa i brzini vozila). Broj pozicija ručice i programa mjenjača **VT1F** vozila *Mini Cooper* i karakteristike prijenosa prikazani su **tablici 6.3**.

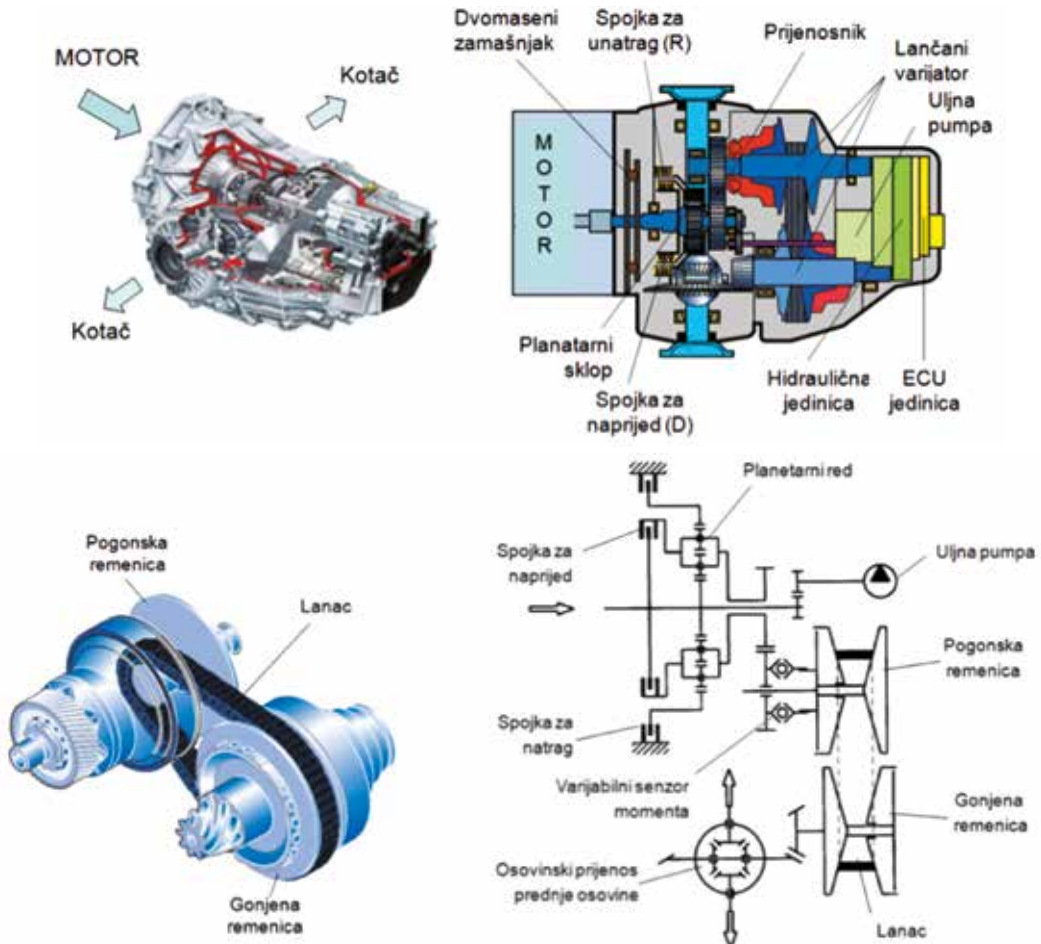
**Tablica 6.3. Pozicije ručice CVT mjenjača ZF VT1F EcoTronic**

Pozicije ručice mjenjača		Napomena:
Pozicija <i>lijevo</i>	Pozicija <i>desno</i>	Pozicije ručice prikazuju se na brzinomjeru (P R N D 1 2 3 4 5 6 EP), <i>DS gumb</i> EP - postoje greške u mjenjaču ( <i>slijedi</i> vuča vozila)
Parkiranje <b>P</b>		Blokiran prijenos. Motor se može startati ali uz pritisak na papučicu kočnice.
Natrag <b>R</b>		Položaj za vožnju unatrag ( <b>R</b> ). Motor ima ograničen broj okretaja 4000 min <sup>-1</sup> .
Neutralni <b>N</b>		Prijenos otvoren. Motor ima ograničen broj okretaja 4000 min <sup>-1</sup> . Ne gurati ni vući vozilo.
Naprijed <b>D</b>		Položaj za vožnju naprijed ( <b>N</b> ). Standardna ili ekonomična vožnja, najmanja potrošnja goriva.
Sport <b>DS</b> ( <i>gumb</i> )		Sportska vožnja ( <b>DS</b> -program) promjena prijenosnog omjera na 20% većem broju okretaja motora, što daje veće ubrzanje vozila.
	Ručno <b>±M</b> <b>1, 2, 3, 4, 5, 6</b>	Virtualna ručna promjena prijenosa, 6-stupanjski prijenos temeljen na softveru. Omjeri stupnjeva prijenosa jesu: 0,562; 0,675; 0,847; 1,117; 1,622; 2,416.

Upravljačka jedinica mjenjača (ECU) odlučuje o povećanju ili smanjenju prijenosnog omjera u skladu višim ili nižim brojem okretaja motora. U **D** - programu to je na nižim, a u **DS** - sportskom programu na višim brojevima okretaja motora. Pomicanje pokretnih polutki pogonske i gonjene remenice i potiskivanje remena izvodi se uz pomoć hidrauličnih aktuatora. Uljna pumpa hidrauličkog uređaja mjenjača dobiva pogon od nosača satelita i vratila, a ostvaruje uljni tlak u aktuatorima 40-50 bar. Osim za upravljanje, ulje služi za podmazivanje i hlađenje dijelova. ECU jedinica i blok mehatronike smješten je u stražnjem kućištu mjenjača.

### a) CVT mjenjač *Multitronic*

CVT *Multitronic* je automatski mjenjač s kontinuiranom promjenom prijenosnog omjera i osovin-skim prijenosnikom, tvrtka *Audi*, *slika 6.56*.

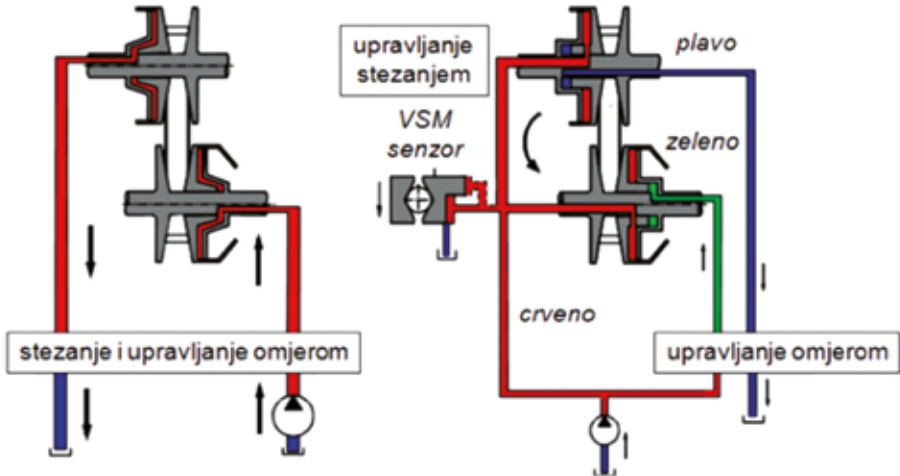


**Slika 6.56. Koncept i kinematička shema CVT *Multitronic* mjenjača (EX 335) s osovinskim prijenosnikom, nominalni okretni moment  $M=335$  Nm, prijenosni omjer planetarnog reda  $i_p=1$ , omjer reduktora  $i_r=1$ , omjer variatora između  $i_v=0,4-2,4$ , osovinski omjer  $i_o=4,78$ .**

Moment motora se prenosi preko zamašnjaka s prigušivačem torzijskih vibracija ili dvomasenog zamašnjaka (ovisno o varijanti motora) na planetarni prijenosnik i reduktor. Uključena spojka planetarnog reda omogućuje smjer kretanja vozila naprijed (D), a uključena kočnica – smjer unatrag (R). Dva

seta remenica varijatora istovremeno se prilagođavaju prijenosu uz pomoć *varijabilnog senzora okretnog momenta (VSM)* tako da je lanac napet, a trenje dovoljno za prijenos momenta.

Važno je osigurati preciznu kontrolu stezanja pogonske remenice radi održavanja trenja između remena i remenica. Stoga treba osigurati faktor sigurnosti prijenosa uz pomoć sile potiskivanja remena. Komparacija dvaju hidrauličnih sustava potiskivanja remena, standardnog i suvremenog sustava, prikazana je na *slici 6.57*. Standardni sustavi imaju jedan hidraulični cilindar na pokretnoj strani pogonske remenice i drugi na izlaznoj strani gonjene remenice (lijevo). Uljnim tokom upravlja ECU jedinica koja određuje tlak u cilindrima sukladno potrebnom prijenosnom omjeru.



**Slika 6.57. Hidraulično potiskivanje remena, standardni sustav (lijevo) i dvostruki sustav (desno)**

CVT Multitronic koristi varijabilni senzor okretnog momenta (VSM) koji osigurava funkcionalnu sigurnost na temelju održavanja faktora sigurnosti stezanja remena. VSM senzor se sastoji od mehanizma sigurnosne stezne spojke i dvostrukog klipa hidromehaničkog aktuatora (LuK), *slika 6.57. desno*.

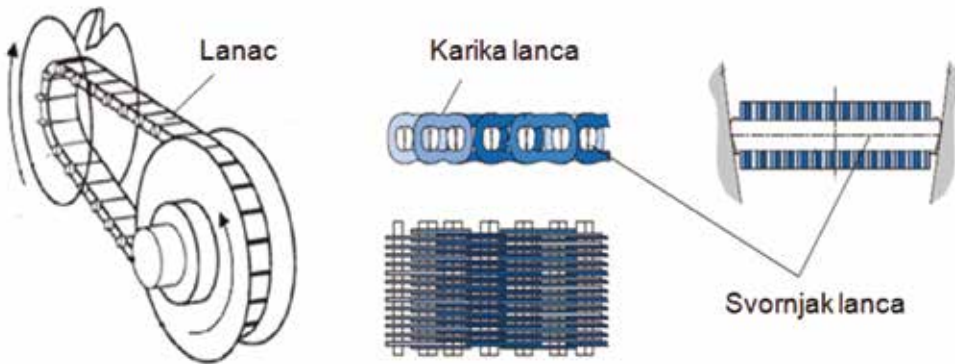
Za razliku od standardnog sustava, model dvostrukog sustava dijeli hidraulički cilindarski prostor na dva dijela (dva klipa):

- glavne površine za stezanje pogonske remenice (crveno, *clamping*-stezanje), i
- odvojene manje parcijalne površine (plavo i zeleno) koje služe za brzo i fino prilagođavanje sile stezanja remena, bez trzaja i klizanja.

Potiskivanje remena odvija se postupno pa ne dolazi do prekoračenja sile. Tako se održava postupan i konstantan faktor sigurnosti oko 25% iznad granice klizanja.

### CVT lanac

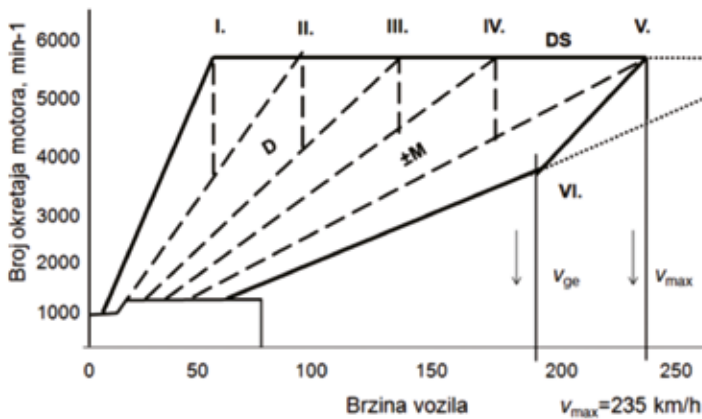
CVT lanac sastoji se od niza članaka koji se sastoje od više karika spojenih svornjacima, *slika 6.58*. Razmak između svornjaka čini korak lanca. Karike jednog članka ulaze u međuprostor karika drugog članka. Krajevi svornjaka drže kontakt s kosinom remenica na određenom lučnom zahvatu, obrazujući kontaktnu prijenosnu površinu. Svornjaci prenose silu trenja između konusa remenice, a karike lanca održavaju potrebnu vlačnu silu između pogonske i gonjene remenice.



Slika 6.58. Struktura CVT lanca

### Brzinska karakteristika vozila

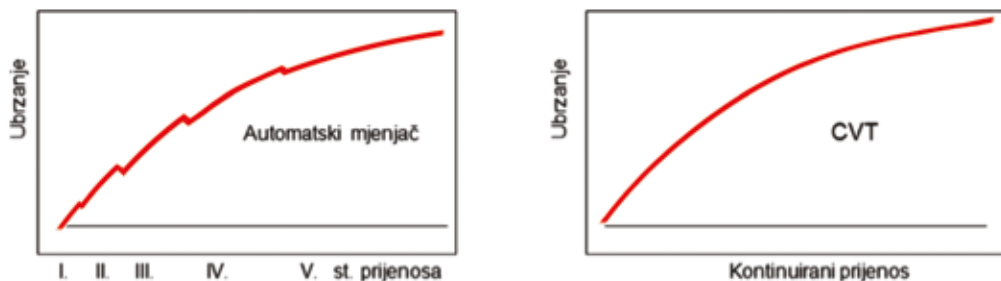
Vozač bira program odabirom pozicije ručice mjenjača P, R, N, D, DS,  $\pm M$  (6 „brzina“). Brzinska karakteristika vozila s CVT Multitronic mjenjačem - prema ulaznom broju okretaja pogonskog motora, prikazana je na slici 6.59. Označene su krivulje potpuno automatske vožnje, ekonomske i sportske te ručne Tiptronic izmjene, sukladno programu vožnje (D, DS,  $\pm M$ ). Najveća brzina ostvaruje se u petom stupnju prijenosa ( $v_{max}$ ). Šesti stupanj prijenosa postavljen je kao štedna brzina - za najmanju potrošnju goriva ( $v_{ge}$ ). U Tiptronic programu, sa 6 stupnjeva prijenosa, vozač može koristiti dinamiku koja je prikladna osobnim preferencijama.



Slika 6.59. Brzinska karakteristika vozila s CVT Multitronic mjenjačem

Usporedba ubrzanja koje postižu vozila s konvencionalnim automatskim mjenjačem i ubrzanja koje postižu vozila s CVT mjenjačem, prikazana je na slici 6.60. Ukupno, CVT mjenjač teoretski pokazuje prednosti u komforu vožnje i smanjenju potrošnje goriva u odnosu na prije opisane mjenjače.

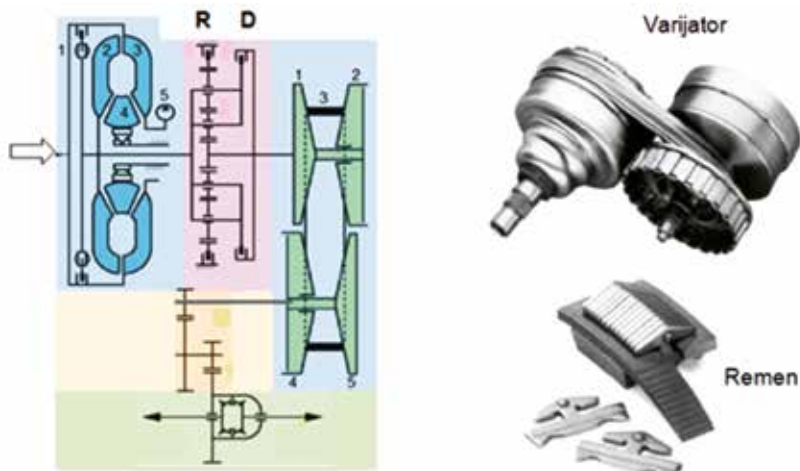




Slika 6.60. Usporedba krivulje ubrzanja automatskog mjenjača i CVT mjenjača

### b) CVT mjenjač s konvertorom

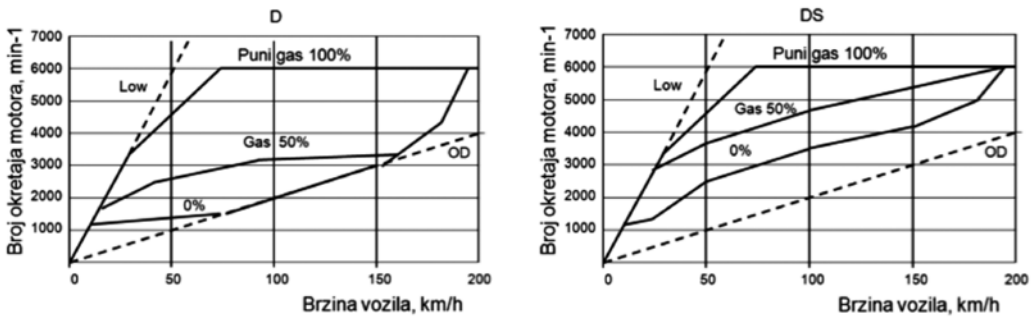
Shema CVT mjenjača s hidrodinamčkim konvertorom prikazana je na *slici 6.61*. Kombinacija konvertora i varijatora ostvaruje visoke vučne performanse. Ovisno o uvjetima vožnje prijenosni se omjer automatski i kontinuirano formira od niskog do visokog broja okretaja, osiguravajući tako glatku i komfornu vožnju. Konvertor povećava okretni moment do 1,82 puta, a koristi *lock-up* spojku za premošćivanje pretvarača kod većih brzina. Planetarni prijenosnik sa spojnicom i kočnicom osigurava promjenu smjera vozila (*D*-naprijed, *R*-natrag). Varijator osigurava kontinuiranu promjenu prijenosnog omjera (2,349-0,349), a osovinski prijenosnik 6,12. Pozicije ručice mjenjača su *P, R, N, D, ±M*.



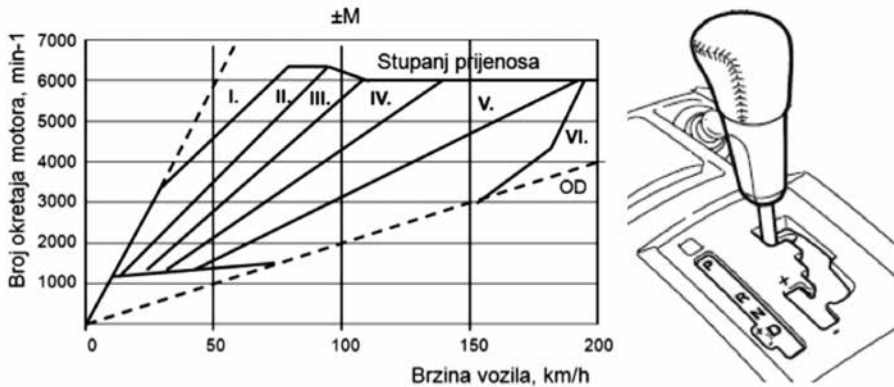
Slika 6.61. Shema CVT mjenjača ZF CFT 23 EcoTronic s osovinskim prijenosnikom, varijator i metalni remen - desno (Ford Focus C-Max)

### Brzinska karakteristika vozila

Brzinske karakteristike ekonomične vožnje (*D*) i sportske vožnja (*DS*) CVT mjenjača s konvertorom i benzinskim motorom, prikazane su na *slici 6.62*. U *D*-programu vožnje, primjerice za brzinu vozila od 100 km/h i gasu od 50%, motor radi na 3000 min<sup>-1</sup>, što osigurava najmanju potrošnju goriva. Za istu brzinu vozila, u *DS*-programu vožnje, broj okretaja motora iznosi 5000 min<sup>-1</sup>, što omogućuje veće ubrzanje vozila. Karakteristika ručne promjene stupnjeva prijenosa, prikazana je na *slici 6.63*. Programski šest stupnjeva prijenosa varijatora omogućuje vozaču raznovrsnu vožnju. Četvrti i peti stupanj prijenosa osigurava kombiniranu vožnju (sportska i ekonomična). U šestom stupnju prijenosa postiže se najmanja potrošnja goriva (tzv. štedna brzina). Kočenje vozila na nizbrdicama kao i vožnju na uzbrdicama, osigurava prvi i drugi stupanj prijenosa.



Slika 6.62. Brzinske karakteristike ekonomične vožnje (D) i sportske vožnje (DS)

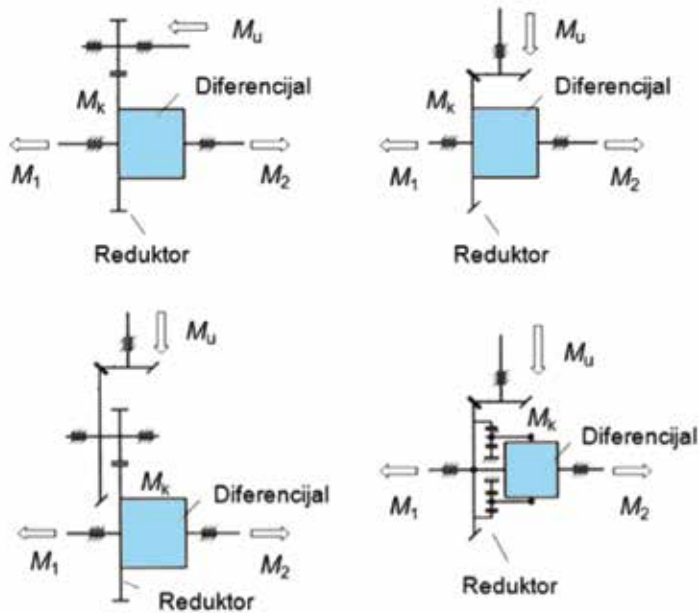


Slika 6.63. Brzinska karakteristika ručne promjene 6 stupnjeva prijenosa (±M)

#### 6.4. Osovinski reduktori

Osovinski reduktor i diferencijal podsklopovi su pogonske osovine, kako je prikazano na shemi, *slika 6.64*. Osovinski reduktor ima vrlo važnu funkciju povećanja okretnog momenta u transmisiji vozila, a diferencijal omogućuje okretanje kotača različitim brzinama vrtnje u zavoju i raspodjelu snage na kotače.

Osovinski reduktor najčešće se izvodi kao *stožasti prijenosnik* ili čelni prijenosnik. Ako je motor postavljen uzdužno, tijekom snage mora se skrenuti za 90° prema položaju osovine, zato se ugrađuje par stožastih zupčanika. Ako je motor postavljen poprečno, nije potrebno skretanje snage, stoga se ugrađuje par čelnih zupčanika. Osovinski reduktor najvećeg je prijenosnog omjera u transmisiji vozila ( $i_o=3,5-5,0$ ), stoga se često naziva *glavni prijenosnik*, jer najviše povećava okretni moment, odnosno smanjuje izlazni broj okretaja. Kod teretnih vozila reduktori su često izvedeni s dva para zupčanika (dvestupanjski reduktor) jer je potreban veliki prijenosni omjer.



**Slika 6.64. Shema osovinskih reduktora, za osobna vozila, čelni i stožasti (gore), z a teretna vozila - dvostupanjske kombinacije (dolje)**

Tipični osovinski reduktor sastoji se od konusnog i tanjurastog zupčanika, *slika 6.65*. Tanjurasti zupčanik vijcima se spaja s kućištem diferencijala, pa je okretni moment na tanjurastom zupčaniku jednak momentu na kućištu diferencijala ( $M_k$ ):

$$M_k = M_u i_o \quad (6.6)$$

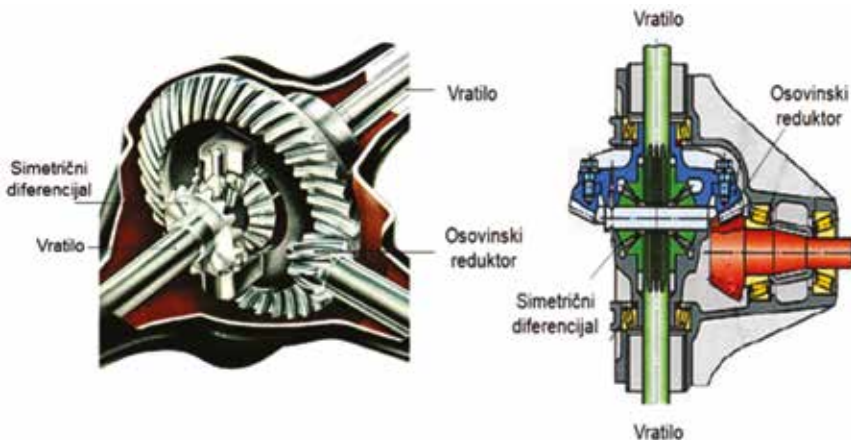
$M_u$  - moment na ulaznom zupčaniku

$i_o = z_T / z_K$  - prijenosni omjer glavnog prijenosnika

$z_T$  - broj zubaca tanjurastog zupčanika,  $z_K$  - broj zubaca konusnog zupčanika

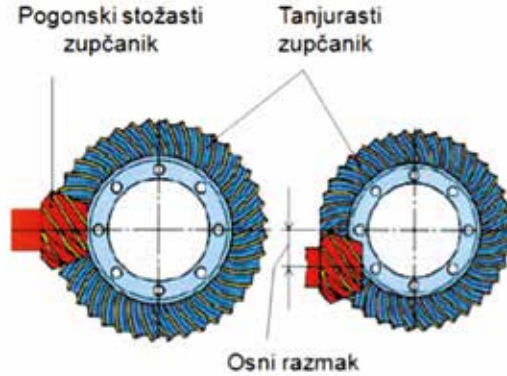
$i_o = 3,5-5$  za osobna vozila,  $i_o = 5-12$  za teretna vozila

$M_1, M_2$  - izlazni moment na lijevom i desnom kotaču



**Slika 6.65. Prijenosnici pogonske osovine**

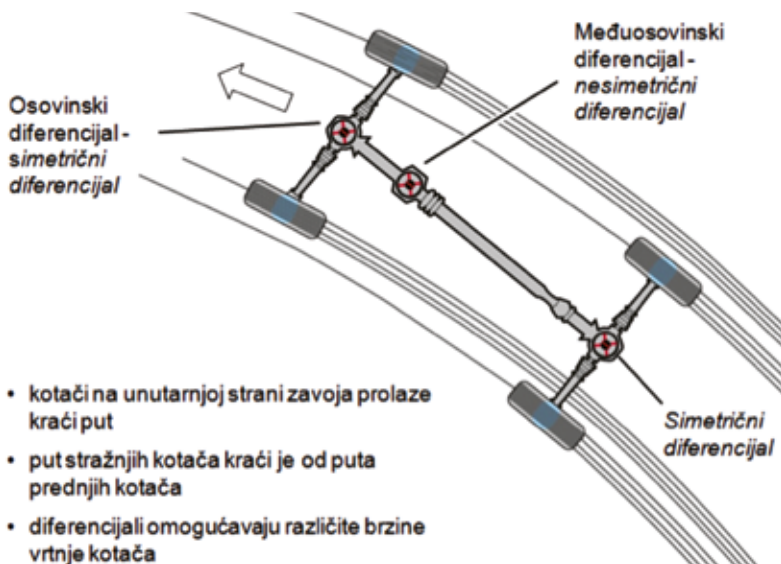
Kod osovinskog reduktora čije se osi para zupčanika sijeku, **slika 6.66.**, obično se koristi lučno ozubljenje koje omogućuje prijenos većeg momenta od ravnih zubaca. Kada se osi para zupčanika mi-moilaze, tada se koristi *Klingelberg* ozubljenje (tzv. *hipoidni prijenos* koji omogućuje niže težišta vozila). Kod oba prijenosa vrlo je važno osigurati dobro nalijeganje zubaca (slika nošenja) i manju buku. Za dobru sliku nošenja zubi, par zupčanika se uparuje na strojevima marke *Gleason* (SAD) ili *Klingelberg* (Njemačka). Pritom se na njih utiskuju oznake, serijskog broja i tolerancije u uzdužnom i bočnom smjeru.



**Slika 6.66.** Zupčanici osovinskog reduktora, *Gleason* (lijevo), *Klingelberg* (desno)

## 6.5. Diferencijali

Pri kretanju vozila u zavoju, kotači prolaze različite putove, *slika 6.67*. To znači da se kotači okreću različitim brzinama vrtnje. Ako su to pogonski kotači onda se između njih ugrađuje diferencijalni prijenosnik koji će omogućiti slobodu okretanja svakog kotača. Okretanje kotača različitim brojem okretaja nastaje i pri kretanju po pravcu, ako je tlak u pneumaticima različit, ako je podloga ispod kotača različita. Kod vozila 4x2 potreban je jedan diferencijal, a kod vozila 4x4 potrebna su tri diferencijala. Svaka pogonska osovina ima jedan simetrični diferencijal, a međuosovinski diferencijal osigurava razliku brzina vrtnje između kotača jedne i druge osovine. Simetrični diferencijali smještaju se u pogonskoj osovini, a međuosovinski diferencijali u razdjelniku snage između osovina.



*Slika 6.67. Vrste diferencijala na vozilu pogona 4x4*

### Broj diferencijala na motornom vozilu

Potreban broj diferencijala koji osigurava slobodno kotrljanje svakog kotača, je:

$$n_{\text{dif}} = n_{\text{pk}} - 1 \quad (6.7)$$

$n_{\text{pk}}$  - broj pogonskih kotača

1 - jedan pogonski motor

Kod više pogonskih motora na vozilu ( $n_{\text{pm}}$ ), potreban broj diferencijala koji osigurava slobodno kotrljanje svakog kotača, je:

$$n_{\text{dif}} = n_{\text{pk}} - n_{\text{pm}} \quad (6.8)$$

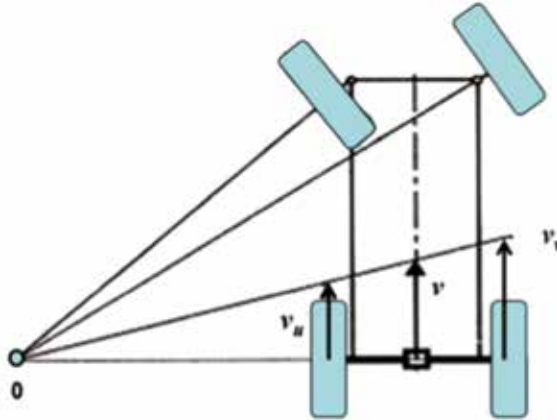
$n_{\text{pm}}$  - broj pogonskih motora (ako je  $n_{\text{pk}} = n_{\text{pm}}$ , diferencijali nisu potrebni)

### Pasivni i aktivni diferencijali

Diferencijali se mogu, s obzirom na način rada, podijeliti na pasivne i aktivne diferencijale. Pasivni diferencijali klasični su diferencijali koji omogućuju diferencijalni efekt, a imaju mogućnost ručnog blokiranja ili samoblokiranja. Aktivni diferencijali omogućuju diferencijalni efekt u skladu s programom elektroničkog upravljanja te povećanja performansi vozila.

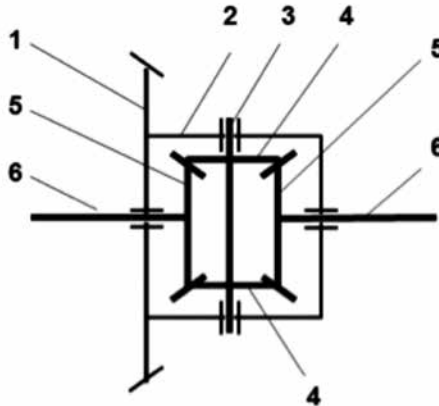
### 6.5.1. Pasivni osovinski diferencijali

Kako bi se ostvarilo kotrljanje kotača, transmisija mora imati onoliko stupnjeva slobode koliko vozilo ima kotača. To se ostvaruje primjenom diferencijala koji čine mehanizam s dva stupnja slobode kretanja. Brzine kotača u zavoju stražnje pogonske osovine sa simetričnim diferencijalom, prikazane su na *slici 6.68*. Kako bi desni kotač postigao veću brzinu vrtnje u zavoju, isti se mora okretati većim brojem okretaja od unutarnjeg kotača.



*Slika 6.68. Brzine kotača stražnje pogonske osovine u zavoju*

Pasivni diferencijal temelji se na simetričnom diferencijalu, koji se sastoji od dva bočna konusna zupčanika (vezanih za bočna vratila), križne osovine s nekoliko satelita (2-4) i kućišta diferencijala, *slika 6.69*. Takav jednostavan diferencijal ponekad se naziva otvoreni diferencijal jer nema dodanih uređaja za regulaciju.

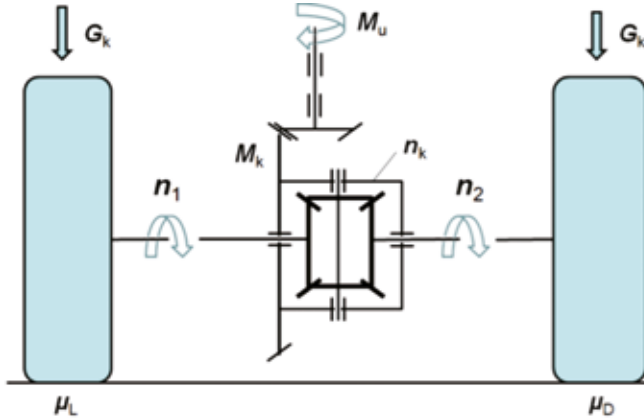


*Slika 6.69. Shema simetričnog diferencijala*

1 - tanjurasti zupčanik, 2 - kućište diferencijala, 3 - križna osovina, 4 - sateliti, 5 - bočni zupčanici, 6 - vratila kotača

#### a) Simetrični diferencijal

Okretni moment se preko reduktora prenosi na kućište diferencijala, *slika 6.70*. S kućištem se okreće i križna osovina sa satelitima te se tako moment prenosi na bočne zupčanike. Ako se lijevim i desnim kotačima svladavaju jednaki vanjski otpori kretanja, kao što je vožnja u pravcu, sateliti djeluju kao klino-vi između bočnih zupčanika, pa se zajedno s kućištem okreću jednakim brojem okretaja.



**Slika 6.70. Shema rada simetričnog diferencijala**

$\mu_L, \mu_D$  - koeficijenti prijanjanja,  $G_k$  - opterećenje jednog kotača

Simetrični diferencijal dijeli ulazni moment ( $M_k$ ) na dva jednaka dijela, na lijevi i desni kotač podjednako ( $1/2 M_k + 1/2 M_k$ ), *slika 6.71*. S obzirom na jednako prijanjanje ispod svih kotača ( $\mu = \mu_L = \mu_D$ ) i jednako opterećenje obaju kotača, maksimalna vučna sila pogonske osovine jednaka je:

$$F_{v \max} = F_{v \mu} = 2 G_k \mu \quad (6.9)$$

Ako jedan kotač prokliže, moment koji se može prenijeti određuje se iz uvjeta prijanjanja slabije podloge ( $\mu_{1L}, \mu_{1D}$ )<sub>min</sub>. Tada je maksimalna vučna sila ispod kotača pogonske osovine jednaka iznosu dvostruke vrijednosti vučne sile kotača na slabijoj podlozi:

$$F_{v \max} = F_{v \mu} = 2 F_{v \min}, \quad F_{v \mu} = 2 G_k \mu_{\min}$$

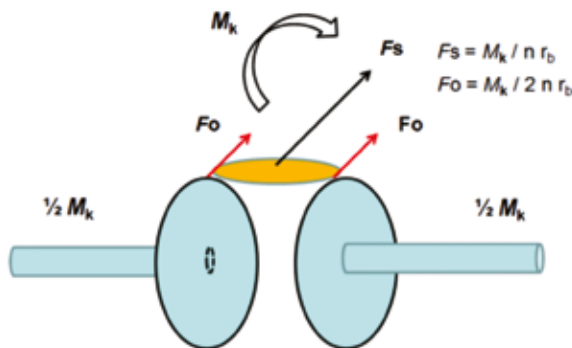
Ako taj iznos nije dovoljan za svladavanje trenutačnih otpora kretanja, primjerice kod starta, vozilo ostaje nepokretno. Snaga motora troši se na povećanje broja okretaja kotača na skliskom terenu, tj. na „vrtanju u prazno“. Kako bi se to spriječilo, potrebno je blokirati rad diferencijala ili regulirati brzinu vrtnje kotača.

Pri kretanju u zavoju, veći broj okretaja dobiva kotač na većem radijusu. Za koliko se poveća broj okretaja kotača na većem radijusu - za toliko se smanji broj okretaja kotača na manjem radijusu. To je zakonitost rada diferencijala, a izražena je jednadžbom:

$$n_1 + n_2 = 2 n_k \quad (6.10)$$

$n_1, n_2$  - brojevi okretaja lijevog i desnog kotača (odnosno bočnih zupčanika)

$n_k$  - broj okretaja kućišta diferencijala



**Slika 6.71. Shema sila u kontaktu satelita i bočnih zupčanika simetričnog diferencijala,**

$M_k$  - moment na kućištu diferencijala,  $F_s$  - sila na osovinu satelita,  $F_o$  - sila na bočnom zupčaniku,  $n$  - broj satelita,  $r_b$  - radijus bočnog zupčanika

U slučaju kretanja kotača po različitim podlogama primjerice, jedan kotač na asfaltu a drugi kotač u blatu, nastaje proklizavanje kotača u blatu. Dakle, ako je  $n_1 = 0$ , slijedi  $n_2 = 2n_k$ , tj.: kotač u blatu okreće se dva puta brže od kućišta diferencijala. Zbroj momenata na kotačima tada nije dovoljan da pokrene vozilo. Taj se nedostatak diferencijala otklanja njegovim blokiranjem.

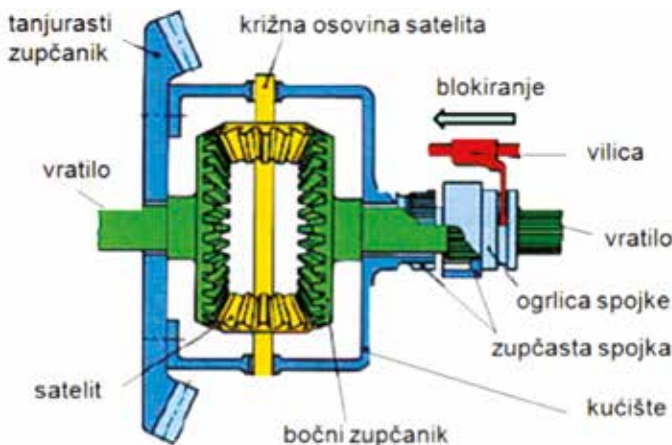
### Blokiranje simetričnog diferencijala

U slučajevima slabog prijanjanja ispod jednog kotača, vozilo se neće kretati, jer sva raspoloživa snaga odlazi na vrtnju toga kotača u prazno. Vozilo ne osigurava prohodnost podloge i nije pokretljivo. Kako bi se to spriječilo i kako bi se osiguralo kretanje vozila, otvoreni diferencijal treba blokirati. Razlikuju se slijedeći načini blokiranja.

Ručno blokiranje je potpuno blokiranje diferencijala uz pomoć zupčaste spojke, koje je moguće izvesti samo kada vozilo miruje. Samoblokiranje je automatsko ograničeno blokiranje diferencijala, putem unutarnjeg trenja. Aktivni elektronički uređaji omogućuju kontrolirano blokiranje diferencijala.

### Ručno blokiranje diferencijala

Zupčastom spojkom povezuje se kućište diferencijala s vratilom bočnog zupčanika, *slika 6.72*. Time se istodobno potpuno blokira i drugo vratilo pa oba pogonska vratila čine jednu cjelinu. Tako su oba kotača prisiljena okretati se jednakim brojem okretaja jer ne postoji mogućnost razlike broja okretaja lijevog i desnog kotača. Blokiranje je dopušteno samo na vrlo skliskim i mekim podlogama kod zaglavljivanja vozila. Nedostatak takva blokiranja jest što se spojka uključuje ručno, tek kada je vozilo proklizalo i stalo. Nakon blokiranja i izlaska vozila na bolju-tvrđu podlogu, diferencijal se mora deblokirati, kako ne bi došlo do oštećenja dijelova.



*Slika 6.72. Ručno blokiranje diferencijala uz pomoć zupčaste spojke*

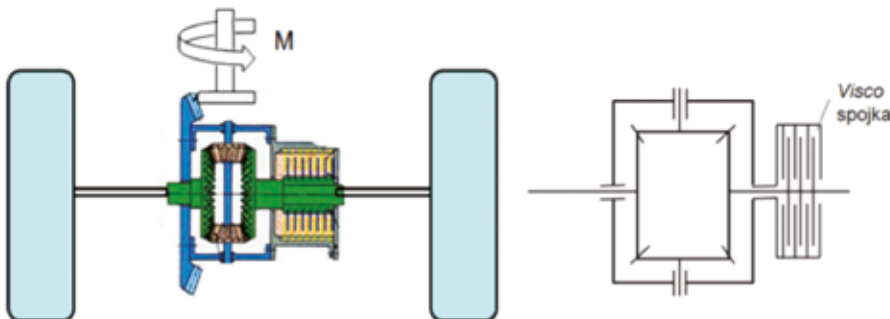
### Samoblokirajući diferencijali

Samoblokirajući diferencijali jesu diferencijali s ograničenim blokiranjem (*LSD-Limited Slip Differentials*). Kako bi se vozilo kretalo u uvjetima mogućeg proklizavanja nekog kotača, iskorištava se prijanjanje kotača. Istodobno je omogućena razlika u brzini vrtnje lijevog i desnog kotača kao i raspodjela okretnog momenta na kotačima. Tako samoblokirajući diferencijali omogućuju različite vučne sile na kotačima sukladno uvjetima prijanjanja. Kotaču s većim prijanjanjem omogućen je prijenos većeg okretnog momenta. Na osobnim vozilima koriste se razne vrste spojki za upravljanje diferencijalom, i po tome dobivaju naziv. Najčešće su to višemelaste spojnice malih dimenzija, prema načelu viskoznog ili mehaničkog trenja putem samouključivanja ili samokočivosti diferencijala.



### b) Diferencijal s Visco spojkom

Visco spojka radi na principu viskoznog trenja, *slika 6.73*. Kod pojave razlike u broju okretaja kotača, silikonsko ulje se rotacijom lamela brzo zagrijava, zbog čega raste tlak i pritisak koji potiskuje lamele, što dovodi do viskoznog trenja, odnosno do postupnog blokiranja diferencijala. Tako kotač na slabijoj podlozi dobiva onaj moment koji podloga može primiti iz uvjeta prijanjanja, a kotač na boljoj podlozi dobiva preostali iznos ukupnog okretnog momenta.



Slika 6.73. Samoblokirajući diferencijal s Visco spojkom

### c) Diferencijal s mehaničkom spojkom (LSD diferencijal)

LSD diferencijal radi na principu mehaničkog trenja, *slika 6.74*. Ako zbog slabog prijanjanja počne proklizavati jedan kotač, u diferencijalu nastaje rotacija satelita oko bočnog zupčanika čiji je kotač na boljoj podlozi. U zahvatu satelita i bočnih zupčanika djeluje aksijalna sila koja se preko osovinice satelita prenosi na pomoćno dvodijelno kućište i dalje na tlačne prstene (*V-ramp* mehanizam) kojima se guraju lamele lijevo i desno. Između unutarnjih i vanjskih lamela uslijed nejednakosti brzina stvara se moment trenja diferencijala ( $M_t$ ). Što je veća brzina okretanja kotača i kut zahvata zubaca, aksijalna sila djeluje jače te automatski raste unutarnje trenje diferencijala, tj. ograničeno blokiranje. Istodobno dolazi do nejednake podjele momenta na kotače, dok ukupni moment ostaje isti. Tanjurasta opruga povratna je opruga za vraćanje spojke u početni položaj. Takav samoblokirajući diferencijal ograničava proklizavanje kotača na slabijoj podlozi, uz pomoć regulacije brzine klizanja lamelne spojke, na temelju unutarnjeg trenja.

Blokiranje diferencijala se ocjenjuje pomoću faktora samoblokiranja:

$$K_b = M_t / M_k \quad (6.11)$$

$$K_b = 0,33-0,66$$

$$M_t - \text{moment unutarnjeg trenja diferencijala, } M_t = M_t/2 + M_t/2$$

Na temelju uvjeta prijanjanja kotača:  $M_t = M_{us} - M_{ub}$

$M_{ub}$  - moment na kotaču koji ubrzava

$M_{us}$  - moment na kotaču koji usporava

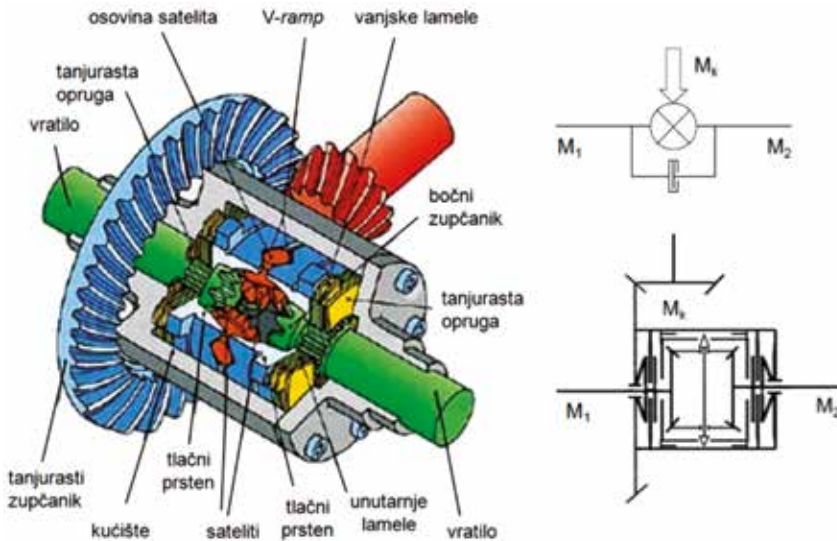
$M_k$  - okretni moment na kućištu diferencijala

$$M_k = M_{ub} + M_{us} \quad (6.12)$$

Kotač koji ubrzava (proklizava) te kotač koji usporava imaju momente:

$$M_{us} = (M_k - M_t) / 2 \quad M_{ub} = G_k r_d \mu_{\min}$$

$$M_{us} = (M_k + M_t) / 2 \quad M_{us} = G_k r_d \mu_{\min}$$



**Slika 6.74. Samoblokirajući diferencijal s mehaničkom spojkom (LSD)**

Vrijednosti faktora blokiranja, koje određuje tipične uvjete kretanja vozila:

$K_b = 0,0$  - slobodni diferencijal bez unutarnjeg trenja

$K_b = 0,5$  - obuhvaća 80% putnih uvjeta

$K_b = 0,66$  - obuhvaća 94% putnih uvjeta

$K_b = 1,0$  - potpuno blokirani diferencijal

Ukoliko je  $K_b$  veći od 0,5, na klizavoj podlozi i zavoju postoji veća mogućnost zanošenja, što znači i mogućnost slabije upravljivosti vozila.

#### Vučna sila na kotačima

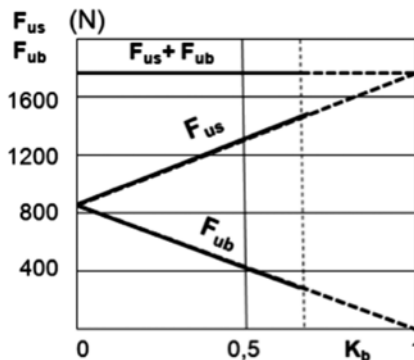
$F_{ub}$  - vučna sila na kotaču koji ubrzava

$$F_{ub} = (M_k / 2r_d) (1 + K_b) \quad (6.13)$$

$F_{us}$  - vučna sila na kotaču koji usporava

$$F_{us} = (M_k / 2r_d) (1 - K_b) \quad (6.14)$$

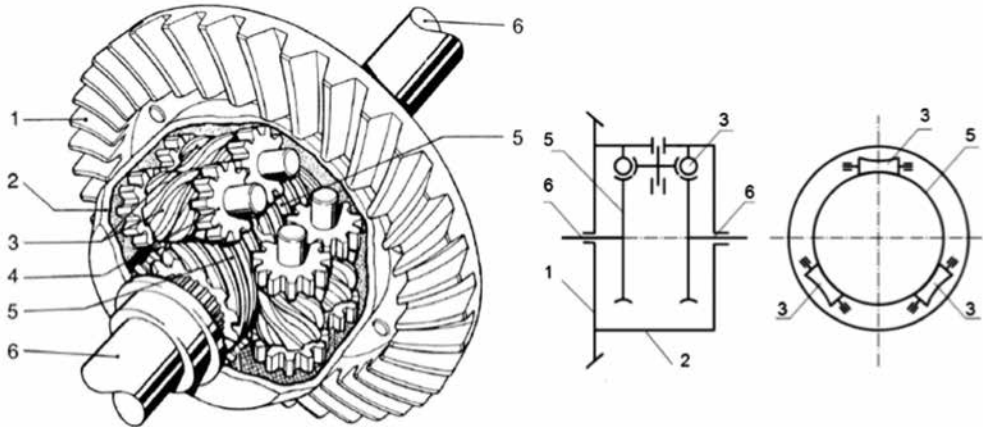
Vučna sila na pojedinim kotačima u funkciji blokiranja diferencijala za određeno vozilo sa samoblokirajućom lamelnom spojkom prikazana je na **slici 6.75**. Ukupna vučna sila oba kotača (onoga koji usporava i onoga koji ubrzava) je konstantna, a vučna sila po kotačima je promjenjiva u ovisnosti o faktoru blokiranja.



**Slika 6.75. Vučna sila na pojedinim kotačima u ovisnosti o faktoru blokiranja kotača**

#### d) Diferencijal s pužnim prijenosom (Torsen diferencijal)

*Torsen* diferencijal radi na principu samokočivosti pužnog prijenosa (*TorSen*, *TORque SENSing*), **slika 6.76**. Pužni zupčanici nalaze se na krajevima oba vratila, a spregnuti su sa tri ili četiri pužna kola koja su uležištena u kućištu diferencijala. Sa svakim parom puževa spregnuti su još i čelni zupčanici obaju vratila. Takav diferencijal s pužnim ozubljenjem koristi efekt samokočivosti pužnog prijenosa. Sateliti su izvedeni u obliku pužnih kola. Pri vožnji u pravcu pužni sateliti djeluju kao klinovi. Raspodjela vučne sile odvija se u skladu s trenutačnom sposobnošću prljanjanja kotača.



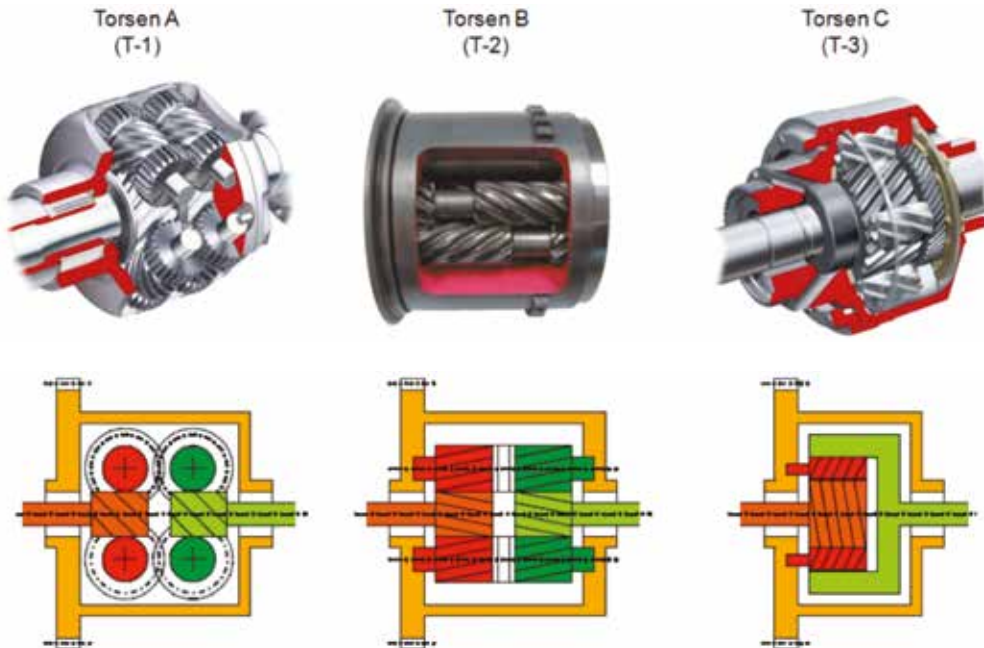
**Slika 6.76. Samoblokirajući Torsen diferencijal**

1 - tanjurasti zupčanik, 2 - kućište diferencijala, 3 - pužno kolo, 4 - čelni zupčanik, 5 - puž, 6 - vratila

Kako pužni prijenosnici imaju relativno nizak stupanj korisnosti, u njima se javlja relativno veliko trenje klizanja. Zbog toga, takvi diferencijali stvaraju povećano unutarnje trenje koje se iskorištava za blokiranje diferencijala. Povećano unutarnje trenje pužnih parova izaziva samokočivost mehanizma, odnosno blokiranje diferencijala, čime se na kotaču koji ima veće prljanjanje omogućuje veći moment a manji moment na kotaču koji je na slabijoj podlozi. Pri vožnji u zavoju *Torsen* diferencijal osigurava potrebnu razliku broja okretaja bez blokiranja diferencijala, nakon toga omogućuje blokiranje diferencijala. *Torsen* diferencijal se koristi kao osovinski i kao međuosovinski diferencijal, a podjele okretnog momenta mogu biti simetrične ili nesimetrične podjele okretnog momenta, **slika 6.77**.

**Simetrični Torsen** diferencijali tipa **T-1** i tipa **T-2** osiguravaju podjednaku raspodjelu okretnog momenta između osovina, kao međuosovinski diferencijal i kao osovinski diferencijal, u iznosu 50%:50%. U slučaju proklizavanja kotača jedne pogonske osovine, veći se okretni moment prenosi na kotač koji ima bolje prljanjanje. Isto vrijedi pri proklizavanju kotača jedne osovine u odnosu na drugu.

**Nesimetrični Torsen** diferencijal tipa **T-3** dijeli okretni moment na prednju i stražnju osovinu u omjeru 40%:60%, a varijabilo preusmjeruje do 20% momenta s jedne na drugu osovinu s boljim prljanjanjem. Izvodi se kao planetarni prijenosnik, a koristi se kao međuosovinski središnji diferencijal u razdjelniku snage.



Slika 6.77. Torsen diferencijali, simetrični (T-1, T-2) i nesimetrični planetarni (T-3)

### 6.5.2. Aktivni osovinski diferencijali

Kako je osiguranje pokretljivosti važno za terenska vozila, tako je osiguranje performansi i stabilnosti važno za cestovna vozila. Prema tim zahtjevima, koriste se odgovarajući elektronički programi upravljanja tim diferencijalima. Postoji više konstrukcija aktivnog diferencijala s kontroliranim blokiranjem, primjerice: s elektroničkim, elektro-hidrauličkim i elektro-magnetskim blokiranjem.

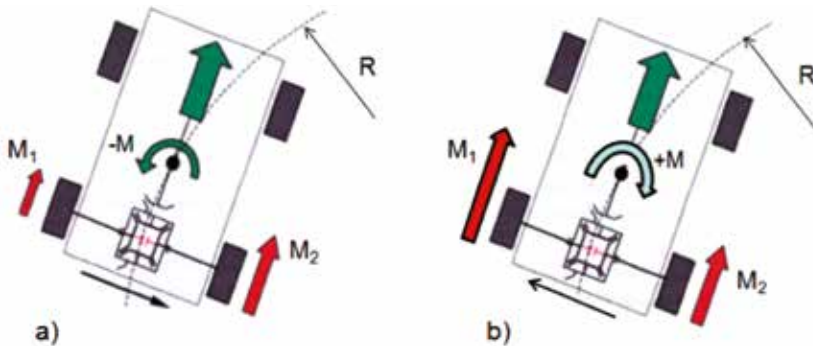
ECU - upravljačka jedinica spojke diferencijala, na temelju povezanosti s aktivnim sustavima stabilnosti vozila (**ABS, ASR, ESC**), osigurava kontrolirano blokiranje diferencijala, koje se izvodi na:

- diferencijalima s elektronički upravljanom *Haldex* spojkom
- diferencijalima s elektronički upravljanom višamelnom spojkom
- diferencijalima s elektronički upravljanom spojkom promjene okretnog momenta (tzv. *Torque Vectoring*).

Elektronički upravljana lamelna spojka, koja se najčešće koristi za blokiranje diferencijala, može biti pokretana elektromotorom ili elektromagnetom. Napredni aktivni diferencijali omogućuju usmjeravanje momenta na pojedine kotače, po intenzitetu i po smjeru (**TVD - Torque Vectoring Differentials**), čime se poboljšavaju vučne performanse i stabilnost vozila. Nazivaju se sportski diferencijali jer se najčešće ugrađuju u sportska vozila. Vrlo važno svojstvo tih diferencijala je smanjena mogućnost podupravljanja ili preupravljanja vozila uslijed momenta skretanja vozila (*Yaw Torque*), bez intervencija kočnica protiv zanošenja vozila.

#### Kontrola skretanja vozila

Kontrola momenta skretanja vozila ( $\pm M$  - *Yaw moment*) s ciljem povećanja performansi cestovnih vozila i stabilnosti u zavoju, prikazana je na **slici 6.78**. Prijenos momenta na unutarnju stranu kotača (**a**), uzrokuje skretni moment koji pojačava podupravljanje (**-M**), što čini nedostatak samoblokirajućeg **LSD** diferencijala. S druge strane, prijenos momenta na vanjski kotač (**b**) stvara pozitivni skretni moment (**+M**) koji smanjuje podupravljanje i povećava dinamičke performanse u zavoju.



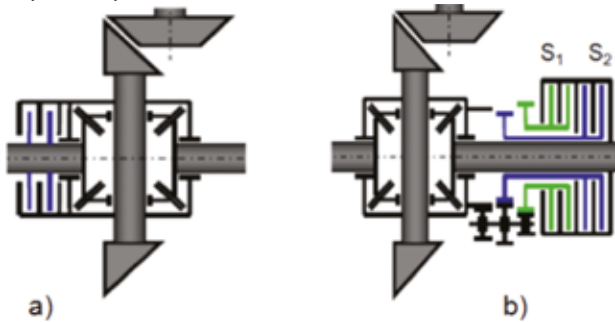
**Slika 6.78. Kontrola skretanja vozila kod stražnjeg pogona**

**a** - veći moment na unutarnjem kotaču, **b** - generiranje većeg skretnog momenta na vanjskom kotaču

### Vrste aktivnih diferencijala

Aktivni diferencijali mogu se podijeliti na dvije glavne grupe, *slika 6.79.*:

- I) aktivni diferencijali s ograničenim blokiranjem (**ALSD**, **eLSD** - poboljšani **LSD**) koji dopuštaju varijabilnu podjelu okretnog momenta između kotača ali ne i promjenu smjera momenta.
- II) aktivni diferencijali s preusmjeravanjem okretnog momenta između kotača (**TVD** - *Torque Vectoring Differentials*) koji dopuštaju varijabilnu podjelu i povećanje momenta te promjenu smjera momenta.



**Slika 6.79. Dvije vrste aktivnih diferencijala stražnje osovine**

**a** - ALSD diferencijal, **b** - TVD diferencijal

**ALSD** diferencijali su razvijeni na temelju pasivnih **LSD** diferencijala, a rade na principu razlike brzina između kotača. Taj diferencijal karakterizira stalni prijenos momenta na sporiji kotač. Pritom se mijenja podjela momenta sukladno prijanjanju kotača. U većini slučajeva mehanizam prijenosa je *Visco* spojka, *Haldex* spojka ili višelamelna uljna spojka.

Za razliku od **ALSD** diferencijala, **TVD** diferencijal može povećavati moment čak i kada nema razlike između brzina kotača. **TVD** diferencijal koristi dvije spojke ( $S_1$ ,  $S_2$ ) i dodatne brzine (stupnjevi prijenosa), što omogućuje prijenos momenta na brži kotač. Dopuštena razlika brzina kotača za prijenos momenta na brži kotač određena je omjerom ekvivalentnog dodatnog seta prijenosa, u rasponu od 10 do 25%.

Skraćenice proizvođača koje označavaju pojedine vrste diferencijala:

**LSD** - *Limited Slip Differentials*,

**ASD** - *Automatisches Sperr Differential*,

**ALSD** - *Active Limited Slip Differential* (**EDL** - *Electronic Differential Lock*,

**EDS** - *Elektronische Differential Sperre*,

eLSD - *Electronic Limited Slip Differential*

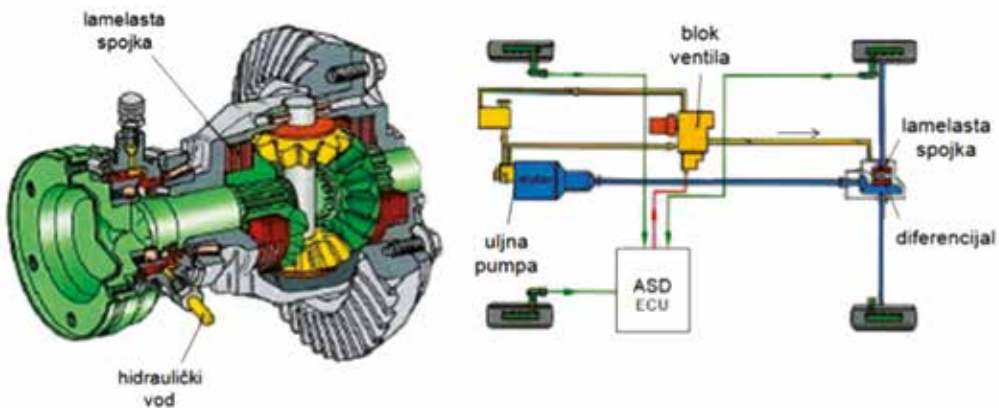
XDS - *Active Electronic Differential*

TVD - *Torque Vectoring Differentials*, diferencijali s promjenom intenziteta i smjera okretnog momenta između kotača.

### a) ASD diferencijal (elektro-hidrauličko upravljanje)

ASD diferencijal (*Automatisches Sperr Differential*) koristi princip elektro-hidrauličkog upravljanja, **slika 6.80.** ASD se automatski kontrolirano blokira kada se detektira proklizavanje jednog kotača (signalni ABS-a). Time ASD osigurava vučnu silu pri ubrzanju na skliskim površinama kao što su snijeg, šljunak ili mokar kolnik. ASD je poboljšana konstrukcija diferencijala s uljnom lamelnom spojkom LSD.

Okreću li se kotači s razlikom brzina većom od 2 km/h, a pritom vozilo ima brzinu manju od 30 km/h, upravljačka jedinica otvara protok ulja na lamele (od uljne pumpe) i koči vratilo kotača. Upravljanje se temelji na signalu senzora kotača, čime se izračunava brzina vozila. Lamele se tlače pod hidrauličkim tlakom oko 30 bar i nastaje kočenje diferencijala pri čemu se okretni moment usmjerava na kotač s većim prijanjanjem (sporiji kotač).



**Slika 6.80. Diferencijal s elektro-hidrauličkim upravljanjem (ASD)**

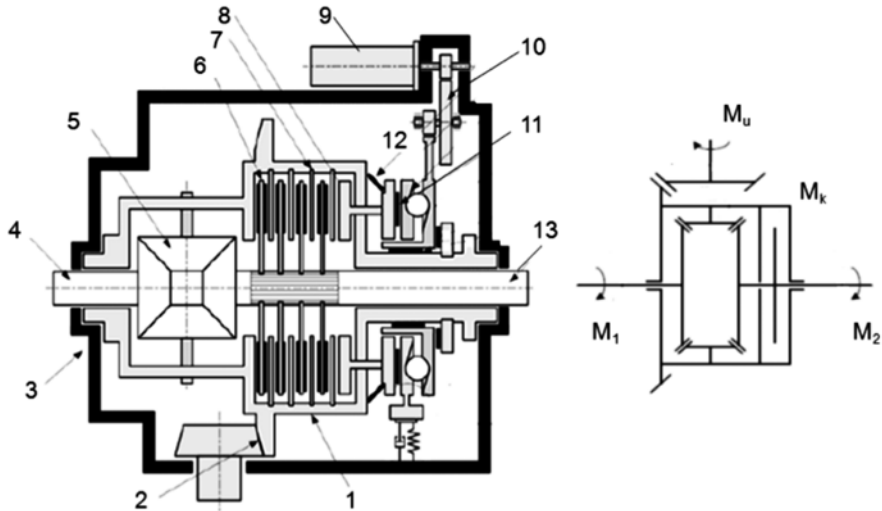
#### Regulacija rada:

- blokiranje diferencijala pojavljuje se tijekom ubrzanja do 30 km/h, što pridonosi držanju ceste i većoj vučnoj sili
- pri brzinama ispod 30 km/h hidraulična blokada popušta ako razlika brzina između prednjih i stražnjih kotača pada ispod 2 km/h

### b) ALSD diferencijal (elektroničko upravljanje)

ALSD diferencijal koristi princip elektroničkog upravljanja, **slika 6.81.** Elektronički kontrolirano blokiranje diferencijala omogućuje ravnomjerno kretanje na različitim površinama kolnika. Pri proklizavanju jednoga kotača, isti se blokiranjem koči i na taj način više snage prenosi kotaču na dobroj podlozi. **EDL** (**EDS**, **eLSD**) je proizvođački naziv za iste diferencijale s elektroničkim upravljanjem.

Kada je spojka otvorena, na svako vratilo prenosi se polovina okretnog momenta. Spojka povezuje jedno izlazno vratilo s rotirajućim kućištem diferencijala i na taj način omogućuje prijenos momenta na sporiji kotač pri vožnji u zavoju ili proklizavanju kotača nailaskom na sklisku podlogu. Uljna lamelna spojka aktivira se uz pomoć istosmjernog motora, reduktora i *ball-ramp* mehanizma koji pretvara rotacijsko u pravocrtno gibanje te stvara potisnu silu na lamele spojke. Sustav upravljanja momentom spojke temelji se na preciznoj regulaciji pozicije istosmjernog motora - aktuatora.



**Slika 6.81. Shema aktivnog diferencijala s ograničenim blokiranjem**

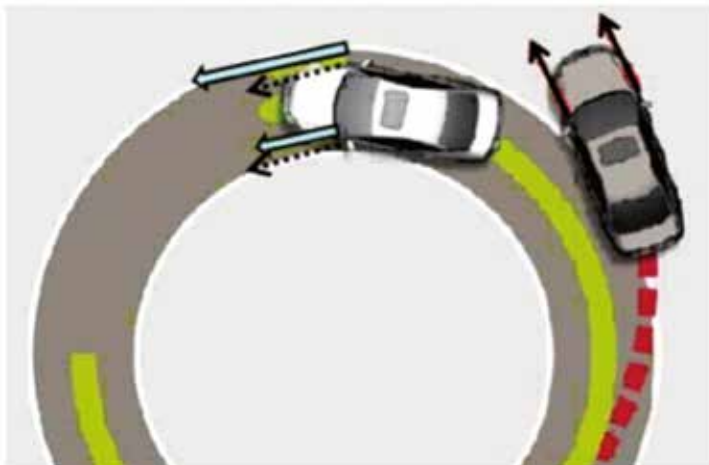
(ALSD - Active Limited Slip Differential)

- 1 - rotirajuće kućište diferencijala s uljnom spojkom, 2 - stožasti par zupčanika (glavni prijenosnik), 3 - vanjsko kućište diferencijala. 4 - lijevo izlazno vratilo, 5 - simetrični diferencijal, 6 - lamela s tarnom oblogom, 7 - čelična lamella, 8 - potisna ploča, 9 - istosmjerni motor, 10 - reduktor, 11 - ball-ramp mehanizam, 12 - tanjurasta opruga, 13 - desno izlazno vratilo

Uljna spojka diferencijala sastoji se od naizmjenično ugrađenih čeličnih lamela i lamela s tarnim oblogama. Nosivi dio lamela izrađen je od kaljenog čelika, a same obloge od karbonskih vlakana. Tekstura površine obloga omogućuje protok ulja za podmazivanje. Debljina jedne lamele s oblogama iznosi 1,3 mm. Mehanizam s kuglicama na rampi dio je rotirajućeg kućišta diferencijala, ali ne rotira zajedno s njim. To je osigurano odvajanjem mehanizma od kućišta, preko tri igličasta ležaja i pomoćnog diska. Vraćanje mehanizma u početni položaj osigurava povratna tanjurasta opruga.

### c) XDS diferencijal (elektroničko upravljanje, Torque Vectoring)

Kako bi se poboljšala upravljivost i stabilnost vozila, koristi se XDS elektronički upravljani diferencijal, kao jednostavniji i modernizirani ALS (EDL, EDS, eLSD, ABD) diferencijal, koji u zavoju povećava vučnu silu na vanjskom kotaču i smanjuje tendenciju podupravljanja vozila s prednjim pogonom, *slika 6.82*.



**Slika 6.82. Vožnja u zavoju, povećanje vučne sile na vanjskom kotaču prednje osovine (XDS, Golf 7 GTI)**

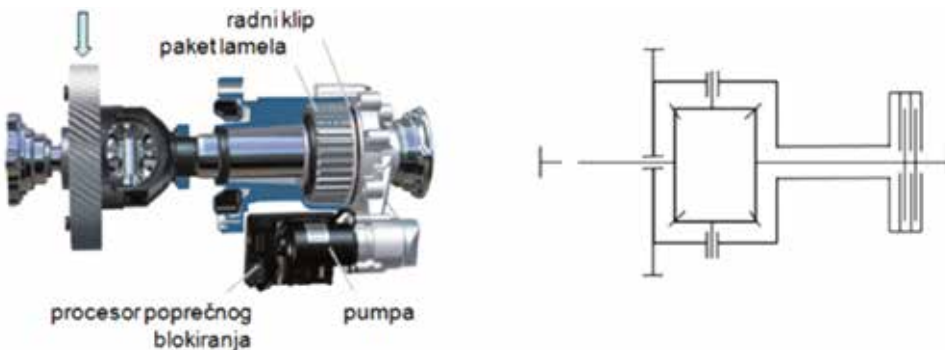
### Blokiranje diferencija prednje osovine

XDS diferencijal radi na principu povećanja sile na vanjskom kotaču u zavoju, uz smanjenje sile na unutarnjem kotaču, uz pomoć kočenja vratila kotača, **slika 6.83**. Elektronički upravljana lamelna spojka nalazi se na desnom vratilu između diferencijala i kotača. Pritisak potreban za aktiviranje spojke i kočenje vratila daje elektro-hidraulična pumpa. Upravljačka jedinica, zu pomoć pumpe stalno prilagođava silu blokiranja kao funkciju situacije u vožnji. Vratilo kotača spojeno je s unutarnjim lamelama spojke, a šuplje vratilo (koje se spaja s kućištem diferencijala) s vanjskim lamelama. Aktiviranjem spojke dodaje se moment preko kućišta diferencijala na taj kotač, a okretni moment koji se ne može prenijeti, vodi od kotača s unutarnje strane na vanjski kotač. Tako upravljačka jedinica povećava moment na vanjskom kotaču, a smanjuje na unutarnjem kotaču (**TV-Torque Vectoring**, promjena momenta između kotača). Pritom ostaje razlika broja okretaja između unutarnjeg i vanjskog kotača.

Aktiviranjem spojke diferencijala (kočnice), primjerice pri vožnji u lijevom zavoju XDS drži npr. lijevi kotač na granici prijanjanja (granica proklizavanja), a veći moment usmjerava na vanjski kotač. Ta funkcija djeluje pri određenom kutu zaokreta upravljača i kada vozilo pod gasom ubrzava (manji zavoji u „2. brzini ili 3. brzini“, kod većih brzina i velikih radijusa zavoja djelovanje je smanjeno. Prema tome, unutarnji kotač na slabijoj podlozi dobiva onaj moment koji podloga može primiti iz uvjeta prijanjanja, a vanjski kotač na boljoj podlozi dobiva preostali iznos ukupnog okretnog momenta.

#### Regulacija rada

- ako nema tlaka potiskivanja na lamele - nema ni blokiranja; s obzirom na simetrični diferencijal, okretni moment jednak je na obama kotačima u zavoju,
- s manjim tlakom potiskivanja na lamele - dobiva se mali učinak blokiranja; ako kotač s unutarnje strane zavoja može prenijeti samo djelomični okretni moment na podlogu, zbog potiskivanja lamela - okretni moment koji se ne može prenijeti, vodi od unutarnjeg na vanjski kotač,
- kod visokog tlaka potiskivanja lamela, maksimalni moment prenosi se na vanjski kotač.



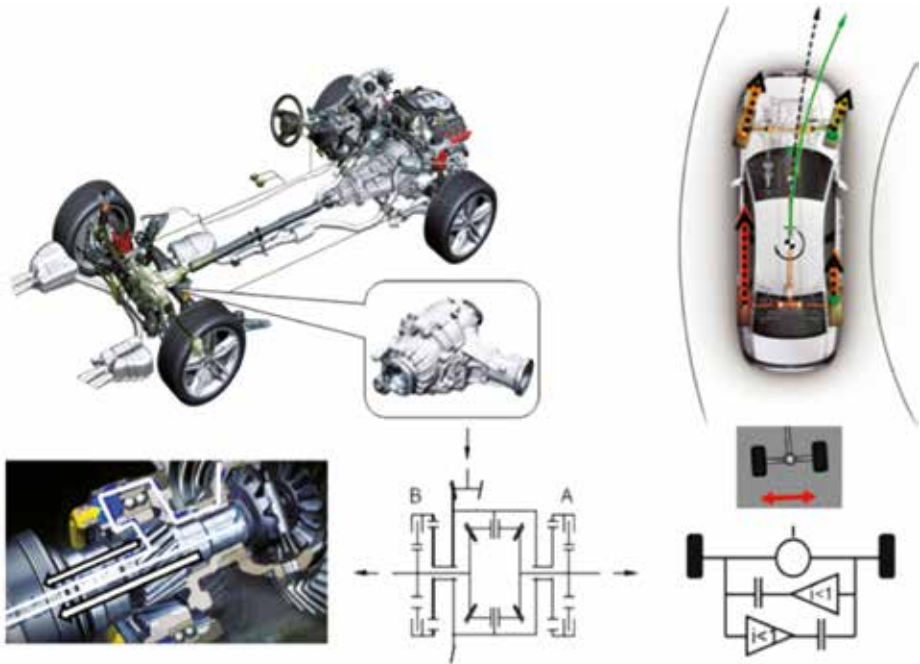
**Slika 6.83. Konstrukcija diferencijala prednje osovine (Golf 7 GTI)**

#### d) TVD diferencijal (Torque Vectoring Differential)

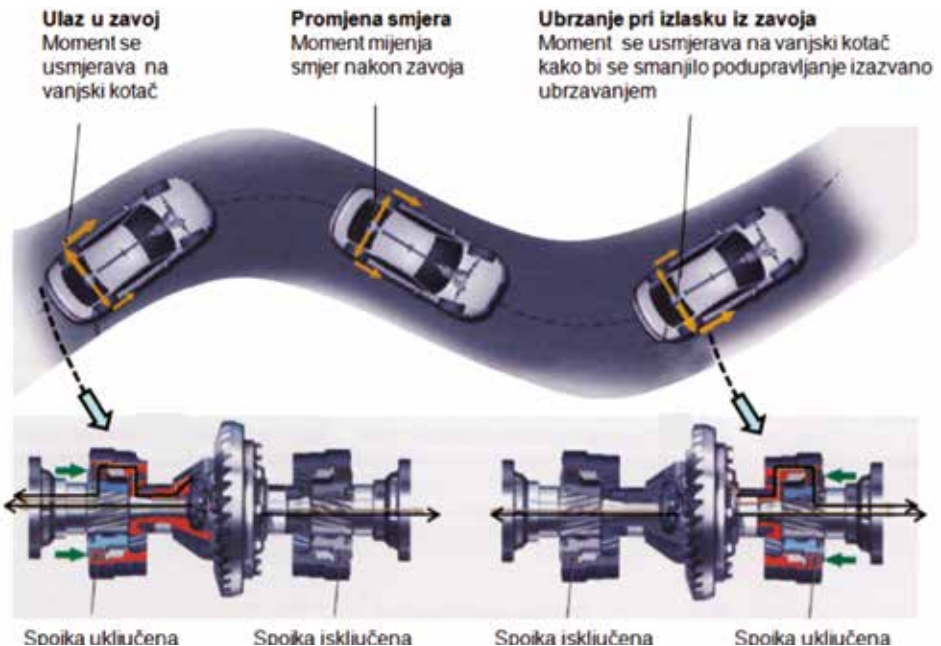
TVD diferencijal se koristi kod sportskih vozila, radi povećanja okretnog momenta na bržem kotaču. Generiranje momenta na bržem kotaču, kod sportskog diferencijala stražnje osovine u zavoju (*Audi A5*), prikazano je na **slici 6.84**. Povećani moment na kotaču dobiva se zbrojem osnovnog momenta simetričnog diferencijala i dodatnog momenta koji se dobiva kontroliranim elektroničkim uključivanjem spojke na toj strani kotača (B). Kada moment uslijed ubrzanja treba povećati bržem kotaču, kućište di-



ferencijala spaja se sa spojkom izravno na kotač preko zupčanog prijenosa. Praktično, varijabilna podjela momenta pri ubrzanju u zavoju osigurava stabilnost od preupravljanja i daje sportske performanse vozilu (*Audi TT*), *slici 6.85*.

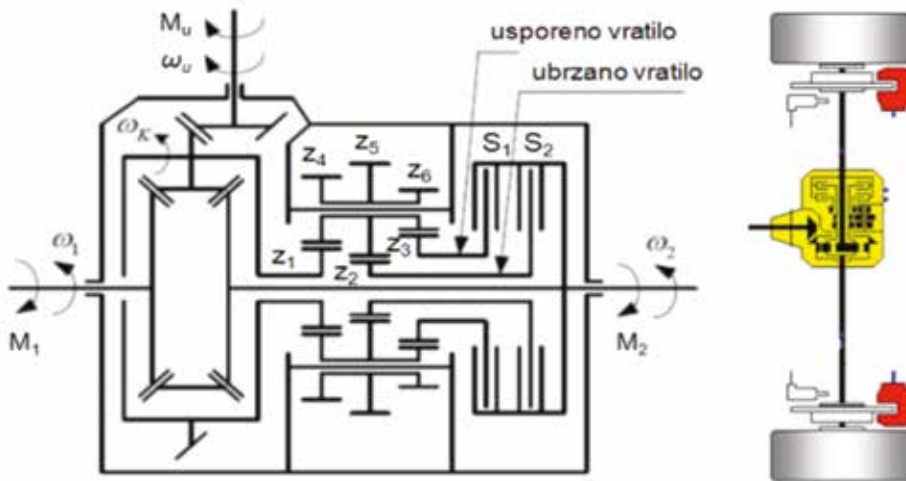


*Slika 6.84. Povećanje momenta na brzem kotaču, pomoću TVD sportskog diferencijala (Audi A5 Q Sportback)*



*Slika 6.85. Aktiviranje spojki i usmjeravanje momenta na vanjski kotač, pri ubrzanju u zavoju (Audi TT 2.2 Q)*

Shema TVD diferencijala *Mitsubishi AYC (Active Yaw Control)*, koji za kontrolu skretanja vozila koristi planetarni prijenos i dvije spojke za promjenu intenziteta i smjera okretnog momenta, prikazana je na slici 6.86. Ako moment treba povećati bržem kotaču, kućište diferencijala ne spaja se spojkom izravno na kotač (kao kod ALDS diferencijala) već preko zupčanog prijenosa koji ubrzava lamele spojke koje se nalaze sa strane kućišta iznad brzine vrtnje kotača. Obje su spojke spojene na isti kotač (desni). Kako bi se moment mogao oduzimati ili dodavati desnom kotaču, prijenosni omjeri trebaju biti takvi da ubrzavaju ulazno vratilo jedne, a usporavaju ulazno vratilo druge spojke. Spojka  $S_1$  (lijeva spojka) donosi usporenje ( $z_3 z_4 / z_1 z_6 > 1$ ), a spojka  $S_2$  (desna spojka) ubrzanje vratila ( $z_2 z_4 / z_1 z_5 < 1$ ). Dakle, lijeva spojka oduzima moment desnom kotaču i dodaje ga lijevom kotaču, dok se korištenjem desne spojke moment dodaje desnom kotaču. Zupčanici  $z_1$  i  $z_4$  koriste se kako bi smjer vrtnje ulaznih vratila spojki bio jednak smjeru vrtnje kućišta. Potpuno aktivni diferencijali mogu dodavati moment bržem kotaču, uz uvjet da se ne prijeđe dopuštena relativna razlika u brzini vrtnje bržeg i sporijeg kotača, čija vrijednost obično iznosi oko 25%. Stoga se koristi sustav prijenosnika i spojki koji se dodaje simetričnom diferencijalu.

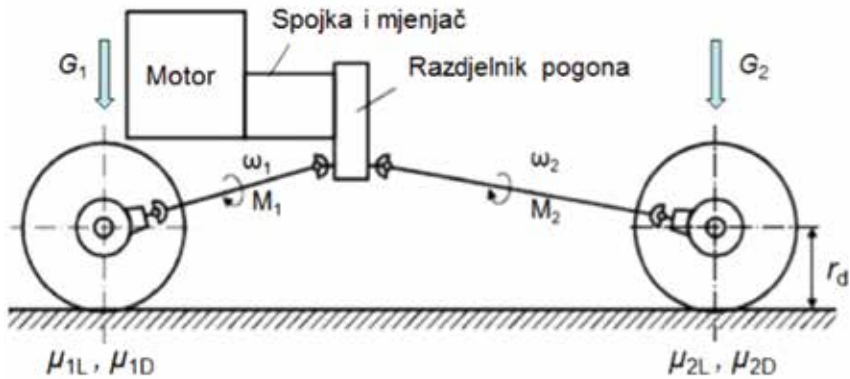


**Slika 6.86.** TVD diferencijal s promjenom veličine i smjera okretnog momenta između lijevog i desnog kotača (*Mitsubishi AYC, TVD-Torque Vectoring Differential*)

(zupčanici:  $z_1=z_2=z_3=42$ ,  $z_4=32$ ,  $z_5=36$ ,  $z_6=28$ )

### 6.5.3. Pasivni međuosovinski diferencijali

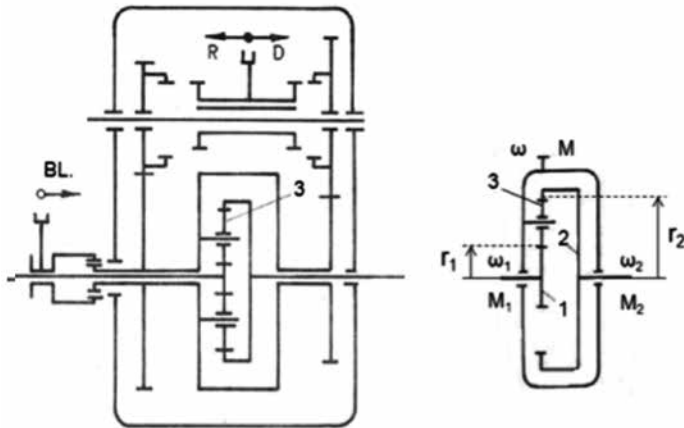
Kod pogona na sve kotače, koriste se pasivni međuosovinski diferencijali koji mogu biti mehanički diferencijali ili spojke koje se aktiviraju uz pomoć viskoznog trenja. Međuosovinski diferencijal smješta se u razdjelnik snage, **slika 6.87**. Uloga razdjelnika snage je podjela okretnog momenta na osovine. Kod stalnog pogona na obje osovine potreban je nesimetrični diferencijal. U ulazi središnjeg diferencijala najčešće se koristi planetarni diferencijal, koji dijeli okretni moment u određenom omjeru na prednju i stražnju osovinu (stalni omjer), te osigurava razliku u brzini vrtnje između prednje i stražnje osovine.



**Slika 6.87. Shema pogona 4x4 s diferencijalnim razdjelnikom snage između osovina. Različito prijanjanje ispod kotača**

### a) Planetarni diferencijal

Razdjelnik snage kao mjenjač ima dva stupnja prijenosa, direktni (D) i reducirani (R), koji se spajaju zupčastom spojnicom, *slika 6.88*. Time se povećava broj stupnjeva prijenosa, što je važno za terenske uvjete kretanja. U donjem dijelu razdjelnika ugrađen je planetarni diferencijal. Preko kućišta diferencijala okretni se moment predaje na osovine satelita (3). Zupčanik većeg radijusa ( $r_2$ ) određuje veći okretni moment prema stražnjoj osovini, a zupčanik radijusa ( $r_1$ ) određuje manji moment prema prednjoj osovini. Rotacija satelita planetarnog reda omogućuje u zavoju razliku broja okretaja između prednje i stražnje osovine.



**Slika 6.88. Shema razdjelnika snage s planetarnim diferencijalom**

1 - središnji zupčanik, 2 - vanjski zupčanik, 3 - satelit, BL - ručno blokiranje diferencijala

U slučaju proklizavanja kotača i zaglavlivanja vozila izvodi se ručno blokiranje diferencijala (BL) radi izvlačenja vozila. Pritom se povezuje kućište diferencijala sa središnjim zupčanikom. Tada sklop ima samo jedan stupanj slobode, pa razvodni mehanizam podjednako dijeli moment na oba pogonska mosta.

### Redosljed blokiranja diferencijala na vozilu

U slučaju zaglavlivanja vozila na mekanom terenu, povećanje vučne sile i izvlačenje vozila, postiže se postupno sljedećim redosljedom blokiranja:

1. međuosovinski diferencijal (središnji diferencijal, nesimetrični diferencijal)
2. osovinski diferencijal stražnje osovine
3. osovinski diferencijal prednje osovine

Od pojedinačno blokiranih diferencijala, najveću vučnu silu za izvlačenje daje blokiranje međuosovinskog diferencijala. Ponekad je dovoljno blokirati samo taj diferencijal za pokretanje i izvlačenje vozila. Najveća vučna sila postiže se blokiranjem svih diferencijala u transmisiji vozila. Vožnja s blokiranim diferencijalima mora se isključiti pri izlasku s teško prohodnog terena (zbog pojave fenomena parazitske snage i izbjegavanja oštećenja transmisije).

### Primjer

Izračun maksimalnih vučnih sila terenskog vozila 4x4 iz uvjeta prijanjanja pri blokiranju pojedinih kotača, *slika 6.87*. Zadano je:

- terensko vozilo 4x4, mase 6 tona.
- raspodjela opterećenja na osovine:  $G_1:G_2=1:2$  (20 kN : 40 kN).
- transmisija vozila s trima diferencijalima (1 nesimetrični, 2 simetrična).
- neka je prijanjanje ispod kotača potpuno različito:

$$\begin{aligned} \mu_{1L} &= 0,1 & \mu_{1D} &= 0,3 \\ \mu_{1D} &= 0,5 & \mu_{2D} &= 0,65 \end{aligned}$$

- opterećenje kotača na prednjoj osovini:  $G_{k1} = G_1/2 = 10$  kN
- opterećenje kotača na stražnjoj osovini:  $G_{k2} = G_2/2 = 20$  kN

Osovina koja je manje opterećena treba manji pogonski moment, a osovina koja je više opterećena treba veći pogonski moment: To znači da raspodjela momenta prema opterećenju treba biti sukladna omjeru:  $M_1:M_2 = G_1:G_2$

Prijenosni omjer u razdjelniku snage (nesimetrični diferencijal):

$$i_d = G_1/G_2 = M_2 / M_1 = 2$$

### Pojedinačno blokiranje diferencijala i maksimalna vučna sila:

A - ako su svi diferencijali slobodni

- sila na prednjem mostu;  $F_{v\mu 1} = 2 F_{\min} = 2 G_{k1} \mu_{1L} = 2$  kN
- sila na stražnjem mostu;  $F_{v\mu 2} = F_{1v} i_d = 4$  kN
- ukupna maksimalna vučna sila:  $F_{v\mu} = F_{v1} + F_{v2} = 6$  kN

B - ako je blokiran samo nesimetrični diferencijal u razdjelniku snage

- sila na prednjem mostu;  $F_{v\mu 1} = 2 G_{k1} \mu_{1L} = 2$  kN
- sila na stražnjem mostu;  $F_{v\mu 2} = 2 G_{k2} \mu_{2L} = 20$  kN
- ukupna maksimalna vučna sila:  $F_{v\mu} = F_{v1} + F_{v2} = 22$  kN

C - ako su blokirani samo diferencijali u pogonskim mostovima

- sila na prednjem mostu;  $F_{v\mu 1b} = G_{k1} \mu_{1L} + G_{k1} \mu_{1D} = 4$  kN
- sila na stražnjem mostu;  $F_{v\mu 2b} = F_{v1b} i_d = 8$  kN
- ukupna maksimalna vučna sila:  $F_{v\mu} = F_{v\mu 1b} + F_{v\mu 2b} = 12$  kN

D - ako su blokirani svi diferencijali na vozilu

- ukupna maksimalna vučna sila je:

$$\begin{aligned} F_{v\mu} &= G_{k1} \mu_{1L} + G_{k1} \mu_{1D} + G_{k2} \mu_{2L} + G_{k2} \mu_{2D} \\ F_{v\mu} &= 27 \text{ kN} \end{aligned}$$

## Zaključak

U uvjetima proklizavanja svih kotača, otvorene diferencijale treba blokirati postupno, najprije središnji nesimetrični diferencijal koji najviše pridonosi pokretljivosti vozila ( $F_v = 22 \text{ kN}$ ), zatim ako je potrebno i osovinske diferencijale. Najveća vučna sila postiže se blokiranjem svih diferencijala ( $F_v = 27 \text{ kN}$ ). U transmisiji vozila središnji diferencijal ključni je sklop za raspodjelu okretnog momenta na kotače i terensku prohodnost vozila.

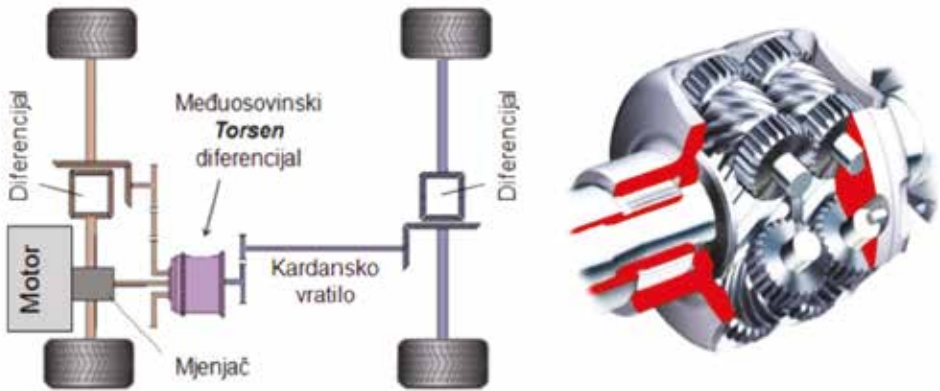
### b) Torsen međuosovinski diferencijal

**Torsen** diferencijal samokočni je diferencijal koji omogućuje podjednaku i dinamički promjenjivu raspodjelu okretnog momenta između osovina. Simetrični **Torsen** diferencijal dijeli okretni moment na prednju i stražnju osovину u podjednakom iznosu (50%:50%). Nesimetrični **Torsen** planetarni diferencijal, sukladno opterećenju vozila, dijeli moment na prednju i stražnju osovину obično u omjeru 40%:60%. **Torsen** diferencijali mogu preusmjeriti do 20% momenta na osovину s većim prijanjanjem kotača (max. 70:30).

#### Primjer

*Torsen* međuosovinski diferencijal

*Torsen* međuosovinski simetrični diferencijal podjednako dijeli moment na prednju i stražnju osovину 50% : 50%, **slika 6.89**. Ako je prijanjanje, primjerice prednje osovine slabije, okretni se moment preusmjerava na stražnju osovину, i obrnuto. *Torsen* diferencijal radi na principu samokočivosti pa se veći okretni moment prenosi stražnjoj osovini čiji kotači imaju bolje prijanjanje. Okretni moment na prednjoj osovini tada je manji od onoga na stražnjoj osovini. Dinamičko usmjeravanje momenta na jednu ili drugu osovину s boljim prijanjanjem iznosi oko 20% ukupnog momenta. U području niskog prijanjanja, kako bi se postigla prohodnost terena, *Torsen* diferencijal se kombinira s aktivnim osovinskim diferencijalima.



**Slika 6.89. Međuosovinski simetrični Torsen diferencijal (Audi A5)**

### 6.5.4 Aktivni međuosovinski diferencijali

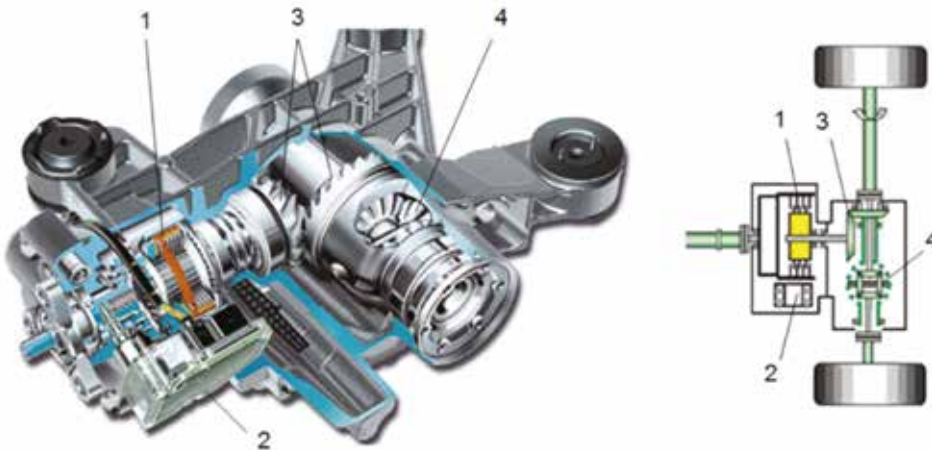
Aktivni međuosovinski diferencijali koriste se između pogonskih osovina za dinamičku raspodjelu okretnog momenta između prednje i stražnje osovine u tijekom vožnje po različitim podlogama. Kao aktivni međuosovinski prijenosnik najčešće se koristi elektronički upravljana **Haldex** spojka, jer se njenom primjenom isključuje potreba za pasivnim međuosovinskim diferencijalom.

### a) Elektronički upravljana Haldex spojka

**Haldex** spojka je lamelna spojka. Ugrađena je na kraju kardanskog vratila u sklopu stražnjeg diferencijala, *slika 6.90*. Spojka pruža podjelu okretnog momenta između osovina 0-100%. U slučaju proklizavanja kotača prednje osovine, okretni moment se preusmjeruje na stražnju osovину u skladu s prijanjanjem kotača. Ostvarivanje varijabilnog prijenosa snage omogućuje **ECU** jedinica aktiviranjem ventila kojim se uljni tlak kontinuirano mijenja, a prema tome i okretni moment na kotačima.

Opcije pogona kotača

- **2WD**, pogon na prednje kotače (ekonomičnije rješenje za dobre cestovne uvjete).
- **4WD Auto**, automatski pogon na sve kotače; u uvjetima slabog prijanjanja prednjih kotača, povećava se moment na stražnje kotače; moment se vraća prednjoj osovini čim prednji kotači uspostave kontakt s podlogom.
- **4WD Lock**, blokiranje osovinskih diferencijala i stalni pogon na sve kotače (blato, snijeg), jednaka podjela momenta; pri brzini vozila većoj od 60 km/h, isključuje se blokiranje diferencijala i vraćanje na pogon **4WD Auto**.



**Slika 6.90. Haldex spojka stražnjeg pogona (4Motion Active Control, VW)**

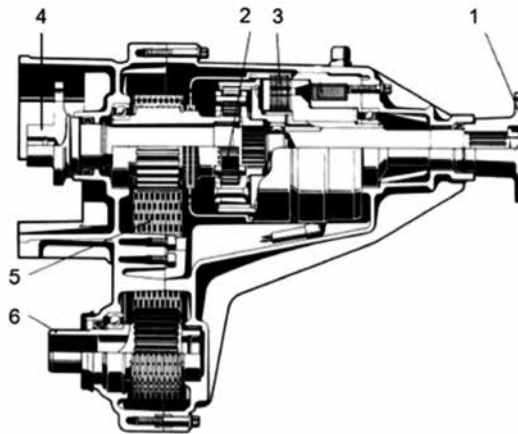
1 - Haldex spojka, 2 - upravljačka jedinica, 3 - osovinski reduktor, 4 - diferencijal

### Izbor podloge

Napredni sustavi vuče (posebno pogona na sve kotače 4x4) koriste dodatno prilagođavanje motora i mjenjača uvjetima podloge. Ispod ručice mjenjača, ugrađen je mod selektor (*Drive Mode Selector*) za podešavanje uvjeta vožnje: *vožnja po snijegu*, *cestovna vožnja (normalno)*, *terenska vožnja (usponi, nizbrdice)*, *te individualno specifična vožnja (blato, pjesak)*. Ovisno o podlozi mijenjaju se karakteristike pogona kao što su doziranje papučiće gasa, promjene stupnjeva prijenosa, kočnica motora i potpora pri kretanju (*4MOTION Active Control, Volkswagen*).

### b) Elektronički upravljani planetarni diferencijal

Razdjelnik pogona s elektronički upravljanim planetarnim diferencijalom prikazan je na *slici 6.91*. Planetarni red diferencijala omogućuje podjelu okretnog momenta između prednje i stražnje osovine u standardnom omjeru 64% : 36%. Blokiranje diferencijala izvodi se elektromagnetskom spojkom, prema zahtjevima prijanjanja prednje i stražnje osovine, do 100% blokiranja. Također, osovinski diferencijali s elektrohidrauličnim upravljanjem omogućuju blokiranje do 100%.

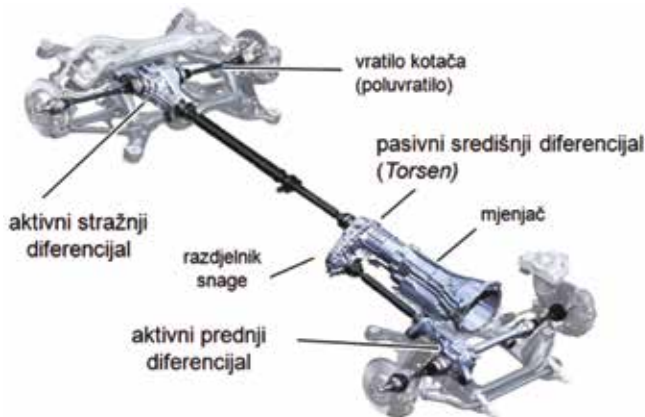


**Slika 6.91. Razdjelnik snage s planetarnim diferencijalom ZF (Mercedes-Benz E)**

1 - ulazno vratilo, 2 - planetarni red, 3 - elektromagnetska spojka, 4 - vratilo stražnje osovine, 5 - lanac, 6 - vratilo prednje osovine

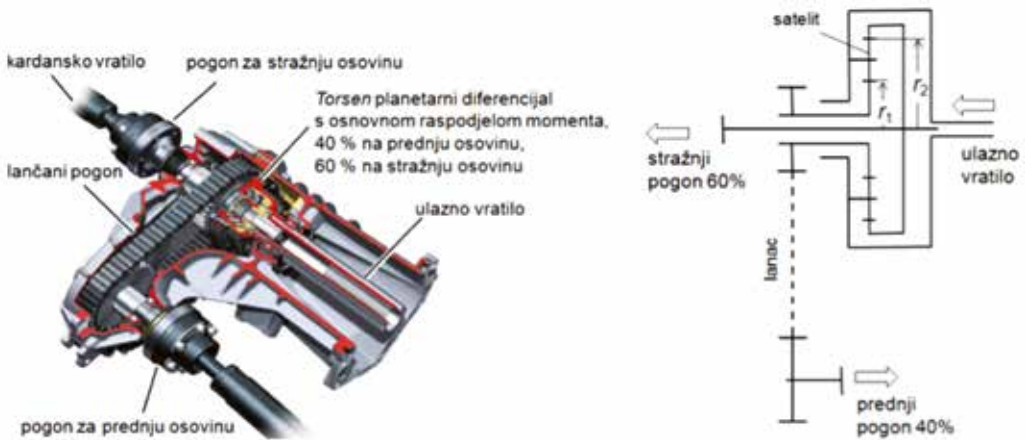
### c) Kombinirano upravljanje različitim diferencijalima

Transmisija pogona na sve kotače, s pasivnim i aktivnim diferencijalima prikazana je na **slici 6.92**. Pasivni planetarni *Torsen* diferencijal dijeli moment na prednju i stražnju osovinu, u omjeru 40%:60%. Aktivni diferencijali smješteni su u osovinama. U skladu s prijanjanjem prednje i stražnje osovine omogućena je dinamička podjela okretnog momenta na prednju i stražnju osovinu, **slika 6.94**. *Torsen* diferencijal preusmjeruje prema stražnjoj osovini do 77%, a na prednju osovinu do 60%.

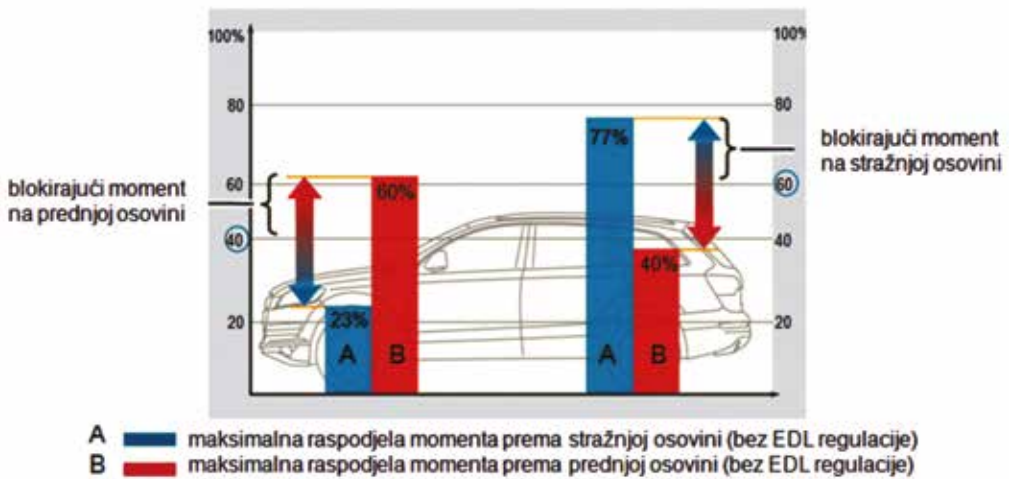


**Slika 6.92. Transmisija pogona 4x4 (Audi Q7)**

Ulazni se moment od mjenjača dovodi na satelite planetarnog reda, **slika 6.93**. Na stražnju osovinu, sukladno opterećenju, odvodi se veći moment preko vanjskog zupčanika, a na prednju osovinu odvodi se manji moment preko središnjeg zupčanika. Takva nesimetrična podjela okretnog momenta (40%:60%), određena je promjerima središnjeg i vanjskog zupčanika planetarnog reda ( $r_1$ ,  $r_2$ ). *Torsen* diferencijal ostvaruje varijabilnu raspodjelu momenta između osovina. Međutim, ako jedna od osovina proklizava i pored toga (jer *Torsen* diferencijal ne ostvaruje potpuno blokiranje 100%), potrebno je blokirati osovinske elektronički upravljane diferencijale, **slika 6.95**.



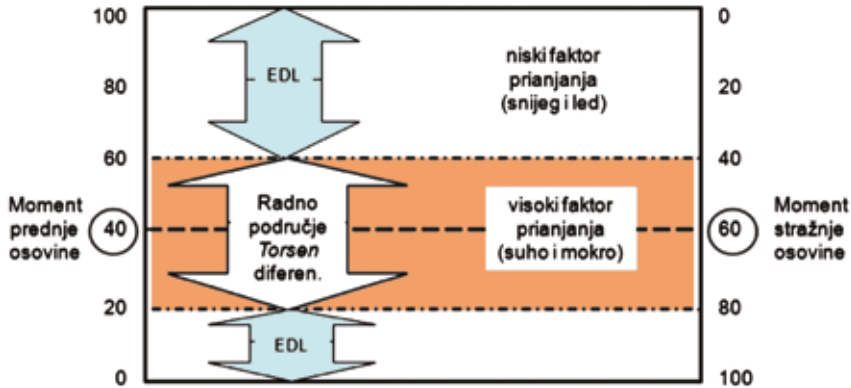
Slika 6.93. Razdjelnik snage s planetarnim Torsen diferencijalom (Audi Q7)



Slika 6.94. Varijabilna podjela momenta na prednju i stražnju osovinu pomoću planetarnog Torsen diferencijala (Audi Q7)

Područje djelovanja Torsen diferencijala i EDL (EDS) diferencijala prikazano je na dijagramu, *slika 6.95*. U području većeg prljanjanja kotača (suha i vlažna podloga) Torsen diferencijal pokriva prijenos oko 40% okretnog momenta. U uvjetima niskog prljanjanja kotača (snijeg, led, blato) aktivira se EDL regulacija blokiranja osovinskih diferencijala, kako bi se ostvarila veća ili potpuna blokada diferencijala, a to znači da bi se realizirala najveća vučna sila na kotačima.





**Slika 6.95. Podjela okretnog momenta na prednju i stražnju osovinu pomoću međuosovinskog Torsen diferencijala i osovinskih EDL diferencijala (Audi Q7)**

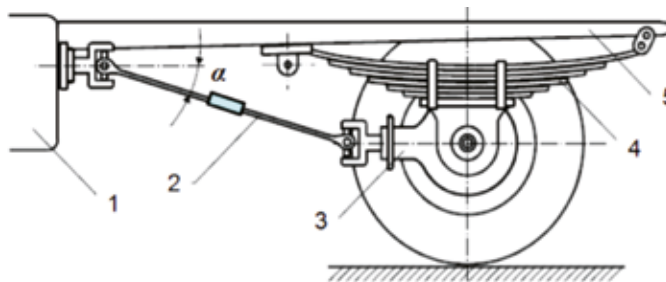
Raspodjela okretnog momenta na osovine s obzirom na konstrukciju međuosovinskih prijenosnika, dana je u **tablici 6.4.**

**Tablica 6.4. Međuosovinska raspodjela pogonskog momenta**

Vrsta prijenosnika	Princip upravljanja	Prednja osovina	Stražnja osovina
Simetrični diferencijal	Pasivno mehanički	50%	50%
Nesimetrični diferencijal (planetarni)	Pasivno mehanički	35%	65%
Torsen diferencijal	Pasivno mehanički	22%	78%
	viskozno mehanički	78%	22%
Visco spojka	Pasivno	98%	2%
	viskozno	2%	98%
Haldex spojka	Aktivno	100%	0%
	elektronički	0%	100%
Elektromagnetska spojka	Aktivno	100%	0%
	elektronički	0%	100%

## 6.6. Zglobna vratila

Od mjenjača do kotača, sklopovi transmisije su povezani zglobnim vratilima. Kod klasičnog pogona na stražnje kotače snaga motora prenosi se s mjenjača na diferencijal pomoću kardanskog vratila, **slika 6.96.** Budući da je mjenjač na višem položaju u odnosu na osovinu, kardansko vratilo mora biti nagnuto pod kutom ( $\alpha$ ). Također, uslijed opterećenja kotača i elastične opruge pogonska osovina pomiče se u vertikalnoj ravnini, pa se kut kardanskog vratila mijenja. Stoga se na oba kraja vratila mora ugraditi odgovarajući zglob, pa se takva vratila nazivaju zglobna vratila. Uz to, kardansko vratilo u radu se mora još i izduživati ili skraćivati.



**Slika 6.96. Kardansko vratilo stražnjeg pogona**

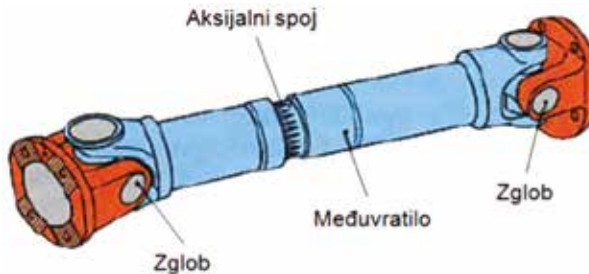
1 - mjenjač, 2 - kardansko vratilo, 3 - pogonska osovina, 4 - okvir vozila

Osim kardanskog vratila prema stražnjim kotačima, na vozilu 4x4 i na vozilu s većim brojem pogonskih osovina mora biti ugrađeno više takvih prijenosa. Isto tako, upravljanje vozilom, od volana do glave upravljača odvija se pomoću kardanskog prijenosnika. Također, prijenos snage od diferencijala do pogonskih kotača odvija se pomoću zglobnih vratila (homokinetičkih vratila). Prema tome, zglobova vratila na motornom vozilu mogu se podijeliti na:

- kardanska vratila i
- vratila pogonskih kotača.

### 6.6.1. Kardansko vratilo

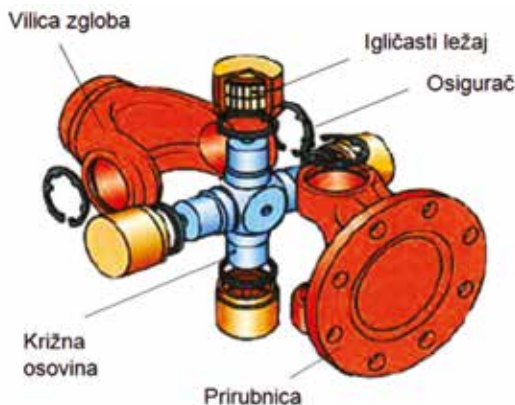
Kardansko vratilo služi za prijenos snage između sklopova transmisije čije se osi ne poklapaju, a njihov je položaj promjenjiv. Kardansko vratilo ima dva križna zgloba i međuvratilo, *slika 6.97*. Često se križni zglob naziva samo kardanski zglob, a kardanom cijelo kardansko vratilo. Zbog promjene dužine tijekom vožnje, međuvratilo ima teleskopski klizni ili kuglični spoj. Međuvratilo se izrađuje od čelične cijevi – što manje mase, a klizni spoj u obliku žljebova. Teleskopski spoj međuvratila ima važnu ulogu aksijalnog pomaka. Ako se mehanički spoj dobro ne podmazuje, mogu se pojaviti nepoželjne aksijalne sile. Kod velikih razmaka između mjenjača i pogonskog mosta ugrađuje se međuležaj kardana s ciljem smanjenja vibracija vratila.



*Slika 6.97. Kardansko vratilo*

#### a) Kardanski zglob

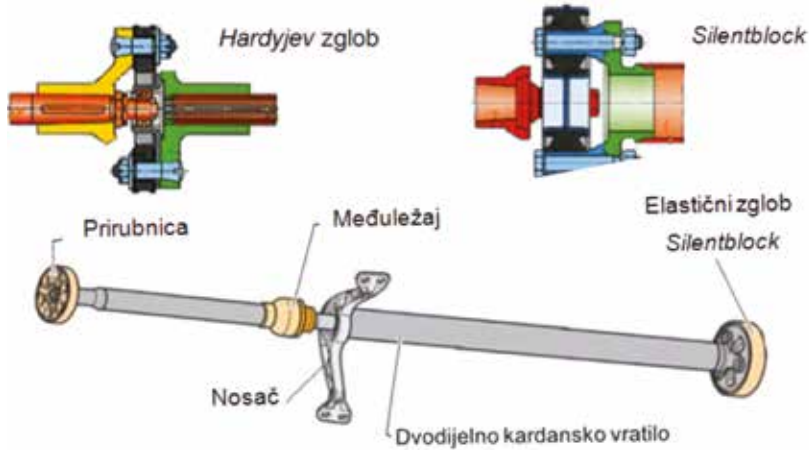
Kardanski zglob križna je spojka koja se sastoji od dviju vilica, križne osovine i igličastih ležaja, *slika 6.98*. Vilice zgloba spajaju se za vratilo zavarivanjem ili vijčanim spojem. Križna osovina se spaja s vilicama preko igličastih ležaja. Kardanski zglob ne dopušta aksijalni pomak. Osnove toga mehanizma postavio je fizičar *Cardano* (16. st), a unaprijedio i patentirao *R. Hooke* (17. st). Takav zglob omogućuje kutni pomak vratila do 15° (a posebne izvedbe 30° do 40°).



*Slika 6.98. Kardanski zglob*

### Elastični zglobovi vratila

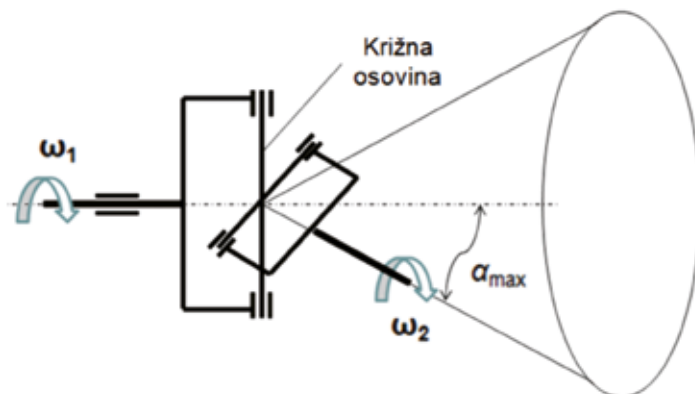
U kardanska vratila ponekad se ugrađuju elastični zglobovi u obliku spojke koji dopuštaju male kutne i uzdužne pomake, *slika 6.99*. Koriste se kod malih kutova vratila - kao elastične veze s osovin-skim prijenosom, koje prigušuju vibracije i smanjuju buku. Tipični takav zglob jest tzv. **Hardy zglob** s elastičnim armiranim prstenom, koji omogućuje kutni pomak do  $5^\circ$  i aksijalni pomak do 1,5 mm. Elastični zglob, tzv. **Silentblok**, sadrži gumeni uložak s metalnom armaturom koji osim prigušivanja vibracija, omogućuje i manje pomake u svim smjerovima. Dugačko kardansko vratilo ima međuležaj koji se pomoću nosača učvršćuje za okvir ili karoseriju vozila, *slika 6.99. dolje*.



*Slika 6.99. Kardanski zglobovi produženog kardanskog vratila*

### b) Kinematika kardanskog vratila

Shema kardanskog zgloba prikazana je na *slici 6.100*. Pogonsko i gonjeno vratilo spojeno je s vilicama zgloba. Križna osovina spaja vilice u četiri ležaja. Pogonsko i gonjeno vratilo sijeku se pod kutom  $\alpha$ . Gonjeno vratilo može raditi u bilo kojem položaju unutar naznačenog stošca  $\alpha_{\max}$ . Kinematika kardanskog zgloba pokazuje da se kutna brzina čvrsto uležištenog pogonskog vratila  $\omega_1$  ne prenosi jednolično na gonjeno vratilo čim ono odstupa za neki kut  $\alpha$  od smjera ulaznog vratila. To znači da kardanski zglob ne prenosi na gonjeno vratilo istu kutnu brzinu, pa je  $\omega_1 \neq \omega_2$ . Što je veći kut sjecišta tih dvaju vratila  $\alpha$ , to je veća nejednakost kutne brzine gonjenog vratila  $\omega_2$ . To je mana kardanskog zgloba.



*Slika 6.100. Kinematika kardanskog zgloba*

### Asinkrona i sinkrona kinematika kardanskog zgloba

Kutna brzina gonjenog vratila,  $\omega_2$

Kutna brzina gonjenog vratila  $\omega_2$  nije konstantna jer se pri zakretanju ulaznog vratila za kut  $\varphi_1$  drugo vratilo se u istoj ravnini zakrene za kut  $\varphi_2$ . Stoga, kutna brzina gonjenog vratila  $\omega_2$  varira između ekstremnih vrijednosti:

- za kut  $\varphi=0^\circ$  ili  $180^\circ$ ,  $\omega_{2\max} = \omega_1 / \cos\alpha_1$
- za kut  $\varphi=90^\circ$  ili  $270^\circ$ ,  $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos\alpha_1$

Ako je kutna brzina pogonskog vratila:  $\omega_1 = 400 \text{ s}^{-1}$ , slijedi:

- za kut gonjenog vratila od  $\alpha=10^\circ$ , kutna brzina  $\omega_2$  mijenja se od 406 do  $394 \text{ s}^{-1}$
- za kut gonjenog vratila od  $\alpha=20^\circ$ , kutna brzina  $\omega_2$  mijenja se od 425 do  $276 \text{ s}^{-1}$

Stupanj nejednolikosti vrtnje gonjenog vratila:

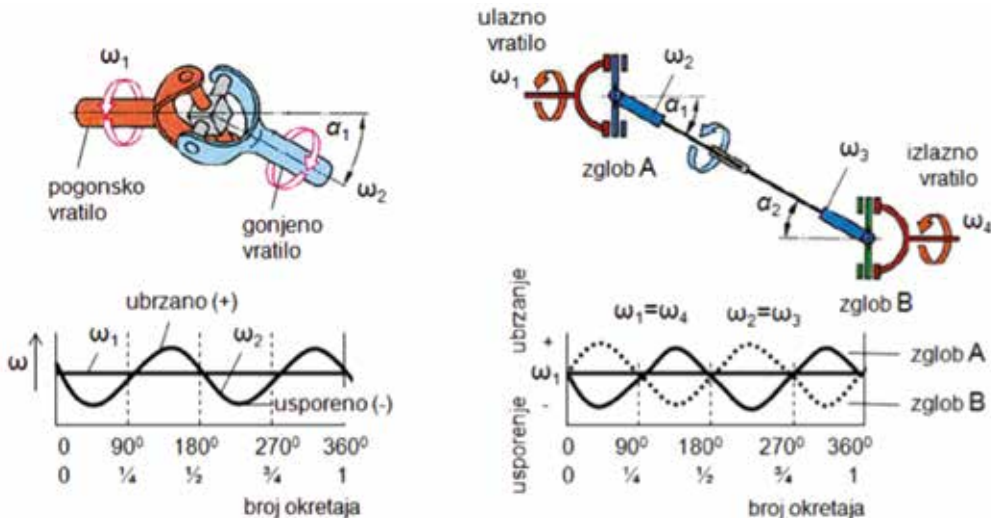
$$\delta_v = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min}) / \omega_1 \quad (6.15)$$

$\alpha$ ( $^\circ$ )	5	10	15	20	30
$\delta_v$ (%)	0,76	3,05	6,85	12,44	28,8

Prijenosni omjer kardanskog zgloba:

$$i = \omega_2 / \omega_1 \quad (6.16)$$

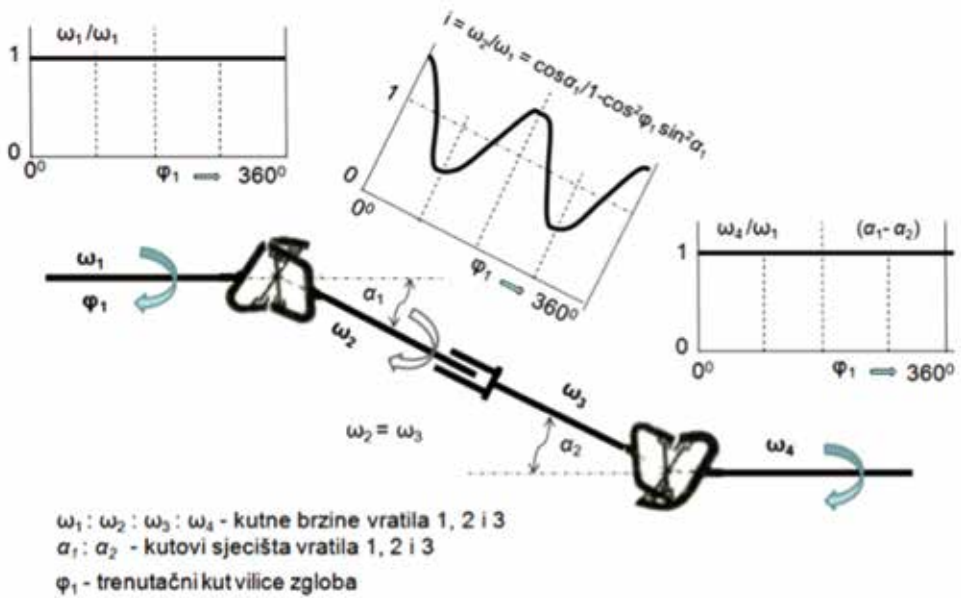
U svakom okretaju vratila, kutna brzina gonjenog vratila dva se puta ubrzava i usporava, **slika 6.101**. Kako bi se izbjegla ta nejednolikost brzine izlaznog vratila, s druge strane međuvratila ugrađuje se drugi kardanski zglob, koji promjenjivu kutnu brzinu mijenja u suprotnom smislu, pa izlazno vratilo dobiva jednaku kutnu brzinu. Preduvjet tomu jest da su kutovi sjecišta vratila jednaki  $\alpha_1 = \alpha_2$ , kao i da vilice međuvratila leže u istoj ravnini, a ne u međusobno okomitim ravninama.



**Slika 6.101. Asinkrona i sinkrona kinematika kardanskog vratila**

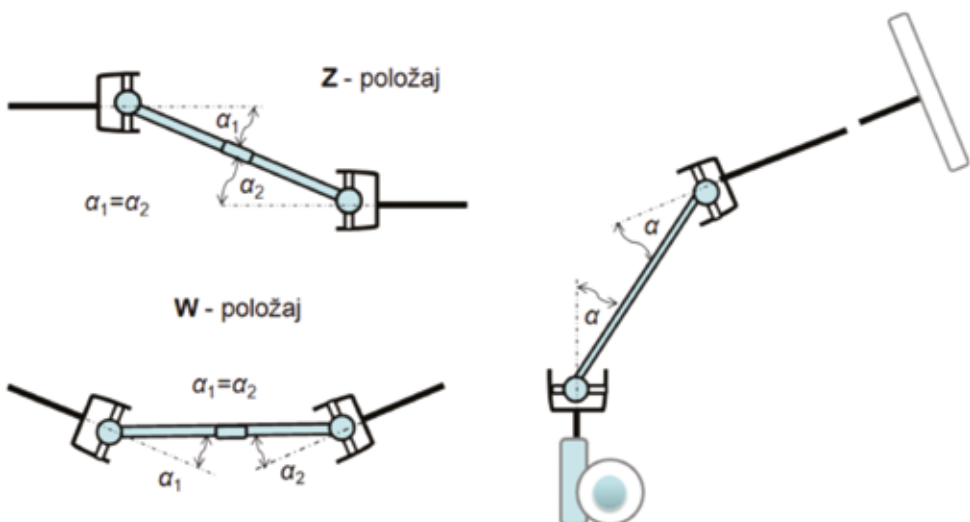
Pogonjeno vratilo se u jednom okretu dvaput ubrza i uspori. Promjena kutnih brzina dovodi do ubrzanja i usporenja međuvratila, pa se javljaju dodatna dinamička naprezanja, tj. momenti inercije vratila, što utječe na smanjenje stupnja korisnog djelovanja. Ako je  $\alpha_1 = 0^\circ$ , onda je  $\omega_1 = \omega_2$ . Promjene kutnih brzina vratila  $\omega_2$  pri malim kutovima vratila su neznatne (0,76% pri  $\alpha_1 = 5^\circ$ ), ali rastu s povećanjem kuta. Kod malih kutova nagiba moguća je ugradnja jednodijelnih kardanskih vratila. S ciljem

otklanjanja neravnomjernosti, potrebno je s druge strane međuvratila ugraditi drugi kardanski zglob, *slika 6.102*. Takva *sinkrona kinematika* osigurava konstantan odnos kutnih brzina na ulaznom i izlaznom vratilu ( $\omega_1 = \omega_4$ ).



*Slika 6.102. Shema izjednačavanja kutnih brzina ulaznog i izlaznog vratila*

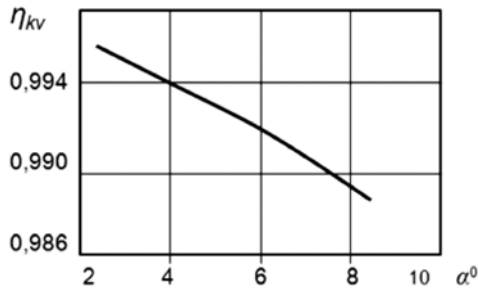
Kod osobnih vozila kutovi sjecišta vratila iznose do  $8^\circ$  ( $10^\circ$ ), a najveće vrijednosti kod teretnih vozila iznose do  $\alpha_{\max} = 15^\circ$  ( $20^\circ$ ). Veći kutovi vratila unose veću nejednolikost vrtnje, što izaziva dodatna dinamička naprezanja međuvratila. S obzirom na uvjet jednakosti  $\omega_1 = \omega_4$ , ugradnja kardanskog vratila mora zadovoljiti jednakosti kutova  $\alpha_1 = \alpha_2$  i položaj vilice međuvratila u istoj ravnini. Stoga, moguće varijante ugradnje sinkronog kardanskog prijenosnika osiguravaju **Z** položaj i **W** položaj vratila, *slika 6.103*.



*Slika 6.103. Varijante sinkronog kardanskog vratila*

Z - shema vratila, W - shema vratila

Stupanj korisnog djelovanja kardanskog vratila ( $\eta_{kv}$ ) pada s povećanjem kuta ugradnje vratila ( $\alpha$ ), *slika 6.104.*



**Slika 6.104. Stupanj korisnog djelovanja kardanskog vratila**

### c) Kritična brzina vrtnje vratila

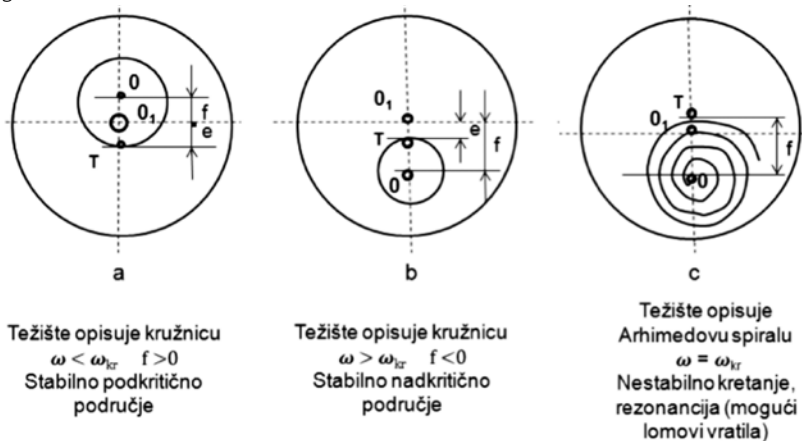
I uz veliku preciznost izrade vratila, težište njegova presjeka malo je ekscentrično. Ta ekscentričnost vratila pri velikom broju okretaja stvara se centrifugalna sila koja uzrokuje nepoželjne poprečne vibracije vratila, *slika 6.105.* Da bi se osiguralo stabilno područje rada, potrebno je najprije odrediti kritičnu kutnu brzinu vrtnje kardanskog vratila, kod koje dolazi do loma vratila:

$$\omega_{kr} = (C/m_{kv})^{0,5} \quad (6.17)$$

C - krutost vratila na savijanje,  $m_{kv}$  - masa kardanskog vratila

Dopuštena vrijednost kutne brzine:  $\omega_d = k_s \omega_{kr}$ ,  $k_s = 0,7-0,8$ .

Kada je kardansko vratilo dugačko, opasnost pojave kritičnih vibracija je veća. Kada se dostiže kritično područje, preporučuje se ugradnja kardanskog vratila s međuležajem. Praktično, razmak između zglobova ograničava se na 1500 mm.



**Slika 6.105. Stabilna i nestabilna vrtnja kardanskog vratila**

Zbog netočnosti izrade vratila, težište vratila (T) može opisivati kružnicu pomaknutu za krak (e), pri tom se stvara progib vratila (f). Ako je  $\omega_1 < \omega_{kr}$ , onda je  $f > 0$ , težište vratila opisuje kružnicu (a), a kretanje je stabilno (*potkritično područje*). Ako je  $\omega_1 > \omega_{kr}$ , onda je  $f < 0$ , težište opisuje kružnicu (b), a kretanje je stabilno (*nadkritično područje*). Ako je  $\omega_1 = \omega_{kr}$ , težište kardana opisuje *Arhimedovu spiralu* (c), pri čemu progib (f) raste proporcionalno neuravnoteženosti (e). To je nestabilno kretanje, koje može izazvati lomove vratila. Neuravnoteženje može biti posljedica netočnosti pri izradi, balansiranju i uporabi. U proizvodnji se kardansko vratilo balansira. Proizvođači daju preporuke kutova ugradnje kardanskog vratila

određene dužine. Veličine **bacanja** vratila ne smiju biti veće od 0,5 do 0,8 mm. Dopuštene vrijednosti momenta neuravnoteženosti iznose:

- za osobna vozila i srednja vozila,  $(15-25)10 \times 10^{-4}$  Nm
- za teretna vozila preko 5 t nosivosti, do  $100 \times 10^{-4}$  Nm.

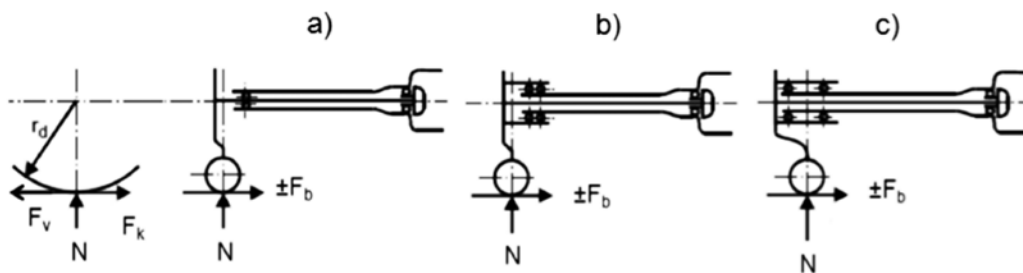
### 6.6.2. Vratilo kotača

Vratilo kotača pogonsko je vratilo koje povezuje diferencijal i kotač (često se naziva, *poluvratilo* ili *poluosovina*). Time vratilo kotača prenosi moment bočnog zupčanika diferencijala na pogonski kotač. S obzirom na zavisni i neovisni ovjes kotača, razlikuju se dvije vrste pogonskih vratila: *standardna vratila* i *homokinetička vratila*.

#### a) Standardna vratila

Kod zavisnog ovjesa kotača (kruti pogonski most), standardna vratila bez zglobova prikazana su na *slici 6.106.*:

- a - *opterećeno vratilo* (na vratilo djeluje pogonski moment i moment savijanja)
- b - *poluopterećeno vratilo* (na vratilo djeluje pogonski moment i moment uklještenja ležaja)
- c - *rasterećeno vratilo* (na vratilo djeluje samo pogonski moment, ostala opterećenja prenose se preko ležaja na kućište pogonskog mosta).



**Slika 6.106. Vratila kotača kod zavisnog ovjesa**

$F_v$  - vučna sila,  $F_k$  - kočna sila,  $F_b$  - bočna sila,  $N$  - normalna reakcija tla

#### b) Homokinetička vratila

Kod nezavisnog ovjesa kotača, homokinetička vratila prikazana su na *slici 6.107*. Vratila su različite dužine, lijevo je obično kraće od desnog.



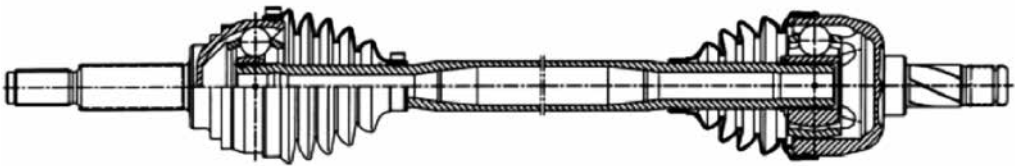
**Slika 6.107. Homokinetička vratila stražnje osovine (Audi Q7)**

Homokinetička vratila kotača osiguravaju sinkronu kinematiku kutne brzine izlaznog vratila. Razlikuju se sljedeća vratila kotača:

- vratila s dvostrukim križnim zglobovima
- vratila s kuglastim zglobovima, s ravnim ili zakrivljenim žljebovima (tzv. *homokinetički zglobovi*)
- vratila s trok拉克im križnim zglobovima (*Tripod* zglobovi).

### Homokinetički zglob<sup>1</sup> (kuglasti zglob)

Ugradnjom seta kuglica (npr. 6 kom) između vilica zgloba, dobiva se tzv. homokinetičko vratilo, **slika 6.108**. Homokinetički zglobovi se nalaze s obje strane šupljeg vratila. Vanjski zglob čini spoj vratila s kotačem, a unutarnji zglob čini spoj s vratilom diferencijala. Pri promjeni kuta među vratilima konstrukcija homokinetičkog zgloba osigurava stalan raspored kuglica u ravnini simetrije i tako dijeli kut na dva jednaka dijela. Tako se ostvaruje jednakost kutnih brzina ulaznog i izlaznog vratila. Zglobovi su od prljavštine zaštićeni manžetama.



**Slika 6.108. Homokinetičko vratilo kotača s kuglastim zglobovima**

Na **slici 6.109. lijevo**, prikazan je kuglasti zglob s ravnim žljebovima, koji omogućuje kutne pomake do  $22^\circ$  i uzdužne pomake do 45 mm. Kuglice vođene kavezom pomiču se u žljebovima *zvijezde* i žljebovima *kućišta*. Na slici desno prikazan je sličan zglob, ali sa zakrivljenim žljebovima koji dopušta veće kutne pomake, do  $50^\circ$ , dok uzdužne pomake ne dopušta. Kuglice su vođene kavezom tako da cijelo vrijeme stoje u simetričnoj ravnini, što ga čini homokinetičkim zglobovima. Najviše se koristi kod osobnih vozila. Zatvoreni zglobovi podmazuju se litijevom mašću s dodacima grafita,  $MoS_2$  i drugih aditiva.



**Slika 6.109. Kuglasti zglob tipa Weiss (lijevo) i kuglasti zglob sa zakrivljenim žljebovima (desno)**

### Kinematika homokinetičkog zgloba

Konstrukcija homokinetičkog zgloba osigurava simetričan raspored kuglica u ravnini, pa se kontakt dvaju vratila uvijek nalazi u ravnini koja dijeli taj kut na polovinu, **slika 6.110**. Promjenom kuta ostvaruje se uvjet jednakosti kutnih brzina pogonskog i gonjenog vratila ( $\omega_1 = \omega_2$ ). U kontaktu **A** - dodira lijevog i desnog kraka vrtnje (određenog radijusa), obodna brzina, s jedne i druge strane iznosi:

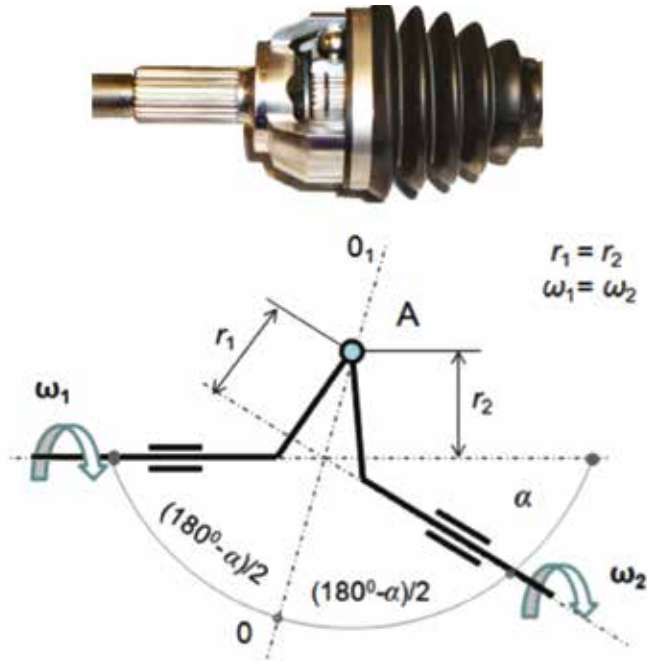
$$v_A = \omega_1 r_1, \quad v_A = \omega_2 r_2 \quad (6.18)$$

Kako su radijusi  $r_1 = r_2$  jednaki, onda su i kutne brzine jednake  $\omega_1 = \omega_2$ . Dakle, točka **A** uvijek leži na simetrali kuta  $0-0_1$ . S obzirom na to da su kod kuglastog zgloba žljebovi simetrični, kuglice stoje

1 „homokinetički“ dolazi od riječi homo - jednak, i riječi kinetike - gibanje tijela



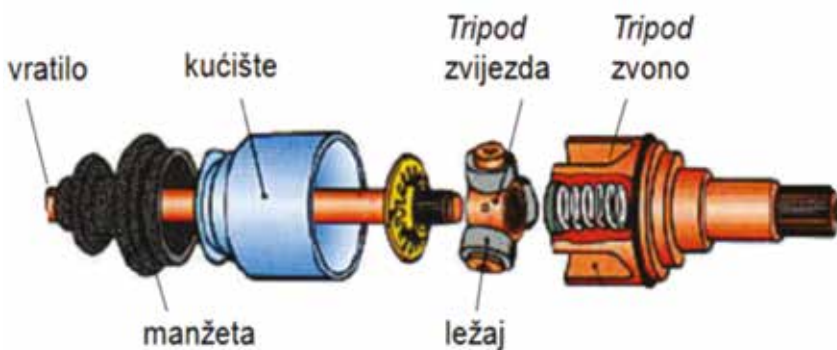
na njihovu presjeku, tj. ostaju u simetričnoj ravnini. Kod nekih zglobova zakretanje kuglica vođeno je kavezom - kojim upravlja razdjelna poluga gonjenog vratila.



**Slika 6.110. Kinematika homokinetičkog zgloba**

#### Trokraki križni zglob (Tripod zglob)

Konstrukcija zgloba sastoji se od trokrakog križa (Tripod zvijezda) s igličastim ležajevima, Tripod zvono i kućišta, **slika 6.111**. Tripod zvono je uvijek na strani diferencijala. Tripod zglob dopušta kutove zakretanja vratila do  $25^\circ$  i uzdužne pomake do 55 mm. Ugrađuju se u lakša vozila s neovisnim ovjesom.



**Slika 6.111. Homokinetičko vratilo kotača s Tripod zglobom**

## 7. Kočnice vozila

Kočnice služe za usporavanje i zaustavljanje vozila, kao i zadržavanje vozila u mirovanju. Osnovni pokazatelji efikasnosti kočenja vozila su:

- *kočna sila*
- *usporenje vozila*
- *put kočenja*
- *vrijeme kočenja.*

### 7.1. Vrste kočnica

Kočnice moraju biti izvedene tako da vozač može vozilo na siguran, brz i učinkovit način zaustaviti, bez obzira na stupanj opterećenja vozila i nagib ceste po kojoj se vozilo kreće te osigurati vozilo u nepokretnom položaju na cesti s nagibom. To su slijedeće vrste kočnica, *slika 7.1.:*

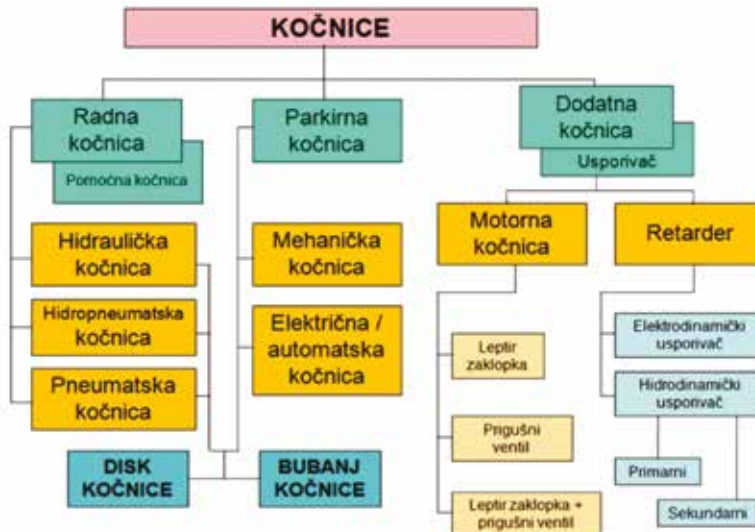
- radna (nožna) kočnica
- pomoćna kočnica
- parkirna kočnica

**Radna (nožna) kočnica** služi za usporavanje i zaustavljanje vozila na siguran način, bez obzira na brzinu kretanja vozila, opterećenje vozila i nagib ceste. Nožna kočnica pruža prilagodbu jakosti kočenja.

**Pomoćna kočnica** služi za zaustavljanje vozila ako otkáže radna kočnica. Vozač je može aktivirati sa sjedala a da mu pritom jedna ruka bude na upravljaču. Stoga je pomoćna kočnica u načelu ručna kočnica, odnosno kočnica koja se aktivira rukom.

**Parkirna kočnica** omogućuje zadržavanje vozila u zakočenom stanju, za vrijeme stajanja pri punom opterećenju i na određenoj kosini. Radna i parkirna kočnica mogu biti kombinirane, tako da komanda radne kočnice bude neovisna o komandi parkirne kočnice

**Dodatne kočnice, tzv. usporivači (trajne kočnice)** služe za usporavanje komercijalnih vozila. **Usporivači** omogućuju dugotrajno usporavanje teretnih vozila mase preko 5 t koja su predviđena za vuču prikolica te na vozilima mase preko 9 t.



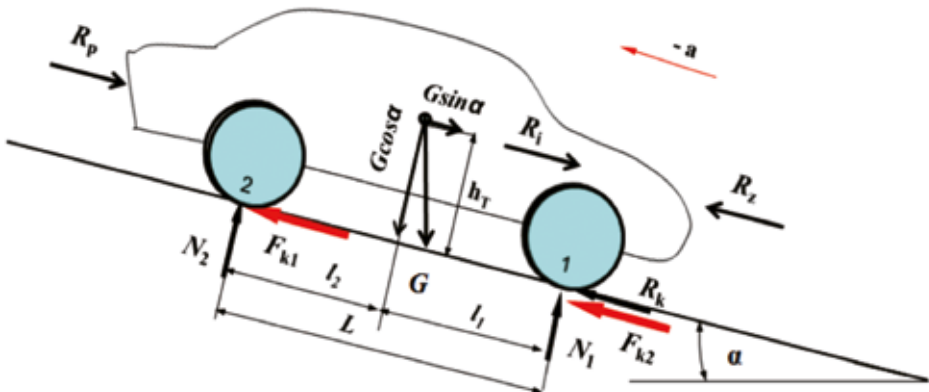
Slika 7.1. Vrste kočnica na motornim vozilima

## 7.2. Pokazatelji kočenja

### 7.2.1. Kočna sila

Sile koje djeluju na vozilo pri kočenju, su:

1. težina vozila ( $G$ )
2. normalne reakcije ispod osovina ( $N_1, N_2$ )
3. otpor kotrljanja ( $R_k$ )
4. otpor uspona/nizbrdice ( $R_u$ )
5. otpor zraka ( $R_z$ )
6. otpor inercije ( $R_i$ )
7. otpor prikolice ( $R_p$ )
8. kočna sila ( $F_k = F_{k1} + F_{k2}$ )



Slika 7.2. Sile pri kočenju vozila na nizbrdici

Jednadžba kočenja

Iz uvjeta ravnoteže sila na nizbrdici, *slika 7.2.*

$$F_k + R_z + R_k = R_i \pm G \sin \alpha + R_p \quad (7.1)$$

Potrebna sila kočenja

$$F_k = R_i - R_z - R_k \pm G \sin \alpha, \quad R_p = 0 \quad (7.2)$$

Sila na papučici kočnice

$$F_p = F_k / i_k \quad (7.3)$$

$i_k$  - prijenosni omjer kočnog mehanizma

Kočna sila na kotačima vozila

$$F_k = M_k / r_d \quad (7.4)$$

$M_k$  - ukupni moment kočenja na kotačima

$r_d$  - dinamički radijus kotača

### a) Kočenje nožnom kočnicom

Sila kočenja usmjerena je suprotno od smjera kretanja vozila. Ukupna sila kočenja vozila sastoji se od sile kočenja na prednjoj i sile kočenja na stražnjoj osovini:

$$F_k = F_{k1} + F_{k2} \quad (7.5)$$

Najveća kočna sila iz uvjeta prijanjanja između kotača i podloge:

$$\begin{aligned} F_{k \max} &= F_{k1\mu} + F_{k2\mu} \\ F_{k \max} &= \mu N_1 + \mu N_2, \quad N_1 + N_2 = N = G \cos \alpha \\ F_{k \max} &= \mu N \\ F_{k \max} &= \mu G \cos \alpha \\ F_{k \max} &= \mu G \quad (\text{za } \alpha = 0^\circ) \end{aligned} \quad (7.6)$$

**Napomena:**

Koeficijent prijanjanja pri kočenju ( $\mu$ ), kao i kod vuče kotača, nastaje na jednak način.

### Raspodjela sile kočenja

Prednja osovina se pri kočenju dodatno opterećuje, a stražnja rasterećuje. Faktor raspodjele opterećenja osovina kod osobnih vozila iznosi:

$$m_1 = \frac{N_1}{G_1} = 1,3-1,6; \quad m_2 = \frac{N_2}{G_2} = 0,4-0,7 \quad (7.7)$$

$G_{1,2}$  - statičko opterećenje osovina,  $N_{1,2}$  - normalno opterećenje osovina

Kako bi kotači mogli ravnomjerno kočiti vozilo, sila kočenja po osovinama treba biti proporcionalna njihovu opterećenju:

$$\frac{F_{k1}}{F_{k2}} = \frac{N_1}{N_2} \quad (7.8)$$

To znači da sustav kočnica treba osigurati promjenjivu raspodjelu kočnih sila, više na prednje, a manje na stražnje kotače. Kako pritom ne bi došlo do blokiranja stražnjih kotača, koristi se **regulator sile kočenja** koji će sukladno rasterećenju osovine smanjiti tlak ulja u kočnom cilindru stražnjih kotača. Time će se smanjiti sila u kočnim cilindrima kotača i izbjeći nepoželjno blokiranje stražnjih kotača.

### b) Kočenje ručnom kočnicom

Ručna kočnica djeluje na kotačima stražnje osovine, *slika 7.3*.

$$F_{k \max} = F_{k1} + F_{k2} \quad (7.9)$$

$F_{k1}$  - sila kočenja na stražnjem lijevom kotaču

$F_{k2}$  - sila kočenja na stražnjem desnom kotaču

### Zadržavanje vozila na usponu

Mogućnost zadržavanja vozila pomoću kočenja stražnjih kotača, uporabom ručne kočnice pri stajanju na usponima ili parkiranju, procjenjuje se iz ravnoteže sila na kosini. Sila kočenja mora biti veća od

otpora uspona ( $G \sin \alpha$ ), a pritom je ručica mjenjača u neutralnom položaju:

$$\begin{aligned} G \sin \alpha &\leq F_{k \max} \\ G \sin \alpha &\leq \mu N_2 \end{aligned} \quad (7.10)$$

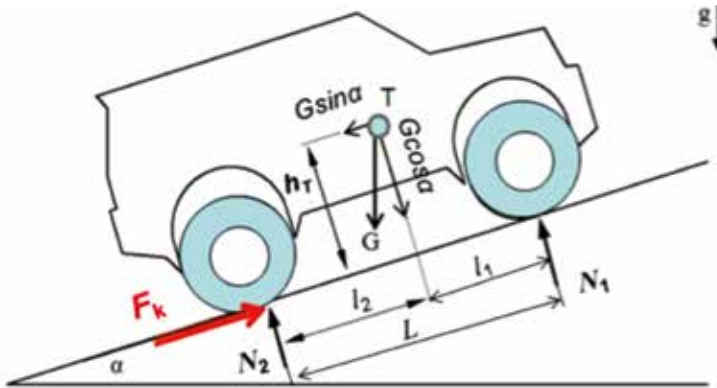
Iz uvjeta statičke ravnoteže na usponu:

$$N_2 = \frac{G}{l} (\cos \alpha l_1 + \sin \alpha h_T)$$

slijedi najveći uspon zadržavanja vozila ( $\alpha$ ):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{l_1 \mu}{l - \mu h_T} \\ \alpha &= \operatorname{arctg} \frac{l_1 \mu}{l - \mu h_T} \end{aligned} \quad (7.11)$$

Dakle, mogućnost zadržavanja vozila na usponu ovisi o koordinatama težišta vozila i koeficijentu prijanjanja ( $\mu$ ).



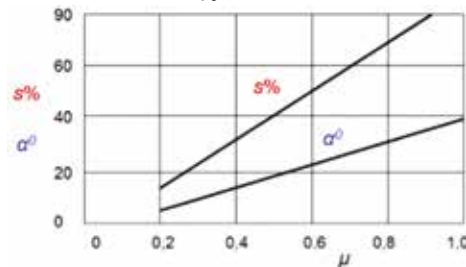
Slika 7.3. Sile pri zadržavanju vozila na usponu (ručna kočnica)

#### Primjer

Teretno vozilo ima koordinate težišta:  $l = 2,8$  m;  $l_1 = 1,5$  m;  $h_T = 1,0$  m. Treba odrediti najveći uspon zadržavanja vozila uz pomoć ručne kočnice na stražnjim kotačima, za različite koeficijente prijanjanja,  $\mu = 0,2-1,0$ . Prema izrazu (7.11) slijedi izračun najvećeg uspona i grafički prikaz mogućnosti zadržavanja vozila na usponu, *slika 7.4.*

$\mu$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\alpha^\circ \approx$	6,5	14	22	30	40
$s\% \approx$	15	32	50	68	87

$$\alpha^\circ : s\% = 45^\circ : 100\%$$

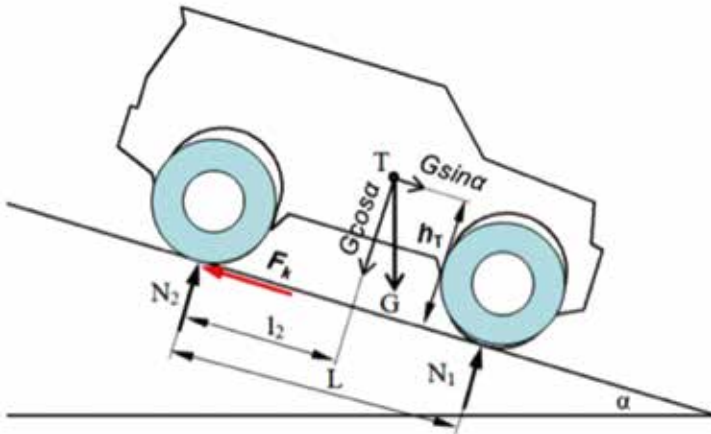


Slika 7.4. Karakteristika zadržavanja vozila na usponu u funkciji prijanjanja

#### Zadržavanje vozila na nizbrdici

Zadržavanje vozila uz pomoć ručne kočnice na nizbrdicama, iz uvjeta prijanjanja između stražnjih

kotača i podloge daje slabije karakteristike, nego zadržavanje vozila uz pomoć stražnjih kotača na usponu. Razlog tome je manja vrijednost normalne reakcije ispod stražnje osovine  $N_2$ . Prema tome, manja je sigurnost parkirati vozilo na nizbrdici nego na usponu, *slika 7.5*.



*Slika 7.5. Sile pri zadržavanju vozila na nizbrdici (ručna kočnica)*

### 7.2.2. Usporenje vozila

Usporenje vozila ključni je parametar za ocjenu stanja kočnica. Svi drugi parametri kočenja ovise o vrijednosti usporenja (vrijeme kočenja, put kočenja, smanjenje brzine). Potrebno usporenje vozila i sila na papučici kočnice za *M* kategoriju vozila dani su u *tablici 7.1*.

#### a) Kočenje nožnom kočnicom

Iz jednadžbe sile kočenja (7.2),

$$F_k = R_i - R_z - R_k \pm G \sin \alpha, \quad \text{slijedi:}$$

$$R_i = F_k + R_z + R_k \pm G \sin \alpha \quad (7.12)$$

Sila inercije, uz usporenje ( $a_k$ ):

$$R_i = m a_k \quad (7.13)$$

ako je pri usporenju,  $R_z \approx 0$ ,  $R_k \approx 0$ , slijedi:

$$G/g a_k = \mu G \cos \alpha \pm G \sin \alpha$$

Odnosno:

$$a_k = g (\mu \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (7.14)$$

$$a_k = g \mu, \quad \text{za } \alpha = 0^\circ, \text{ odnosno} \quad (7.15)$$

$$a_k \approx 10 \mu \text{ (m/s}^2\text{)}$$

Dakle, usporenje vozila ovisi o prijanjanju, tj. stanju pneumatika i podloge ( $\mu$ )

- ekstremno kočenje vozila je kod prijanjanja,  $\mu = 1$

$$a_{k \max} = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (7.16)$$

- najmanje usporenje osobnih vozila koje kočnice moraju ostvariti, iznosi

$$a_k = 5,8 \text{ m/s}^2 \quad (7.17)$$

- sila na papučici nožne kočnice osobnog vozila, može biti:

$$F_k = 200 \text{ N (najviše 500 N)} \quad (7.18)$$

**Tablica 7.1. Potrebno usporenje vozila i sile na papučici nožne kočnice, za M kategoriju vozila (StVZO, EC 71/320 & ECE 13)**

Kategorija vozila				Normirane vrijednosti	
				Usporenje vozila $a_k \geq$	Sila na pedali $F_p \leq$
M	Putnička vozila s najmanje 4 kotača ili 3 kotača	M1	Vozačko sjedalo plus najviše 8 sjedala	5,8 m/s <sup>2</sup>	500 N
		M2	Vozačko sjedalo i više od 8 sjedala, najveće mase ispod 5000 kg	5,0 m/s <sup>2</sup>	500 N
		M3	Vozačko sjedalo i više od 8 sjedala, najveće mase iznad 5000 kg	5,0 m/s <sup>2</sup>	700 N

### b) Kočenje ručnom kočnicom

Ukupna sila kočenja pomoću ručne kočnice kod provjere na valjcima iznosi (20-25)% težine vozila, odnosno vrijednost usporenja s obzirom na faktor kočenja ( $z = F_k / G$ ), prema izrazu (7.41) iznosi:

$$\begin{aligned} a_{rk} &= z g \\ a_{rk} &= (0,2-0,25)g \\ a_{rk} &= 2,0-2,5 \text{ m/s}^2 \end{aligned} \quad (7.19)$$

### c) Kočenje usporivačima

#### • Kočenje motorom

Prema jednadžbi sile kočenja

$$F_k = R_i \pm G \sin \alpha, \quad F_k = M_{km} / r_d, \quad R_i = m a_{km} \quad (7.20)$$

$M_{km}$  - moment kočenja motorom

slijedi, usporenje vozila pri kočenju motorom:

$$a_{km} = (F_k \pm G \sin \alpha) / m \quad (7.21)$$

Prebacivanje mjenjača u niži stupanj prijenosa uzrokuje usporavanje vozila uz pomoć motora. Pogonski kotači međusobno su povezani s motorom preko osovinskog prijenosnika i mjenjača, čime se osigurava postupno kočenje. Efikasnost usporenja motorom ovisi o kočnom momentu motora, prijenosnim omjerima u transmisiji i masi vozila. Usporavanje motorom često se koristi, posebice na klizavoj cesti kada postoji opasnost od klizanja i zanošenja. Također, kočenje motorom koristi se na dugim nizbrdicama, zbog zaštite od pregrijavanja kočnica (tzv. *fejding*).

#### • Kočenje retarderima

Retarderi služe za dugotrajno kočenje autobusa i teških vozila, posebice na nizbrdicama, čime se osim sigurnosti kretanja štite izvršni elementi nožne kočnice vozila od pregrijavanja (disk kočnice ili bubanj kočnice). Vozila se najčešće koče uz pomoć hidrodinamičkih ili elektrodinamičkih retardera, koji su smješteni u transmisiji vozila.

### 7.2.3. Put i vrijeme kočenja

Promjena količine kinetičke energije jednaka je radu sile kočenja na putu kočenja:

$$\Delta E_k = F_i S_k \quad (7.22)$$

$S_k$  - put kočenja

$$\frac{m v_0^2}{2} - \frac{m v_2^2}{2} = (F_k + R_z + R_k + G \sin \alpha) S_k$$

$v_0, v_2$  - početna brzina kočenja i brzina na kraju kočenja

### Put kočenja

Pri kočenju na vodoravnoj podlozi ( $\alpha = 0$ , dobrom putu  $f_k \approx 0$ ) do potpunog zaustavljanja vozila ( $v_2 = 0$ ), uz  $R_z = 0$ , uz granični uvjet klizanja kotača ( $F_{k \max} = \mu G$ ), slijedi formula za put kočenja ( $S_k$ ):

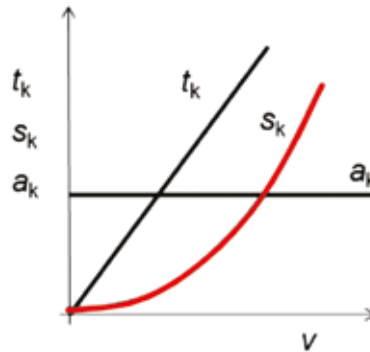
$$S_k = \frac{v_0^2}{2g\mu} \quad S_k = \frac{v_0^2}{2a_{k \max}} \quad (7.23)$$

$a_{k \max}$  - konstantno usporenje,  $a_{k \max} = \mu g$

Put kočenja ovisi o kvadratu početne brzine ( $v_0$ ) i skraćuje se s povećanjem koeficijenta prljanjanja ( $\mu$ ). Kočenje također ovisi i o ispravnosti kočnica, tj. o istovremenom kočenju svih kotača te raspodjeli sila kočenja. Grafički prikaz puta kočenja u funkciji brzine te usporenja i vremena kočenja dan je na **slici 7.6**.

Može se uočiti na temelju izvedenog izraza kako put kočenja ne ovisi o težini vozila. Težem vozilu je potrebna veća energija usporavanja. Teže vozilo ostvari veću kočnu silu, pa se zaustavi na jednakom putu, kao i lako vozilo. Moguće razlike nastaju uslijed faktora stanja ispravnosti kočnica i koeficijenta prljanjanja. Za određeno usporenje i izmjereni put kočenja, slijedi formula za izračun početne brzine kočenja vozila:

$$v_0 = \sqrt{2a_{k \max} S_k} \quad (7.24)$$



**Slika 7.6. Parametri kočenja u funkciji brzine**  
 $a_k$  - usporenje (konst.),  $S_k$  - put kočenja,  $t_k$  - vrijeme kočenja

### Vrijeme kočenja

Na temelju konstantnog usporenja ( $a = v/t$ ), slijedi vrijeme kočenja vozila:

$$t_k = \frac{v_0}{a_k} \quad t_k = \frac{v_0}{g\mu} \quad (7.25)$$

Osim početne brzine vozila, vrijeme kočenja ovisi o prljanjanju. S dodatkom vremena reakcije vozača i reakcije kočnica, povećava se ukupno vrijeme kočenja vozila:

$$t_{ku} = t_R + t_k \quad (7.26)$$

## 7.2.4. Snaga kočenja

### a) Snaga kočenja na vodoravnom putu

Rad sile kočenja na putu kočenja u jedinici vremena, određuje snagu kočenja:

$$P_k = \frac{F_k S_k}{t_k} [W] \quad (7.27)$$

Također, snaga kočenja je energija kočenja vozila utrošena u jedinici vremena:

$$P_k = \frac{E_k}{t_k} [W] \quad (7.28)$$



$$P_k = \frac{m v_0^2}{2 t_k}, \quad t_k = v_0 / a_k, \text{ odnosno}$$

$$P_k = \frac{m v_0 a_k}{2} \text{ [W]} \quad (7.29)$$

$v_0$  – početna brzina vozila pri kočenju,  $a_k$  – usporenje vozila

### b) Snaga kočenja na nizbrdici

Snaga kočenja do zaustavljanja vozila ovisi o tome gdje je kočenje počelo i gdje je završeno, s obzirom na geodetsku visinu ( $\Delta h$ ):

$$P_k = \frac{E_k + E_p}{t_k} \text{ [W]} \quad (7.30)$$

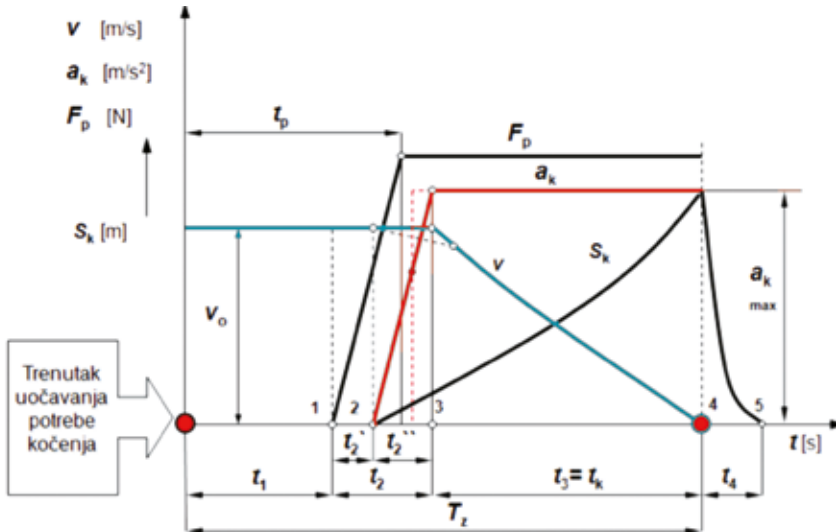
$$E_k = m v_0^2 / 2; \quad t_k = v_0 / a_k, \quad v_0 = \sqrt{2 a_k S_k}$$

$$E_p = G \Delta h; \quad \sin \alpha = \Delta h / S_k \quad P_k = \frac{a_k}{t_k} \left( \frac{m v_0^2}{2} + G \Delta h \right) \text{ [W]}$$

$$P_k = \frac{G}{2} \sqrt{2 a_k S_k} \left( \frac{a_k}{g} + \sin \alpha \right) \text{ [W]} \quad (7.31)$$

## 7.3. Kočna karakteristika

Na dijagramu kočne karakteristike vozila, *slika 7.7.*, prikazana je idealna promjena kočnih parametara: *sile na papučici kočnice, usporenja vozila i smanjenja brzine vozila u funkciji vremena zaustavljanja.* S povećanjem sile na papučici, paralelno se povećava i usporenje. Pri konstantnoj sili kočenja postiže se i konstantno usporenje. Pritom brzina vozila linearno pada sve do zaustavljanja vozila.



**Slika 7.7. Kočna karakteristika vozila**

$F_p$  - sila na papučici kočnice,  $a_k$  - usporenje vozila kod kočenja,  $v_0$  - početna brzina vozila,  $T_z$  - vrijeme zaustavljanja,  $S_k$  - put kočenja

### 7.3.1. Vrijeme zaustavljanja

Ukupno vrijeme kočenja do zaustavljanja vozila:

$$T_z = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (7.32)$$

$t_1$  - vrijeme reakcije vozača ovisi o subjektivnom stanju vozača koje uključuje i prebacivanje noge s papučice gasa na papučicu kočnice (0,2-0,8 s)

Vrijeme reakcije vozača i kočnog mehanizma

$$t_R = t_1 + t_2 \quad (t_R = 0,6-1,2; \text{ zahtjev } t_R = 0,6-1,0 \text{ s}) \quad (7.33)$$

$t_2$  - vrijeme reakcije kočnog mehanizma,  $t_2 = t'_2 + t''_2$

$t'_2$  - vrijeme prelaska mrtvog hoda papučice

0,03-0,05 s, za hidraulično aktiviranje kočnica

0,2-0,5 s, za pneumatsko aktiviranje kočnica

$t''_2$  - vrijeme porasta usporenja do  $a_{k\max}$

0,15-0,2 s, za hidraulično aktiviranje kočnica

1,5-2,0 s, za pneumatsko aktiviranje kočnica

$t_3$  - vrijeme kočenja ( $t_k$ ) s konstantnim usporenjem,

$$t_3 = v / a_k \quad (7.34)$$

**Napomena:**

Vremenu kočenja pridodaje se vrijeme  $t''_2 / 2$  jer usporenje vozila počinje prije pojave konstantnog usporenja, pa je,  $t_3 = t''_2 / 2 + v / a_k$ , ali se tada vrijeme reakcije računa:  $t_2 = t'_2 + t''_2 / 2$ .

$t_4$  - vrijeme otkočavanja je vrijeme pada usporenja nakon puštanja papučice

Poslije otpuštanja papučice kočnice usporenje vozila ne prestaje odjednom s obzirom na to da kočni sustav ne omogućuje trenutačni pad tlaka u sustavu kočnica.

$t_4 = 0,2-0,3$  s, kod hidrauličkog aktiviranja kočnica

$t_4 = 1,5-2,0$  s, kod pneumatskog aktiviranja kočnica

Stvarno vrijeme zaustavljanja vozila:

$$T_z = t_R + t_3$$

$$T_z = t_R + v_0 / a_k \quad (7.35)$$

### 7.3.2. Put zaustavljanja

Put zaustavljanja je put koji vozilo prijeđe od trenutka kada vozač uoči potrebu kočenja pa do potpunog zaustavljanja vozila.

Put zaustavljanja vozila jest:

$$S_z = s_1 + s_2 + s_3 + s_4 \quad (7.36)$$

Elementi puta zaustavljanja:

$s_1$  - put koji vozilo prijeđe za vrijeme reakcije vozača ( $t_1$ )

$s_2$  - put koji vozilo prijeđe za vrijeme reakcije kočnog mehanizma ( $t_2$ )

$s_R$  - put koji vozilo prijeđe za vrijeme reakcije vozača i reakcije kočnica:

$$s_R = s_1 + s_2$$

Put kočenja za vrijeme reakcije kočnog mehanizma sastoji se od  $s_2 = s'_2 + s''_2$

$s'_2$  - put koje vozilo prijeđe za vrijeme prelaska mrtvog hoda papučice kočnice ( $t'_2$ )

$s''_2$  - put koje vozilo prijeđe za vrijeme postizanja maksimalnog usporenja ( $t''_2$ )

$s_3$  - put kočenja ( $s_k$ ) s konstantnim usporenjem  $a_{k\max}$  do zaustavljanja vozila za vrijeme kočenja ( $t_3$ ), uz strmi pad brzine vozila ( $v_0$ ).

**Napomena:**

Usporenje vozila počinje prije postizanja konstantnog usporenja, pa se putu kočenja pridodaje put  $t''_2 v_0 / 2$ , slijedi  $s_3 = t''_2 v_0 / 2 + s_k$ , ali se tada put reakcije računa:  $s_2 = s'_2 + s''_2 / 2$ .

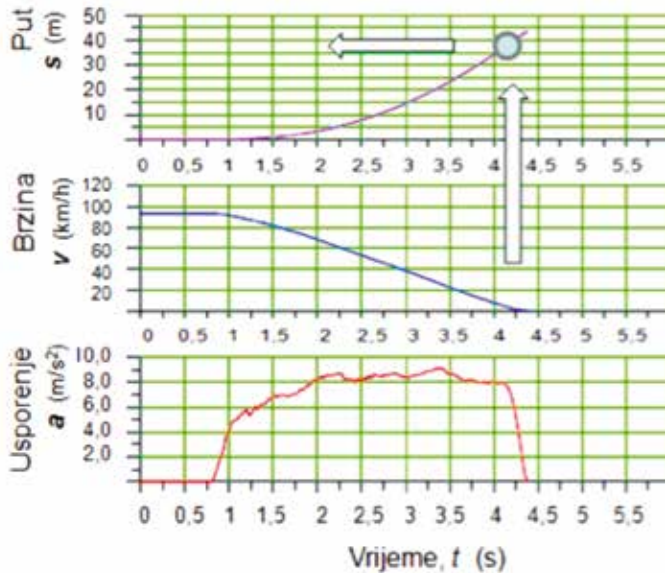
$s_4$  - put otpuštanja papučice za vrijeme ( $t_4$ ), uzima se u obzir kada se ne koči do potpunog zaustavljanja.

Stvarni zaustavni put vozila:

$$S_z = s_R + s_k \quad (7.37)$$

### Stvarni parametri kočenja (primjer)

Stvarni rezultati kočenja SUV-vozila na vodoravnoj kvalitetnoj cesti, prikazani su na *slici 7.8*. Izmjereni su stvarni parametri promjene usporenja, brzine vozila i prijeđenog puta u funkciji vremena kočenja. Kočenje pri brzini od 100 km/h do zaustavljanja vozila rezultira zaustavnim putom od 40 metara u vremenu od 4,25 sekundi. Najveće usporenje dostiže 9 m/s<sup>2</sup>.

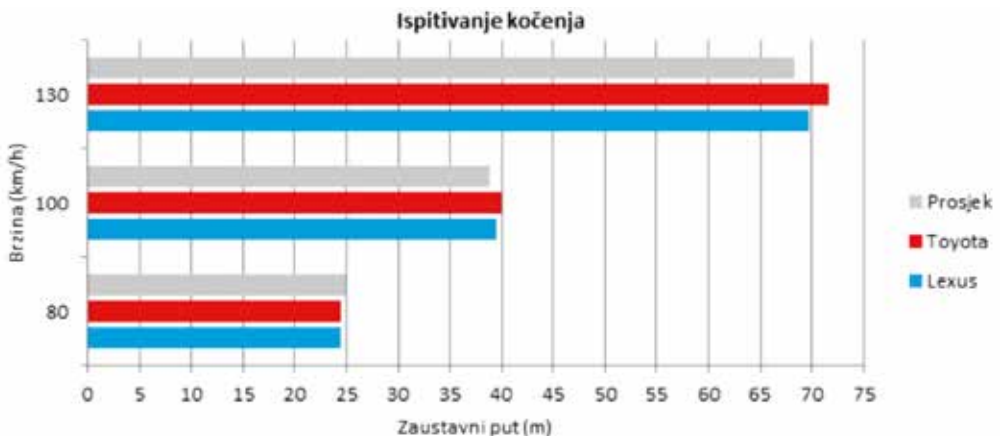


**Slika 7.8. Stvarni parametri kočenja vozila, usporenje, brzina i put kočenja**

(masa vozila 2000 kg, motor 105 kW/4000 min<sup>-1</sup>, 5 - stupanjski mjenjač)

### Vrijednosti puta zaustavljanja vozila

Grafički prikaz približnih vrijednosti puta zaustavljanja suvremenih vozila ( $s_z$ ), obzirom na brzinu vozila ( $v_0$ ) i intenzitet najvećeg usporenja ( $a_k$ ), prikazan je na *slici 7.9*.



**Slika 7.9. Put zaustavljanja vozila**

Vozila koriste ABS sustav kočenja i BAS sustav hitnog povećanja sile kočenja. Takav sustav povećava usporenje što skraćuje put kočenja *slika 7.16.* Put kočenja vozila u odnosu na vozila bez ABS je bitno skraćen. Primjerice, kod osobnih vozila s ljetnim gumama na suhoj kvalitetnoj podlozi, pri brzini vozila od 100 km/h i maksimalnom pritiskom na pedal kočnice, put zaustavljanja vozila iznosi od 35 do 40 metara. Kod većih brzina vozila znatno se produžava put zaustavljanja.

### Trag kočenja i početna brzina vozila

Dužina traga kočenja najveća je dužina od početka naziranja traga pri blokiranju kotača pa sve do potpunog zaustavljanja vozila. Taj trag ne mora biti vidljiv, jer ovisi o tome kolika je vrijednost usporenja, odnosno trošenja kotača uslijed blokiranja.

Tragovi kočenja na asfaltu nastaju kao posljedica topljenja bitumena-vezivnog sredstva uslijed trenja i topline koje razvijaju pneumatici s podlogom. Također, tragovi na betonu nastaju uslijed otkidanja čestica gume na tvrđoj podlozi. To je razlog da su tragovi na asfaltu jasni i trajni, a na betonu slabije izraženi i lako se brišu.

Usporenje ( $a_k$ ) i trag kočenja ( $s_k$ ) koriste se za određivanje početne brzine vozila ( $v_o$ ) pri prometnom vještačenju. Trag kočenja manje je dužine od izračunatog puta kočenja s konstantnim usporenjem ( $s_t \leq s_k$ ). Zakašnjenje pojave traga dolazi zbog stanja kočnica i dijela proklizavanja kotača s podlogom. Vozila s ABS-sustavom ostavljaju slabije vidljive i mjerljive tragove kočenja (vidi ABS-sustav). Početna brzina kočenja vozila na temelju procjene usporenja i traga kočenja ( $s_t \approx s_k$ ) iznosi:

$$v_o = \sqrt{2a_k s_k} \quad [\text{m/s}] \quad (7.38)$$

$$a_k = \mu g \quad [\text{m/s}^2]$$

Praktično, formule za izračun parametara puta i vremena zaustavljanja, prikazane su u *tablici 7.2.*

**Tablica 7.2. Parametri puta i vremena zaustavljanja vozila**

Parametri kočenja	Formula	
Put zaustavljanja u metrima $S_z = s_R + s_k$	$S_z = v_o t_R + v_o^2 / 2 a_k$	$S_z = v_o t_R / 3,6 + v_o^2 / 26 a_k$
Vrijeme zaustavljanja u sekundama $T_z = t_R + t_3$	$T_z = t_R + v_o / a_k$	$T_z = t_R + v_o / 3,6 a_k$
Napomena: uvrštenje $v_o$	$\cdot v_o$ u m/s	$\cdot v_o$ u km/h

### 7.3.3. Kontrola ispravnosti kočnica

Ispravnost kočnica provodi se na tehničkim pregledima vozila – u stanicama za tehnički pregled (STP). Provjera se vrši na valjcima koji se sastoje od dvaju parova valjaka. Svaki par valjaka ima svoj pogon i mjerni sustav. Postavljeni su tako da istodobno mjere sile kočenja na jednoj osovini. Dopuštena razlika kočnih sila između lijevog i desnog kotača iste osovine je ograničena na 25%, a kod ručne kočnice 30%. Kočenjem kotača na valjcima mjeri se otpor pogonskog valjka, tj. mjeri se sila kočenja po svakom kotaču:

$$\sum F_k = F_k = F_{kpl} + F_{kpd} + F_{ksl} + F_{ksd} \quad (7.39)$$

$F_{kpl}$  - sila kočenja na prednjem lijevom kotaču

$F_{kpd}$  - sila kočenja na prednjem desnom kotaču

$F_{ksl}$  - sila kočenja na stražnjem lijevom kotaču

$F_{ksd}$  - sila kočenja na stražnjem desnom kotaču

Pritiskom na papučicu kočnice - na ispitni se valjak prenosi kočni moment (prianjanje gume i valjka) koji ima tendenciju blokiranja kotača. Na drugom, gonjenom valjku prati se blokiranje kotača pri čemu reagira balansirani mehanizam za pokazivanje sile kočenja na instrumentu. Obodna brzina valjaka iznosi 5 km/h za osobna vozila ili 2 km/h za teretna vozila.

### Faktor kočenja

Za provjeru tehničke ispravnosti kočnica, uveden je pokazatelj efikasnosti kočnica, kao najmanje dopušteni faktor kočenja ( $z$ ) te najveće dopuštene sile za aktiviranje radnih i pomoćnih kočnica, **tablica 7.3.**

$z$  - faktor kočenja (ponekad nosi oznaku „ $k$ “)

$$z = \frac{\sum F_k}{G} 100 \text{ (\%)} \quad (7.40)$$

Faktor kočenja postotak je statičke težine vozila, koji se može iskoristiti za provjeru stanja kočnica na valjcima. Ukupna sila kočenja vozila jednaka je sili inercije/usporenja ( $R_1 = m a_k$ ):

$$\begin{aligned} \sum F_k &= z G = (G/g) a_k \\ z &= (a_k/g) 100\% \end{aligned} \quad (7.41)$$

Primjerice, ako je  $z=55\%$ , to približno odgovara usporenju  $a_k=5,5 \text{ m/s}^2$ . Relativni faktor kočenja ( $z$ ) posredno je pokazatelj usporenja vozila ( $a_k$ ). Usporenje vozila izraženo uz pomoć faktora kočenja ( $z$ ), je:

$$\begin{aligned} a_k &= z g \\ a_k &\approx 10 z \text{ [m/s}^2\text{]} \end{aligned} \quad (7.42)$$

**Tablica 7.3. Propisane vrijednosti faktora kočenja i sile aktiviranja kod nožnog i pomoćnog kočenja za sve kategorije vozila\***

KATEGORIJA VOZILA	RADNO KOČENJE			POMOĆNO KOČENJE		
	Faktor kočenja	Sila aktiviranja		Faktor kočenja	Sila aktiviranja	
		Nožno aktiviranje	Ručno aktiviranje		Nožno aktiviranje	Ručno aktiviranje
$z \geq [\%]$	$F_p \leq [\text{N}]$	$F_r \leq [\text{N}]$	$z \geq [\%]$	$F_p \leq [\text{N}]$	$F_r \leq [\text{N}]$	
$L_1, L_2, L_6$ (mopedi)	40	500	200	20	500	200
$L_3, L_4, L_5, L_7$ (motocikli)	45	500	200	20	500	200
$M_1$ (osobna vozila)	50	500	–	20	500	400
$M_2, M_3$ (autobusi)	45	700	–	20	700	600
$N_1, N_2, N_3$ (teretna vozila)	45	700	–	20	700	600
$O_1, O_2, O_3, O_4$ (priključna vozila)	40	$P_M \leq 6,5 \text{ bar}$	–	–	–	–

\*Tehnički normativi efikasnosti kočnih sustava motornih i priključnih vozila, ispitivanih u statičkim uvjetima na valjcima za ispitivanje sile kočenja. Pravilnik o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama (NN 51/2010).

### Primjer

Potrebno je izmjeriti kočne sile osobnog vozila mase **1555 kg** i odrediti faktore kočenja nožne i ručne kočnice osobnog vozila te ocijeniti tehničku ispravnost kočnica. Nožna kočnica je disk kočnica s **ABS**-om i servopojačalom. Pneumatici su istih dimenzija, **195/65 R 15**. Ručna kočnica djeluje na stražnjim kotačima.

### a) Kočenje nožnom kočnicom

Najmanja potrebna kočna sila vozila s faktorom kočenja,  $z = 50\%$

$$F_{km} = z G$$

$$F_{km} = 0,50 \times 15550$$

$$F_{km} = 7750 \text{ N}$$

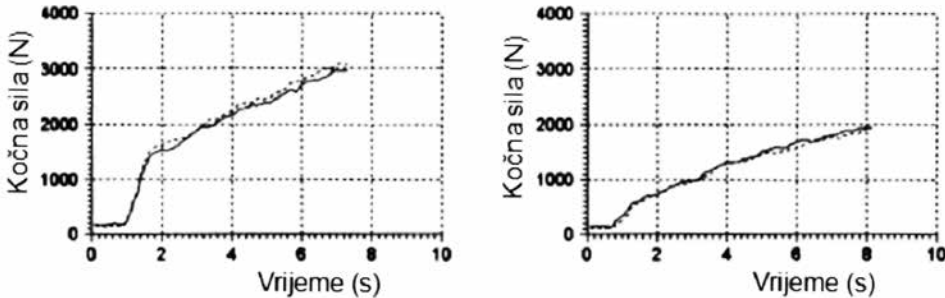
Najmanje potrebno usporenje vozila:

$$a_k = z g$$

$$a_k = 0,50 \times 9,81$$

$$a_k = 4,9 \text{ m/s}^2$$

Izmjerene kočne sile nožne kočnice na uređaju za ispitivanje prikazane su na *slici 7.10*.



**Slika 7.10. Izmjerene kočne sile na valjcima**

Lijevo: prednja osovina, puna linija - lijevi kotač ( $F_{kpl}$ ), isprekidana linija - desni kotač ( $F_{kpd}$ )  
 Desno: stražnja osovina, puna linija - lijevi kotač ( $F_{ksl}$ ), isprekidana linija - desni kotač ( $F_{ksd}$ )

Ukupna kočna sila vozila (očitana s instrumenta za svaki kotač)

$$F_k = F_{kpl} + F_{kpd} + F_{ksl} + F_{ksd}$$

$$F_k = 2967 + 3099 + 1960 + 1934$$

$$F_k = 9960 \text{ N}$$

Faktor kočenja nožne kočnice

$$z_n = F_k / G$$

$$z_n = (9960/15550)100\%$$

$$z_n = 64\% \rightarrow a_n = 6,4 \text{ m/s}^2$$

Očekivano usporenje vozila pomoću nožne kočnice

$$a_n = z g$$

$$a_n = 0,64 \times 9,81$$

$$a_n = 6,3 \text{ m/s}^2$$

Razlika između kočne sile jednog i drugog kotača iste osovine je ograničena i ne smije prijeći 25% u odnosu na veću kočnu silu.

Razlika sila kočenja na prednjoj osovini:

$$\Delta F_{kp} = F_{kpl} - F_{kpd}$$

$$\Delta F_{kp} = 2967 - 3099 = 132,5 \text{ N}$$

$$\Delta F_{kp\%} = (132,5/3099)100\% = 4,27\%$$

Razlika sila kočenja na stražnjoj osovini:

$$\Delta F_{ks} = F_{ksl} - F_{ksd}$$

$$\Delta F_{ks} = 1960 - 1934 = 26 \text{ N}$$

$$\Delta F_{ks\%} = (26/1960)100\% = 1,32\%$$

**Važna napomena:**

Faktor  $z_n$  ne predstavlja stvarnu moć kočenja već samo relativnu veličinu bitnu za provjeru stanja kočnica na valjcima. Najveća kočna sila ovisi o faktoru trenja između kotača i valjka. Ako bi se jedno vozilo testiralo na valjcima sa  $\mu=0,5$ , a nakon toga na valjcima sa  $\mu=0,8$ , dobiju se različite kočne sile i faktor  $z_n$ . To ne znači da je način kontrole kočnica na valjcima i izračunavanje faktora  $z_n$  netočan. Naprotiv, ovaj način kontrole je jednostavno prilagođen tehničkom pregledu vozila. Na površini valjaka koristi se kompozitni sloj radi osiguranje koeficijenta trenja većeg od 0,5.

Izračun faktora kočenja  $z_n$  nije važniji od utvrđivanja razlike kočnih sila između lijevog i desnog kotača. Za bolje držanje pravca vozila pri kočenju, treba biti što manja razlika sila kočenja između tih kotača.

**b) Kočenje ručnom (pomoćnom) kočnicom**

Najmanji potrebni faktor kočenja pomoćne kočnice,  $z = 20\%$

$$F_{kr} = z G$$

$$F_{kr} = 0,20 \times 15550$$

$$F_{kr} = 3100 \text{ N}$$

Stvarni faktor kočenja pomoćne kočnice određuje se tako da se zbroje izmjerene sile kočenja na onoj osovini na kojoj djeluje pomoćna kočnica, pa se dobiveno podijeli s trenutačnom težinom vozila.

Faktor kočenja ručne kočnice

$$z_r = F_{kr} / G = (F_{ksl} + F_{ksd}) / G$$

$$z_r = ((1854 + 1735) / 15550) 100\%$$

$$z_r = 23,2\% \rightarrow a_{kr} = 2,32 \text{ m/s}^2$$

Očekivano usporenje vozila uz pomoć ručne kočnice

$$a_{kr} = z g$$

$$a_{kr} = 0,23 \times 9,81$$

$$a_{kr} = 2,25 \text{ m/s}^2$$

Razlika kočnih sila ručne kočnice na stražnjoj osovini (ne smije biti veća od 30%), dobiva se tako da se apsolutna razlika kočnih sila podijeli s većom silom:

$$\Delta F_{rs} = ((F_{ksl} - F_{ksd}) / F_{ksl,d \max}) 100 \%$$

$$\Delta F_{rs} = 6,4\%$$

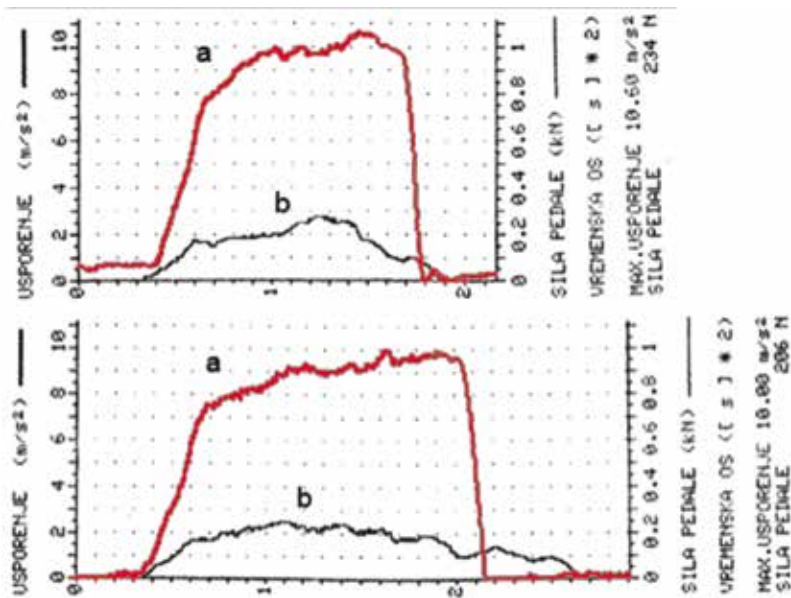
Usporedbom izmjerenih vrijednosti kočnih sila na valjcima i računске kontrole, može se zaključiti da su kočnice vozila tehnički ispravne, jer su postignuti veći faktori kočenja nožne i ručne kočnice ( $z_n = 64\%$ ,  $z_r = 23,2\%$ ) od minimalno potrebnih ( $z_n \geq 50\%$ ,  $z_r = 20\%$ ), a prema tome i odgovarajuća usporenja vozila ( $a_n = 6,3 \text{ m/s}^2$ ,  $a_n = 2,25 \text{ m/s}^2$ ).

**c) Ispitivanje usporenja i sile na papučici kočnice**

Usporenje vozila može se ispitati na cesti (poligonu) uz pomoć uređaja za mjerenje usporenja (npr. pomoću **MAHA VZM 100** decelerometra), *slika 7.11. lijevo*. Za ispitivanje sile na papučici kočnice koristi se mjerac sile, tzv. dinamometar, *slika 7.11. desno*. Dinamometar se povezuje s mjeracem usporenja radi simultanog grafičkog prikaza usporenja i sile u funkciji vremena kočenja. Dijagrami ispitivanja najvećeg usporenja i najveće sile na papučici kočnice, pri brzinama kočenja 80 km/h i 100 km/h na vodoravnoj cesti (*iskusan vozač*) prikazani su na *slici 7.12*. Ostvareno je najveće usporenje, približno 10 m/s<sup>2</sup>, sila na papučici kočnice 234 N, odnosno 206 N.



Slika 7.11. Mjerač usporenja (decelerometar) i mjerač sile (dinamometar)



Slika 7.12. Grafički zapis mjerenja usporenja (a) i sile na papučici kočnice (b),

kočenje pri brzini od 80 km/h, usporenje vozila i sila na papučici kočnice (gore),  
kočenje pri brzini od 100 km/h, usporenje vozila i sila na papučici kočnice (dolje).

#### 7.4. Kočenje uz pomoć aktivnih sustava stabilnosti vozila

Motorna vozila koriste kočnice s integriranim aktivnim sustavima stabilnosti (**ABS**, **ASR** i **ESC**). **ABS** (*Anti-lock Braking System*) je sustav za sprječavanje blokiranja kotača uz povećanje usporenja vozila prilikom kočenja. Sprječavanje blokiranja je način da se desetak i više puta kotač koči i otkoči pri granici blokiranja što omogućuje kotrljanje, prijanjanje i prijenos sila između kotača i podloge s ciljem sigurnog upravljanja vozilom. Suprotno tome, **ASR** (*Anti Slip Regulation*) sprječava proklizavanje pogonskih kotača u uvjetima nedovoljnog prijanjanja kotača i podloge, tako da kočeci pojedine kotače omogućuje kotrljanje kotača, ubrzanje vozila i prijenos vučne sile. **ESC**-sustav nadzora stabilnosti (*Electronic Stability Control*) sprječava zanošenje vozila putem kočenja pojedinih kotača ili na drugi način, čime održava putanju vozila.



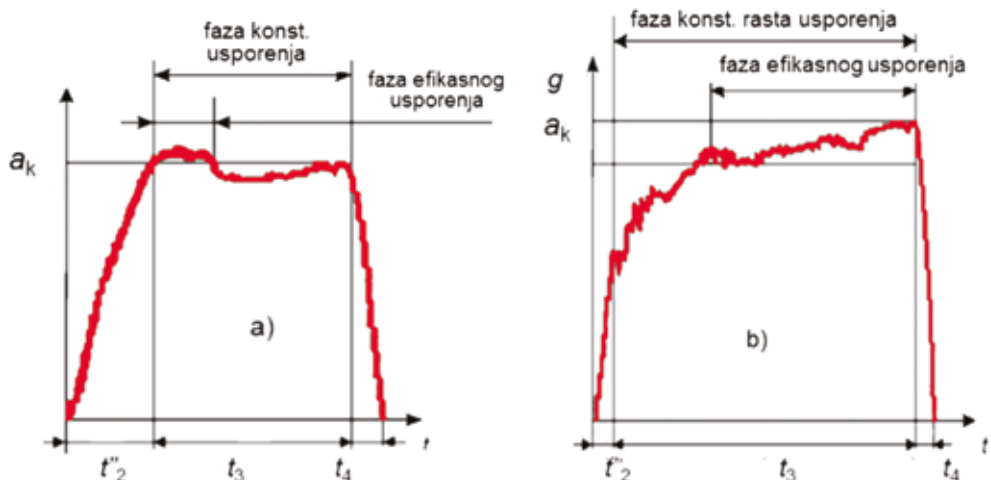
### a) Kočenje vozila bez ABS-a

Kao što se vidi iz snimljenog dijagrama kočenja, *slika 7.13.a.*, usporenje vozila bez ABS-a doseže maksimum ( $a_k$ ) pri samom početku kočenja dok kotači vozila nisu blokirani. Kada se kotači blokiraju, usporenje se smanjuje do određene razine gdje je zapravo zaustavljanje vozila manje djelotvorno. Zato, u tijeku kočenja vozila bez ABS-a, kod manjih brzina navedeni maksimum usporenja čini najveći dio čitavog procesa kočenja. Također, rast usporenja do maksimalnog usporenja vremenski dugo traje u odnosu na ukupno vrijeme kočenja ( $t_3$ ). Maksimalno usporenje traje manji dio vremena kočenja. Kada se vozilo koči pri većim brzinama i proces kočenja traje dulje, tada faza maksimalnog efikasnog usporenja čini manji dio procesa kočenja.

Pri hitnom kočenju i blokiranju kotača događa se određeno smanjenje ubrzanja; to je uzrokovano time što je kočna sila premašila silu prijanjanja tada nastaje klizanje pa je takvo kočenje manje djelotvorno. Dakle, nakon što se kotači blokiraju, dogodi se pad i smanjenje usporenja vozila. To objašnjava smanjenje maksimalnog usporenja vozila pri većim brzinama kočenja. Posljedica blokiranja kotača jest nemogućnost upravljanja vozilom pa vozilo nastavlja kretanje u smjeru inercije ili u zavoju izlijeće s putanje.

### b) Kočenje vozila s ABS-om

Pri djelovanju ABS-a, u startu nema maksimalnog usporenja, *slika 7.13.b.* Usporenje vozila povećava se tijekom daljnjeg konstantnog kočenja. ABS koči i otkoči kotač 10 i više puta u sekundi blizu granice blokiranja. Uslijed svake takve promjene i dodatnog opterećenja kotača postupno se povećava usporenje. Dakle, malo manje vrijednosti usporenja postižu se u početku kočenja, dok se najveće vrijednosti usporenja ( $a_k$ ) postižu kada proces kočenja postaje stabilan. Rast usporenja vremenski kratko traje u odnosu na ukupno vrijeme kočenja ( $t_3$ ). Za vrijeme 'prilagodbe' kotača podlozi traje rast usporenja sve do maksimalne vrijednosti usporenja. Može se razlikovati faza rasta konstantnog usporenja i faza efikasnog usporenja. Faza efikasnog usporenja iznimno je povoljna kod vozila s ABS-om jer se nakon prilagodbe opterećenja kotača i podloge kontinuirano povećava usporenje vozila do maksimalnih vrijednosti. Pri hitnom kočenju, kočna sila ne premašuje silu prijanjanja kotača s podlogom. Trenutačno se iskorištava najveća sila prijanjanja za prijenos kočne sile i bočne sile za upravljanje vozilom što smanjuje vrijeme i put kočenja te povećava stabilnost upravljanja vozilom.

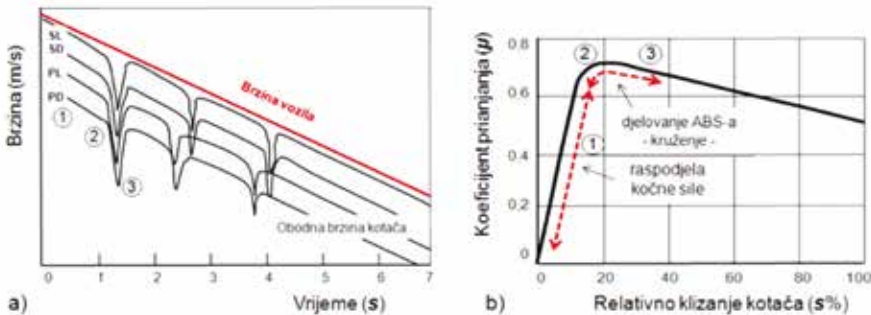


**Slika 7.13. Funkcija usporenja,**

a - kočenje vozila bez ABS-a; b - kočenje vozila s ABS-om

## Brzina vozila i obodna brzina kotača

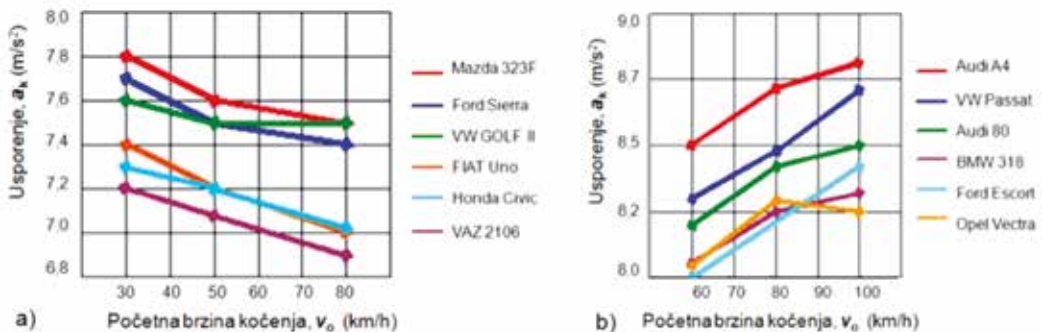
Pad brzine vozila nastaje kočenjem svih kotača (SL, SD, PL, PD) kao što se vidi na dijagramu brzine vozila i kotača, **slika 7.14.a**. Dijagram prikazuje tipične obodne brzine kotača tijekom kočenja vozila s ABS-om. Kad normalnog kočenja – u području 1, smanjuju se brzine kotača sukladno padu brzine vozila (područje normalne raspodjele kočne sile). Ako se kočnice maksimalno koriste ili ako je cesta skliska, brzina jednog ili više kotača počinje brzo padati (područje 2) pokazujući prolaz kroz vrh krivulje prljanja i put prema blokadi kotača. Tada ABS koči i otpušta kočnice na tim kotačima prije nego što se blokada dogodi (područje 3). Kada se brzina kotača podiže - kočenje se vraća u normalno područje raspodjele kočne sile. Cilj ABS-a jest održavanje kotrljanja kotača na vrhu krivulje prljanja, **slika 7.14.b**. Opisani proces kočenja tako se ponavlja dok vozilo ne postigne željenu brzinu kretanja.



**Slika 7.14. a - dijagram smanjenja brzine vozila i brzine kotača pri kočenju s ABS-om, b - dijagram djelovanja ABS-a pri najvećem prljanju**

### Primjer

Prikazani su rezultati ispitivanja ubrzanja uzorka osobnih vozila kod hitnog kočenja na suhoj asfaltnoj cesti. Mjerena je efikasnost usporenja vozila s ABS-om, početnih brzina kočenja od 60 km/h, 80 km/h i 100 km/h, kao i vozila bez ABS-a koja su vožena manjom brzinom od 30 km/h, 50 km/h i 80 km/h. Korišteni su uređaji koji mjere usporenje, tj. decelerometar (VZM 100). Rezultati ispitivanja usporenja uzorka vozila bez ABS-a (*Fiat, Ford Sierra, Honda, Mazda, VAZ i VW Golf*) na referentnim početnim brzinama kočenja, prikazani su na **slika 7.15.a**. Kao što se vidi, usporenje vozila bez ABS-a smanjuje se s povećanjem početne brzine vozila pri kočenju. Rezultati ispitivanja na vozilima s ABS-om (*Audi, VW Passat, BMW, Ford Escort, i Opel Vectra*), prikazani su na **slici 7.15.b**.



**Slika 7.15. Usporenje vozila bez ABS-a (a) i sa ABS-om (b)**

Usporenje vozila opremljenih ABS-om na suhoj podlozi asfaltno ceste nije manje od 8 m/s<sup>2</sup>. Usporenje vozila u fazi maksimalnog kočenja u najvećem broju slučajeva nadmašilo je 9 m/s<sup>2</sup>, a ponekad je

dosegnulo i  $9,81 \text{ m/s}^2$ . S većom početnom brzinom vozila, usporenje vozila se povećava.

Učinak ABS-a na suhom asfaltu prepoznaje se kod većih početnih brzina vozila, *slika 7.16*. Ako je početna brzina vozila pri kočenju s ABS-om  $40 \text{ km/h}$ , put kočenja skraćuje se na približno  $0,5 \text{ m}$  (4%), ako je brzina  $60 \text{ km/h}$  – na približno  $1,5 \text{ m}$  (7%). Ako je brzina  $80 \text{ km/h}$  – put kočenja skraćuje se za približno  $6 \text{ m}$  (16%). Dakle, očite su prednosti kočenja vozila s ugrađenim ABS sustavom u odnosu na vozila bez ABS-a.

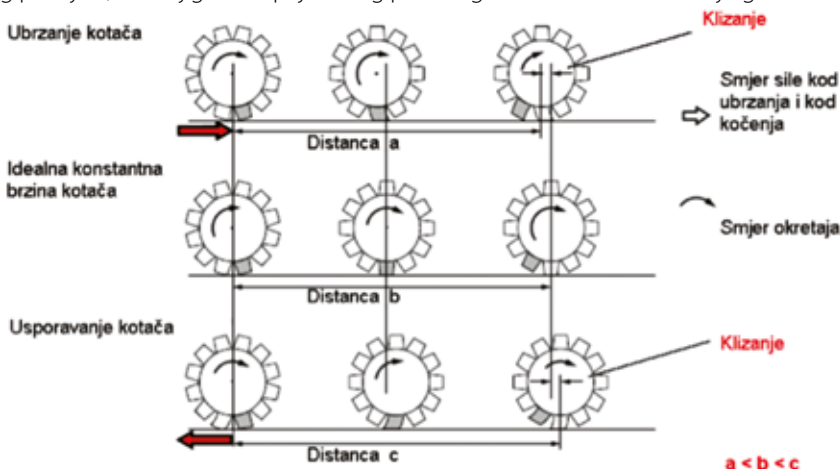


**Slika 7.16. Put kočenja vozila u ovisnosti o početnoj brzini vozila**

### Pojam klizanja kotača

Prilikom ubrzanja vozila pogonski kotač može proklizavati, što za posljedicu ima vrtnju kotača u prazno. U obama slučajevima kotač gubi osnovno svojstvo kotrljanja, a vozilo mogućnost upravljanja i stabilnost kretanja. U kontaktu pneumatika i podloge, zbog tangencijalnog klizanja pri kotrljanju kotača, kao parametar koji opisuje stanje kotača, uveden je relativni faktor klizanja kotača ( $s\%$ ). Održavajući kotrljanje kotača (ABS koči i otkoči 10 i više puta u sekundi na granici blokiranja), aktivno upravljanje vozilom definira upravljanje na temelju faktora relativnog klizanja ( $s\%$ ), iskorištavajući pritom najveći koeficijent prijanjanja ( $\mu$ ).

Pri ubrzanju ili pri kočenju zbog tangencijalnog klizanja pneumatika kotači vozila prelaze različite dužine puta (distance) u odnosu na njihovu konstantnu brzinu kretanja, *slika 7.17*. Duži put posljedica je uzdužnog klizanja kotača kod kočenja kotača ( $a < b < c$ ). Tangencijalno klizanje može se odrediti na osnovi prijađenog puta kotača. Primjerice, prijeđe li kotač opsega  $2 \text{ m}$  za jedan okret kotača put od  $1,8 \text{ m}$ , razlika prijađenog puta je  $0,2 \text{ m}$ . Taj gubitak prijađenog puta odgovara uzdužnom klizanju gume od 10%:



**Slika 7.17. Relativno klizanje kotača pri ubrzanju i pri kočenju**

### Faktor relativnog klizanja kotača ( $s\%$ )

Kotrljanje kotača po podlozi odvija se dakle uz određene gubitke. To stvara razliku između obodne brzine kotača i brzine kretanja vozila. Ta se pojava opisuje uz pomoć faktora relativnog klizanja kotača ( $s\%$ ). Najveće ubrzanje i usporenje vozila nastaje pri faktoru relativnog klizanja kotača:  $s = 0-30\%$ , što rezultira najvećim prijanjanjem između kotača i podloge  $\mu_{x\max}$ . Koristeći obodnu brzinu kotača i brzinu vozila, slijedi relativno klizanje kotača kod ubrzanja i kočenja:

- faktor relativnog klizanja pogonskog kotača pri ubrzanju

$$s = \frac{v_k - v}{v_k} 100 \% \quad (7.43)$$

- faktor relativnog klizanja kočenog kotača

$$s = \frac{v - v_k}{v} 100 \% \quad (7.44)$$

$v$  - brzina vozila, brzina osi kotača

$v_k$  - obodna brzina kotača ( $v_k = \omega_k r_d$ )

ABS-sustav održava relativno klizanje kočenih kotača ( $s\%$ ).

ASR-sustav održava relativno klizanje pogonskih kotača ( $s\%$ ).

### Koeficijent prijanjanja ( $\mu$ )

Vrijednost kočne sile ograničena je prijanjanjem kotača i podloge, tj. koeficijentom prijanjanja ( $\mu$ ). Prema pravcu vožnje razlikuje se uzdužno i poprečno prijanjanje ( $\mu_x, \mu_y$ ). Poprečno prijanjanje važno je kod prijenosa bočnih sila i bočne stabilnosti vozila. Rast uzdužnog prijanjanja najveći je pri relativnom klizanju kotača  $s = 10-30\%$ . U tom intervalu postiže se najveća vrijednost prijanjanja i realizacije vučne ili kočne sile, **slika 7.18**. Krivulja bočnog koeficijenta prijanjanja s obzirom na relativno klizanje pada eksponencijalno.

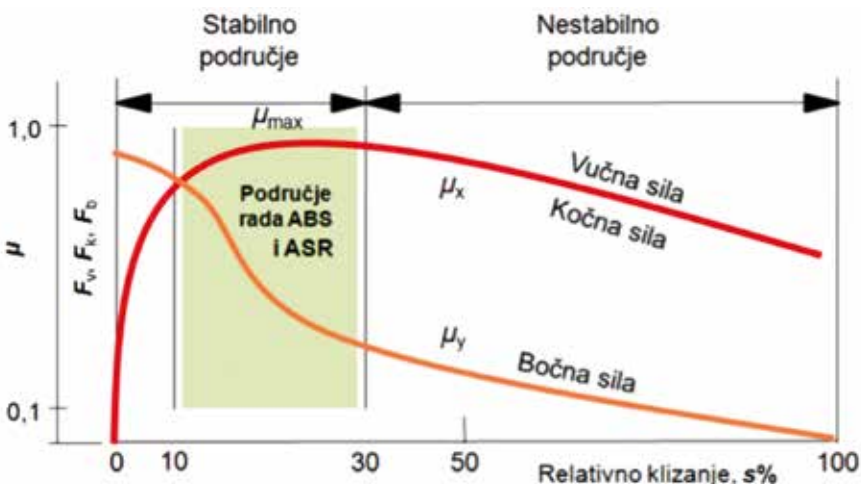
Rezultirajući koeficijent prijanjanja (*grip*):

$$\mu = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2} \quad (7.45)$$

Rezultirajuća sila kočenja u krugu prijanjanja:

$$F\mu = \sqrt{F_k^2 + F_b^2} \quad (7.46)$$

$$F_k = \mu_x N; \quad F_b = \mu_y N; \quad F_\mu = \mu N \quad [\text{N}]$$

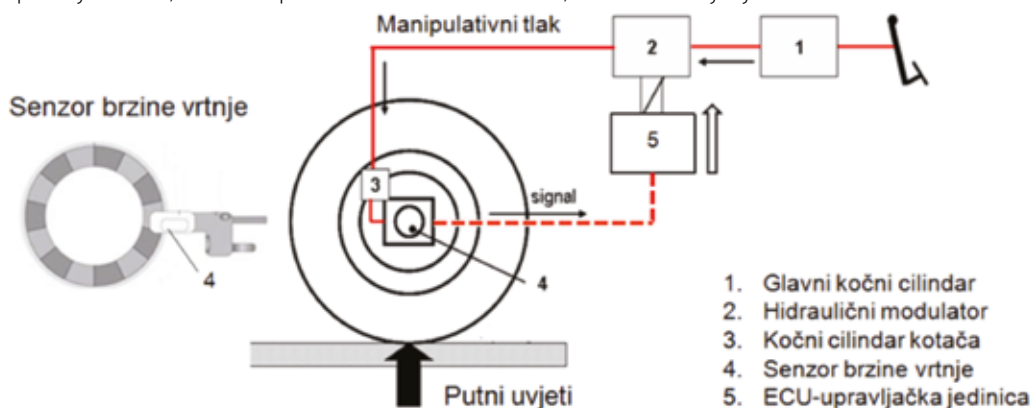


Slika 7.18. Područje djelovanja ABS/ASR-a

U uvjetima relativnog klizanja kotača razlikuje se stabilno i nestabilno područje klizanja ( $0\% < s \leq 100\%$ ). U stabilnom području djeluju **ABS** i **ASR** sustavi, gdje se područje klizanja kotača u uzdužnom i poprečnom smjeru iskorištava kao parametar vuče i kočenja. Prije toga, prijenos vučnih i kočnih sila odvija se u području regulatorske raspodjele sile. U nestabilnom području kotači imaju čisto klizanje, jer je podloga skliska, npr. glatki led, snijeg, blato, pijesak. Posljedica uzdužnog i bočnog klizanja kotača je smanjenje performansi vuče, kočenja i bočne stabilnosti vozila.

#### 7.4.1. Svojtva ABS-a

Principijelna shema ABS-sustava prikazana je na **slici 7.19**. ECU - elektronička upravljačka jedinica (5) nadzire brzinu vozila putem senzora brzine kotača (4). U području djelovanja **ABS**-a, ECU računa procjenu pada brzine vozila. Od brzine vozila ( $v$ ) oduzima se obodna brzina pojedinog kotača ( $v_k$ ) i izračunava postotak klizanja kotača ( $s\%$ ). Signal prema modulatoru smanjuje kočni tlak dopuštajući kotaču ponovno okretanje. Ovisno o upravljačkom algoritmu, rast tlaka s kontrolira s ciljem smanjenja ciklusa kočenja. Dakle, u skladu sa zadanim pragom klizanja kotača ( $s\%$ ) dolazi do promjene tlaka i usporenja kotača, odnosno pada obodne brzine kotača, a time i smanjenja brzine vozila.



**Slika 7.19. Principijelna shema ABS-sustava**

**ABS**-sustav sukcesivno zakoči i otkoči kotač više do 10 puta u sekundi što omogućuje kotrljanje kotača i prijenos koćne sile. **ABS** funkcija se definira kao sastavnica koćnog uređaja za automatsko nadziranje klizanja na jednom ili na više kotača kojima se koći. Tako **ABS** sprječava blokiranje kotača pri koćenju vozila. To omogućuje kotrljanje kotača, održavanje upravljivosti i stabilnosti vozila. Rezultat toga jest sigurno upravljanje pri skretanju ili izbjegavanju prepreka na cesti, raspodjela i povećanje sile koćenja na kotačima te skraćivanje puta koćenja vozila u odnosu na koćenje bez **ABS**-a.

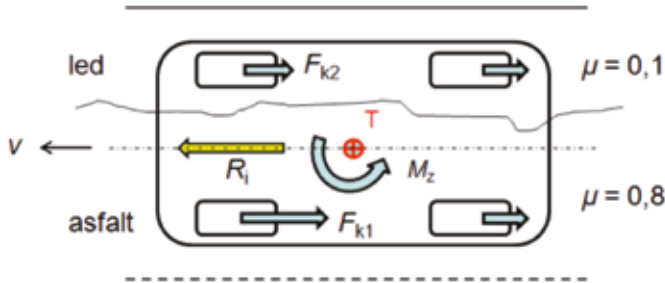
Zahtjevi koji se postavljaju pred **ABS**:

- upravljivost i stabilnost vozila kod koćenja radnom i motornom koćnicom
- povećanje usporenja vozila kod velikih brzina i smanjenje puta koćenja (osim na pijesku i na snijegu)
- reguliranje sile koćenja između osovina i boćnih kotača na različitim podlogama.

Sprječavanje zaokreta vozila pri koćenju ( $\mu$ -split koćenje)

Na površini s nejednakim uzdužnim prijanjanjem (npr. desni kotači na poledici, a lijevi na asfaltu), **slika 7.20.**, različite sile koćenja mogu rezultirati momentom zakretanja vozila oko vertikalne osi ( $M_z$ ). Kod koćenja vozila na površini nejednolikog prijanjanja lijevih i desnih kotača, tzv.  $\mu$ -split koćenje, po-

trebno je sigurno držanje pravca. **ABS** jedinica u području regulacije proizvodi sukcesivne cikluse „koči - otkoči“, najprije za kotač koji ima slabije prljanje. S ciljem otklanjanja momenta zakretanja, koji može doći od strane kotača na boljoj površini, na temelju signala žiro-senzora, kočna će sila biti pojedinačno modulirana i za kotače s većim prljanjem, tako da proizvodi manji kočni tlak u cilindrima za kočenje, dok kočni moment svih kotača ne bude izjednačen. Dakle, smanjenje zakretanja vozila oko težišta, izvodi se uz pomoć regulacije kočne sile na boljoj podlozi.



**Slika 7.20.** Sile pri kočenju vozila na površini nejednakog prljanjanja kotača

ABS-sustav koristi dodatnu GMA-funkciju za otklanjanje takve rotacije vozila na principu zadržavanja tlaka kočenja kod kotača na kvalitetnoj podlozi čime se smanjuje sila kočenja (**GMA** - *Gier Moment Anstiegsverzögerung*). Ova funkcija koristi se kod vozila s manjom osovinskom bazom, jer kod većih osovinskih baza, moment zaokretanja nije dovoljan da izazove zanošenje.

#### Senzori brzine vrtnje kotača (ABS senzori)

Senzori kotača ugrađeni su u svaki kotač vozila. Svakom senzoru pripada po jedan impulsni ili magnetski prsten. Ugrađuje se pasivni ili aktivni senzor brzine vrtnje.

**Pasivni senzori brzine vrtnje su induktivni senzori.** U ovisnosti o brzini vrtnje kotača, senzori kotača daju signal u obliku izmjeničnog napona od 30 mV do 100 V. Informacija o brzini vrtnje dobiva se iz frekvencije naponskog signala.

**Aktivni senzori brzine vrtnje su Hallovi senzori.** Ugrađuje se magnetski višepolni prsten s izmjenično postavljenim polovima. Hallov napon dobiva se pomoću rotirajućeg višepalnog prstena ugrađenog u ležaju kotača.

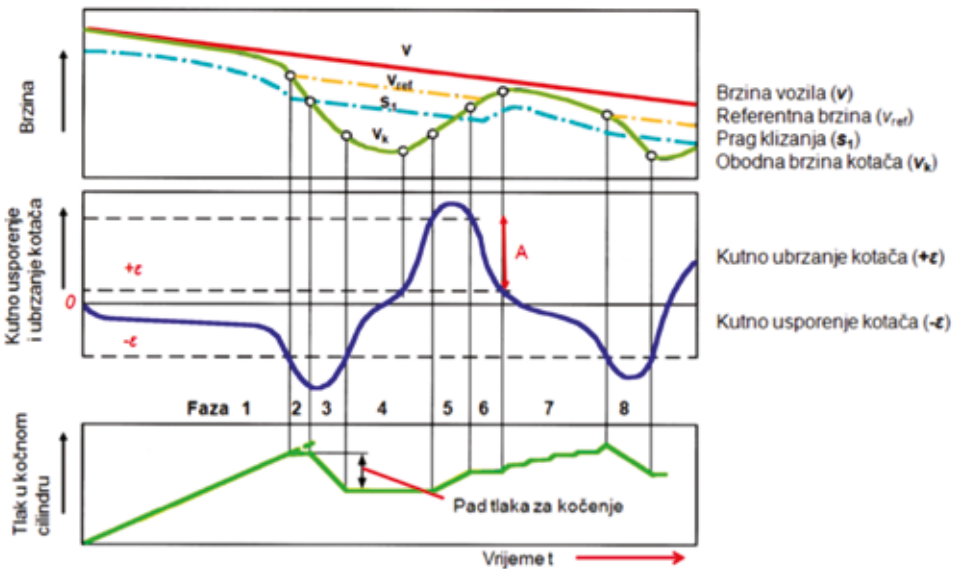
#### Hidrauličko - elektronička upravljačka jedinica (HECU)

ABS-sustavi se razlikuju prema broju kanala, broju senzora i broju modulatora. Na suvremenim vozilima nalaze se *4-kanalni sustavi kočenja*. Takvi sustavi omogućuju pojedinačnu kontrolu tlaka kočenja na svakom kotaču. Svaki kotač ima senzor za nadziranje brzine vrtnje kotača i modulator. Kod *3-kanalnih sustava kočenja* stražnji kotači dijele jedan modulator. Sastavnice upravljačke jedinice ABS-a prikazane su na **slici 7.21**. Istosmjerni motor (DC motor) pokreće pumpu primarnog i sekundarnog kruga X-konfiguracije kočnica (*poglavlje 8*). To znači da pokreće pumpu hidrauličkog kruga za prednji desni kotač i za stražnji lijevi kotač i hidrauličkog kruga za prednji lijevi kotač i stražnji desni kotač. Elektromagnetski ventili modulatora omogućavaju promjenu kočnog tlaka sukladno upravljačkom algoritmu sukcesivnog ciklusa kočenja. „Pulsiranje papučice“ kočnice pri radu **ABS**-a posljedica je rada pumpe i elektromagnetskih ventila koje osjeća vozač. Kada brzina vozila padne ispod 6 km/h, **ABS**-funkcija više nije aktivna.



**Slika 7.21. Sastavnice hidraulično-elektroničke upravljačke jedinice (HECU), MK70 (ABS, EBV, MSR, ASR)**

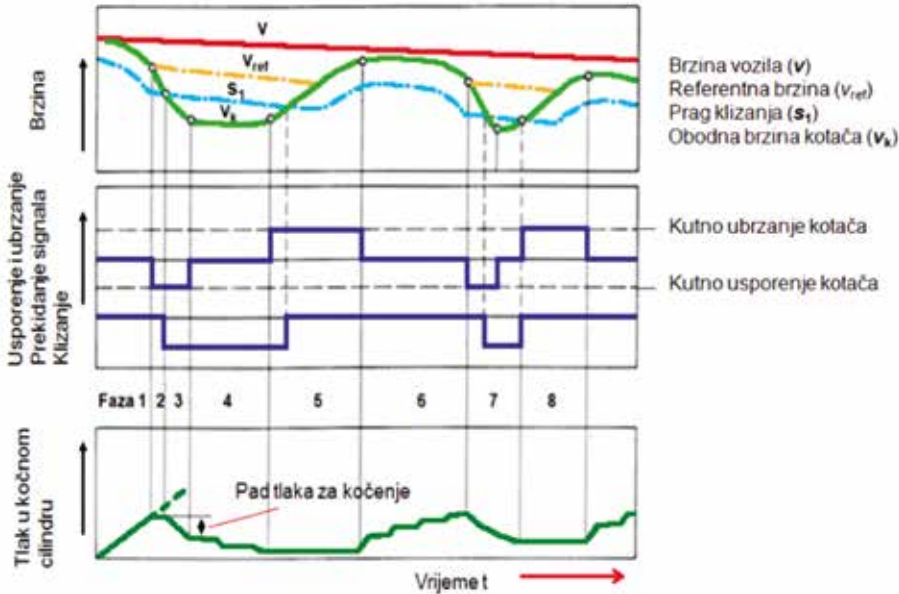
Promjena parametara kočenja opisana je u više faza, kako kod kočenja na površini visokog prijanja (suha cesta), tako i na površini niskog prijanja (mokra cesta), *slika 7.22.* i *slika 7.23.*



**Slika 7.22. Parametri ABS-ciklusa kočenja na površini visokog prijanja (Bosch)**

Na *slici 7.22.* pri kočenju u fazi 1, raste tlak u kočnom cilindru i kutno usporenje kotača  $ε$ , a smanjuje se brzina vozila  $v$ . Na kraju te faze kutno usporenje kotača prelazi postavljenu granicu ( $-ε$ ), zbog čega se uključuje magnetni ventil u položaj držanja stalnog tlaka. Kočni tlak još se ne snižava jer bi granica ( $-ε$ ) još uvijek mogla prijeći u stabilno područje prijanja, što bi produžio put kočenja. Istovremeno se smanjuje referentna brzina kotača  $v_{ref}$  do određene granice. Iz te brzine određuje se koeficijent relativnog klizanja  $s_1$ . Na kraju faze 3, smanjuje se obodna brzina kotača  $v_k$  ispod praga klizanja  $s_1$ . Nakon toga uključuje se elektromagnetski ventil modulatora u položaj smanjenja tlaka u kočnom cilindru i u tom položaju ostaje dok kutno ubrzanje kotača ne prijeđe granicu ( $-ε$ ). Nakon toga magnetski se ventil postavlja u položaj stalnog tlaka, zbog čega se ubrzanje kotača brzo povećava. Na kraju faze 4 kutno ubrzanje kotača prelazi razmjerno veću granicu ( $+A$ ) kada se uključuje povećanje tlaka u kočnom cilindru i tako ostaje dok se kutno ubrzanje kotača ne smanji ispod granice ( $+A$ ). U fazi 6 tlak se održava konstantnim dok se kutno ubrzanje kotača ne smanji ispod granice ( $+ε$ ). To je zbog toga što je kotač ušao u stabilno područje proklizavanja i nešto je podkočen. Nakon toga tlak se povećava stupnjevit

dok kutno usporenje kotača ne prijeđe granicu ( $-\epsilon$ ) na kraju faze 7. Odmah nakon toga tlak se smanjuje, itd. Kod **ABS**-kočenja brzina vozila opada linearno, a brzina kotača je zbog relativnog proklizavanja ciklički promjenjiva. Na taj se način relativno proklizavanje kotača koristi kao parametar kočenja.



**Slika 7.23. Parametri ABS-ciklusa kočenja na površini niskog prijanjanja (Bosch)**

Blokiranje kotača može nastati ne samo pri kočenju nožnom kočnicom, nego i kod drugih načina kočenja. Kočenje motorom uz pomoć mjenjača široko se koristi kod osobnih vozila. Kod takvog kočenja, pogonski kotači mogu blokirati i klizati, pa vozilo može postati nestabilno. U toj situaciji potrebno je povećanjem snage motora regulirati kotrljanje kotača. Sigurno kočenje motorom, bez klizanja, omogućuje dodatna **MSR-funkcija** (*MSR, Motor Spin Regulator, Motor Schleppmoment Regelung*).

#### 7.4.2. Svojstva ASR-a (TCS-a)

**ASR-sustav** (*Anti Slip Regulation*) sprječava proklizavanje pogonskih kotača kod ubrzanja u uvjetima nedovoljnog prijanjanja kotača i podloge, putem prikočivanja kotača i rada motora, čime se postiže kotrljanje kotača, ubrzanje vozila i prijenos vučne sile. To održava upravljivost vozila bez zanošenja. Naziva se također, sustav upravljanja vučom (**TCS - Traction Control System**).

Kod simetričnog diferencijala, ukupna vučna sila ispod kotača jedne osovine, jednaka je iznosu dvostruke vrijednosti vučne sile kotača na slabijoj podlozi:

$$F_{v \max} = 2 F_{v \min} \quad (7.47)$$

Ako ta vrijednost nije dovoljna za svladavanje trenutačnih otpora kretanja, primjerice kod starta, vozilo ostaje nepokretno. Snaga motora troši se na povećanje broja okretaja kotača na skliskom terenu „na vrtnju u prazno“. Kako bi se to spriječilo, potrebno je regulirati vrtnju kotača. **ASR**-sustav koristi senzore brzine vrtnje kotača **ABS** sustava. Time su **ABS** i **ASR** povezani. U kombinaciji s elektroničkim blokiranjem diferencijala (**EDS**) **ABS** čini integrirani sustav upravljanja vučom.

**ASR**-sustav djeluje na rad kočnica i na rad motora. Dovođenjem kotača u stanje kotrljanja i pokretanja vozila održava se prijenos vučne sile. Kočenjem kotača koji proklizava određuje se vrijednost sile koju drugi pogonski kotač može prenijeti na podlogu. Time je ograničena vrijednost sile koju je



moгуće prenijeti preko pogonskih kotača na podlogu. Dakle, **ASR**-sustav ima zadatak automatskog ograničenja vučne sile kotača na vrijednost koju podloga može prenijeti na temelju relativnog faktora klizanja ( $s\%$ ) i koeficijenta prijanjanja, čime se održava prijenos vučnih sila koje omogućavaju upravljanje i stabilnost vozila kod manjih i većih brzina vozila.

Način sprječavanja proklizavanja kotača, *slika 7.24*.

**Prvi način** jest kočenje kotača na slabijoj podlozi kod manjih brzina, tj. kotača koji se „vrti u prazno“ kako bi se ostvarilo kotrljanje. Kočenjem kotača koji proklizava, ispod 40 km/h, dobiva se najveća vučna sila iz uvjeta prijanjanja.

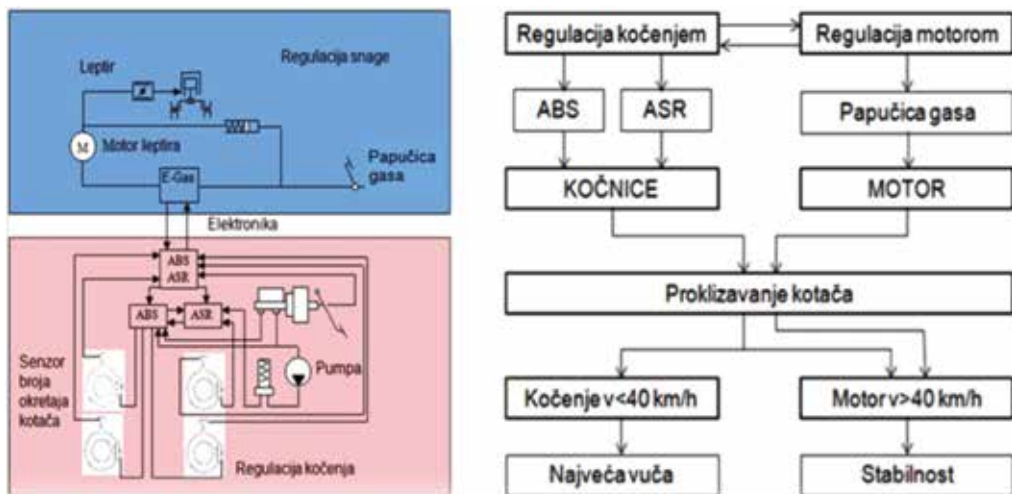
**Drugi način** je smanjivanjem snage motora - manjim ubrizgavanjem goriva kod većih brzina kretanja.

**Treći način** je sprječavanje proklizavanja kotača pogonske osovine, pomoću blokiranja diferencijala, te osigurava upravljanje vučom kod pogona na više osovina.

Zahtjevi za ASR:

- sprječavanje proklizavanja kotača *pri pokretanju vozila* na cesti niskog prijanjanja i realizacija vučne sile, odnosno ubrzanja vozila
- sprječavanje proklizavanja kotača *pri vožnji kod ubrzavanja* na cesti različitog prijanjanja lijeve i desne strane i realizacija vuče
- sprječavanje proklizavanja kotača *pri zaokretu vozila*.

**ASR**-sustav intervenira automatski bez znanja vozača, stalno je uključen i djeluje kočenjem pogonskog kotača neovisno o vozačevoj namjeri. Da je regulacija proklizavanja kotača aktivna pokazuje treperenje kontrolne lampice **ASR**-a. Budući da **ASR** djeluje automatski to uzrokuje zagrijavanje kočnice, pa se u slučaju pregrijavanja automatski isključuje. U terenskim uvjetima preporučljivo je isključiti intervenciju **ASR**-a kako bi se spriječilo eventualno preopterećenje i pregrijavanje disk kočnica ili bubanj kočnica. Također, **ASR** treba isključiti tijekom vožnje po snijegu i po blatu te u vožnji s lancima na kotačima jer je tada potrebno postići određeno klizanje.

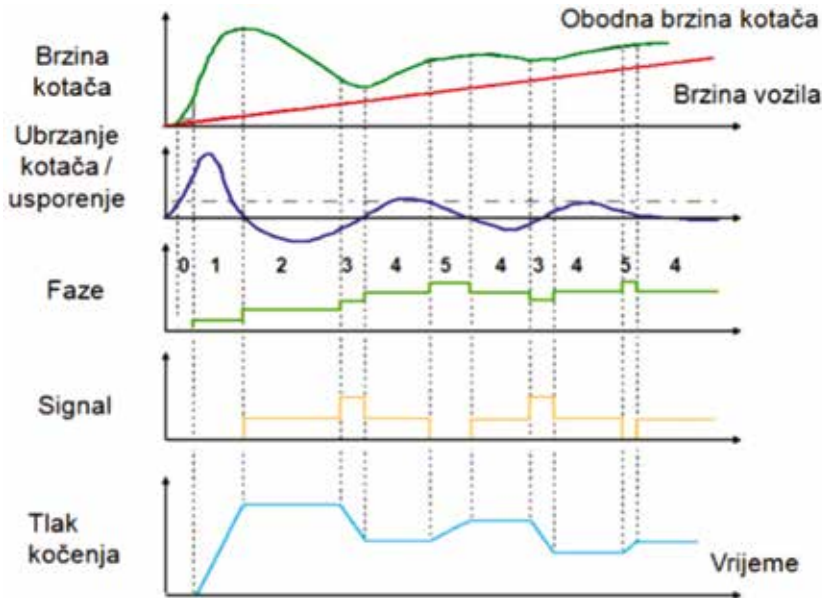


Slika 7.24. Tipična shema ASR - sustava

#### Aktiviranje kočnica i motora

Situacije uporabe kočnica i motora prikazana je na *slici 7.24. desno*. Senzori brzine vrtnje kotača šalju signale upravljačkoj jedinici ASR-a. Ako kotač počne proklizavati izvan područja relativnog prokliza-

vanja, upravljačka jedinica smanjuje snagu motora, smanjenjem ubrizgane količine goriva. Ako kotač i dalje proklizava, koristi se kočenje kotača. Na *slici 7.25*, prikazani su parametri ASR-ciklusa kočenja, brzina vozila, obodna brzina kotača, ubrzanje i usporenje kotača, te fazna promjena tlaka za kočenje u funkciji vremena.



*Slika 7.25. Parametri ASR-ciklusa kočenja na površini niskog prijanjanja (Bosch)*

### 7.4.3. Svojstva ESC-a

ESC-sustav stabilnosti (*Electronic Stability Control*) sprječava zanošenje vozila, čime održava upravljivost i stabilnost vozila. Prema istraživanju, oko 40% prometnih nesreća u EU događa se zbog zanošenja vozila. Smatra se da ESC-sustav smanjuje rizik zanošenja vozila oko 80%. Zbog toga su ESC-sustavi obvezni dio opreme vozila (*poglavlje 5*).

Klizanje stražnje ili prednje osovine uzrokuje zanošenje vozila, odnosno rotaciju vozila. S ciljem držanja putanje vozila, kod podupravljanja se aktivira kočenje stražnjeg lijevog kotača, a kod preupravljanja – kočenje prednjeg desnog kotača. Kočna intervencija na putanji vozila sprječava neželjenu rotaciju vozila oko vertikalne osi. Vozač nije svjestan da se nalazi u zoni korekcije jer informacije o klizanju i zanošenju upravljačka jedinica obrađuje u kratkom vremenu te automatski ispravlja zanošenje vozila, čime smanjuje rizik od izlijetanja. U situacijama smanjene stabilnosti vozila, sustav automatski djeluje na pojedine kotače bez utjecaja vozača i pritiska na pedalu kočnice. Zbog toga se ugrađuje pumpa sa senzorom predtlaka koja osigurava kočni tlak neovisno od vozača.

Sastavnice ESC-sustava prikazane su na *slici 7.26*.

- **Senzor brzine vrtnje kotača**

Senzori kotača prate pojedinačno broj okretaja svakog kotača. Signali brzine vrtnje kotača prenose se do upravljačkih jedinica ABS-a, ASR-a i ESC-a, koje upravljaju kočnicama svakog kotača posebno. Frekvencija impulsa proporcionalna je brzini vrtnje kotača. Pritom se računa prijedni put, relativno klizanje kotača ( $s\%$ ), raspodjela kočne sile, i drugo. Senzori su aktivnog tipa, zbog veće točnosti i ugradnje. Tip prijenosa digitalnog signala manje je

osjetljiv na smetnje nego senzor induktivnog tipa. Manje dimenzije i manja masa omogućuju ugradnju senzora u sam sklop ležaja kotača.

- **Senzor tlaka za kočenje**

Senzori tlaka svakog kotača mjere kočni tlak ulja u kočionim cilindrima

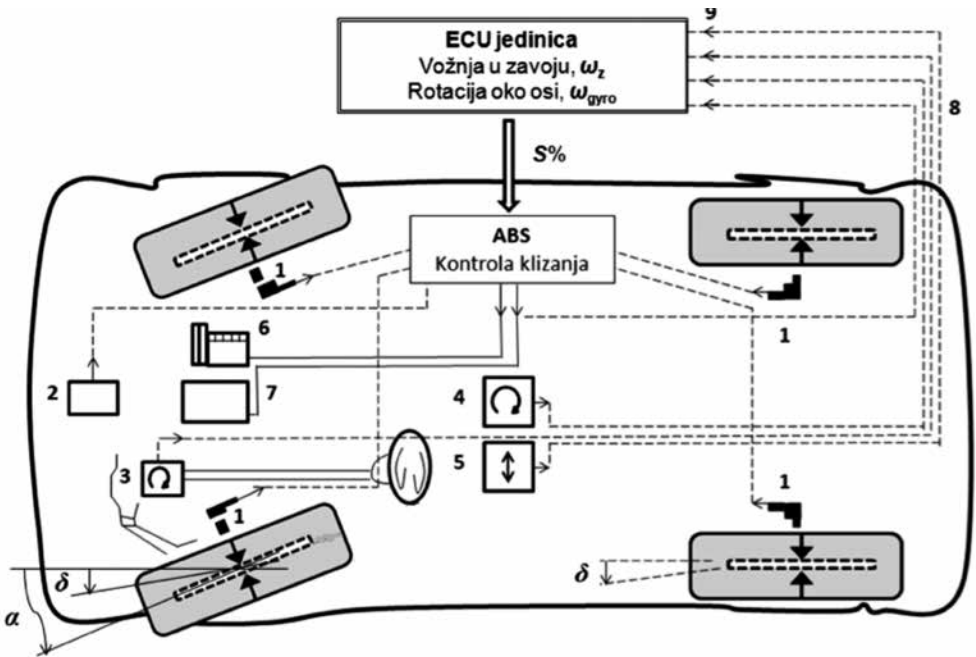
- **Senzor kuta upravljača**

Senzor prati kut upravljača, tj. pravac vozila koji drži vozač pomoću upravljača. Svaki zaokret upravljača određuje radijus okretanja vozila. Radijus okretanja vozila u zavoju ( $R$ ) ovisi također o rastojanju osovina ( $L$ ) i kutovima skretanja kotača prednje i stražnje osovine. Tako se može izračunati kutna brzina vozila u zavoju:  $\omega_z^2 = a_b / R$

- **Žiro-senzor (Gyro senzor / Yaw rate sensor)**

Žiro senzor rotacije prati kutnu brzinu vozila oko vertikalne osi:  $\omega_{gyro}$ .

- **Senzor bočnog ubrzanja** prati rezultatno bočno ubrzanje vozila ( $a_b$ ). Vrijednost te akceleracije iznosi  $a_b = 0,5-4 \text{ m/s}^2$ , a kod sportskih vozila do  $6 \text{ m/s}^2$ .



**Slika 7.26. Elementi ESC-sustava (ESP Bosch)**

$\alpha$  - kut zakretanja kotača,  $\delta$  - kut bočnog klizanja kotača,  $s\%$  - relativno klizanje kotača

1 - senzor brzine vrtnje kotača, 2 - senzor tlaka u kočnim cilindrima, 3 - senzor kuta zaokreta upravljača,

4 - žiro-senzor rotacije vozila, 5 - senzor bočnog ubrzanja, 6 - hidraulički modulator kočnog tlaka,

7 - regulator snage motora, 8 - prijenosnici signala, 9 - upravljačka jedinica ECU (kontroler)

Upravljačka jedinica ECU nadzire željeno i aktualno ponašanje vozila, **slika 7.27**. Vozilo je upravljivi sustav. Usporedbom željenog i aktualnog ponašanja vozila određuje se korektivno djelovanje na kočnice. Pritom ECU izračunava potrebnu silu kočenja određenog kotača i smanjenje snage motora. Dakle, kada dolazi do zanošenja vozila u zavoju, rotacijska brzina vozila oko svoje osi postaje veća od brzine okretanja vozila u zavoju  $\omega_{gyro} > \omega_z$ . To je trenutak kada sustav kontrole stabilnosti vozila utvrđuje rotaciju vozila uz pomoć žiro senzora, nakon čega slijedi korekcija.

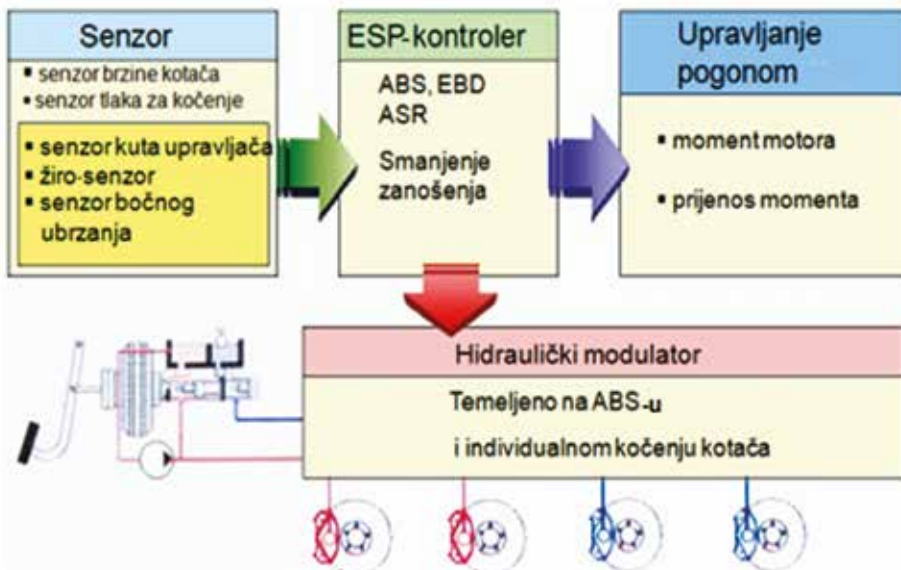


Slika 7.27. Upravljivi model vozila

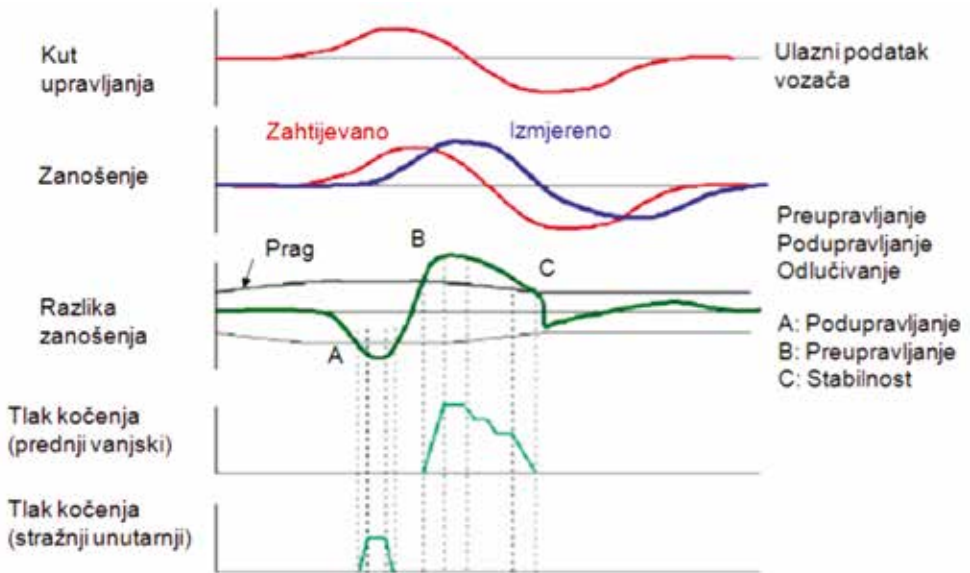
Elementi i parametri upravljanja ESC-sustava prikazani su na *slici 7.28.*, *slici 7.29.* i *slici 7.30.* U situaciji podupravljanja i preupravljanja stvara se korektivni moment, koji osigurava stabilnost putanje vozila. Pritom se regulira smanjenje snage motora, a kod vozila s integralnim pogonom na sve kotače uključuje se raspodjela pogonskog momenta na osovine.

S ciljem kontrole odstupanja između željenog ponašanja (koje drži vozač) i aktualnog ponašanja vozila, ECU ostvaruje funkciju stabilnosti tako da uspoređuje zaokret upravljača sa stvarnim ponašanjem vozila te tako određuju potrebne kočne sile stabilizacije na kotačima uz pomoć tlaka u kočnim cilindrima (prednji vanjski, stražnji unutarnji).

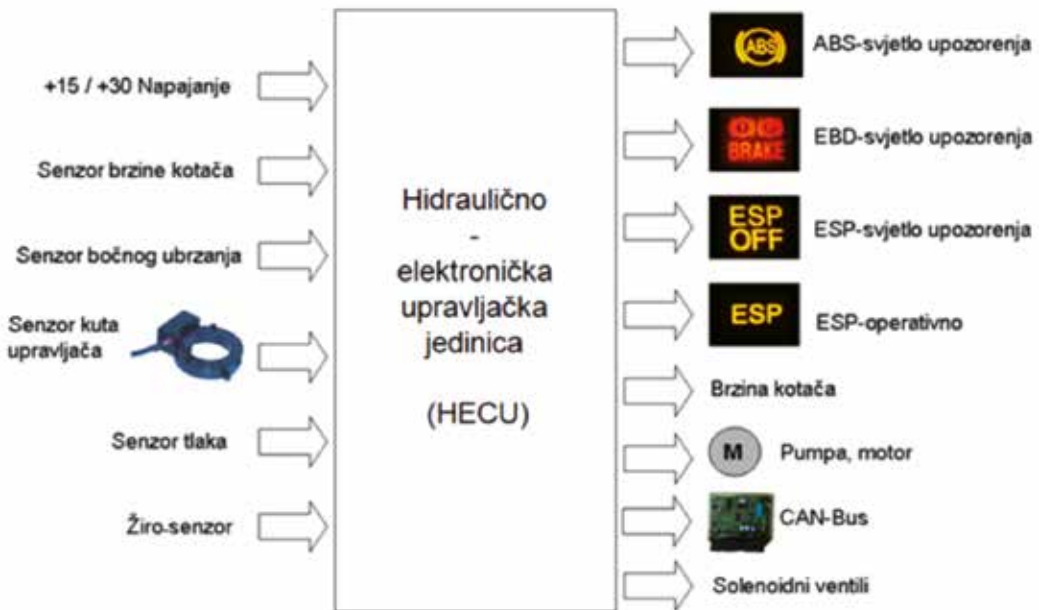
ESC-sustav ne samo da provjerava vozačev zaokret upravljača te ga uspoređuje sa stvarnim ponašanjem vozila, već također provjerava jesu li vozačev ulazni i stvarni pravac vožnje istovjetni. Primjerice, ako je očekivano zanošenje  $20^\circ$  po sekundi, a stvarno zanošenje je tek  $10^\circ$  po sekundi, to znači da se skretanjem vozila ne upravlja u onolikoj mjeri u kolikoj vozač to namjerava, a rezultat toga je podupravljanje vozila.



Slika 7.28. Elementi i parametri ESC-sustava



Slika 7.29. Promjena parametara upravljanja ESC-sustava (Bosch)



Slika 7.30. Pregled elemenata ESC-sustava

## 7.5. Konstrukcija uređaja za kočenje

Uređaj za kočenje sastoji se od *kočnog prijenosa, mehanizama u kotačima i aktivnih sustava stabilnosti*. Kočni prijenos čine prijenosne komponente, papučica ili ručica kočnice, glavni kočni cilindar, regulator kočenja, cjevovod i kočno ulje. Mehanizam u kotačima je bubanj kočnica ili disk kočnica. Aktivni sustavi povećanja stabilnosti vozila uz pomoć kočnica su **ABS, ASR i ESC**-sustav. Prema vrsti kočnog prijenosa na motornim vozilima kočnice se izvode kao: hidrauličke kočnice, pneumatske kočnice, hi-

dropneumatske kočnice, hidrodinamičke i elektromagnetske (retarderi). Prijenos sile kod hidrauličkih kočnica odvija se uz pomoć kočne tekućine, a kod pneumatskih kočnica uz pomoć stlačenog zraka.

### 7.5.1. Kočni prijenos

Radi povećanja pouzdanosti kočnica, kočenje se izvodi po dvokružnom principu, odnosno po principu odvojenih krugova.

#### a) Dvokružne hidrauličke kočnice

Hidrauličke kočnice koriste se kod osobnih i lakših vozila. Razlikuje se više varijanti odvojenih hidrauličkih krugova koji osiguravaju pouzdano kočenje. Sheme kočenja označavaju se skraćeno, prema konfiguraciji kočnih krugova i djelovanju - velikim slovima (H, X, LL, HH), *slika 7.31*.

#### H - konfiguracija

H-konfiguraciju čine dva odvojena kočna kruga, za prednje i stražnje kotače. U slučaju otkazivanja prednjeg kruga, stražnji krug treba ostvariti dovoljno kočenje vozila. Izvode se u kombinaciji, naprijed disk kočnice, straga bubanj kočnice. Omjer kočnih sila naprijed-natrag pri maksimalnom kočenju iznosi oko 70:30.

#### X - konfiguracija

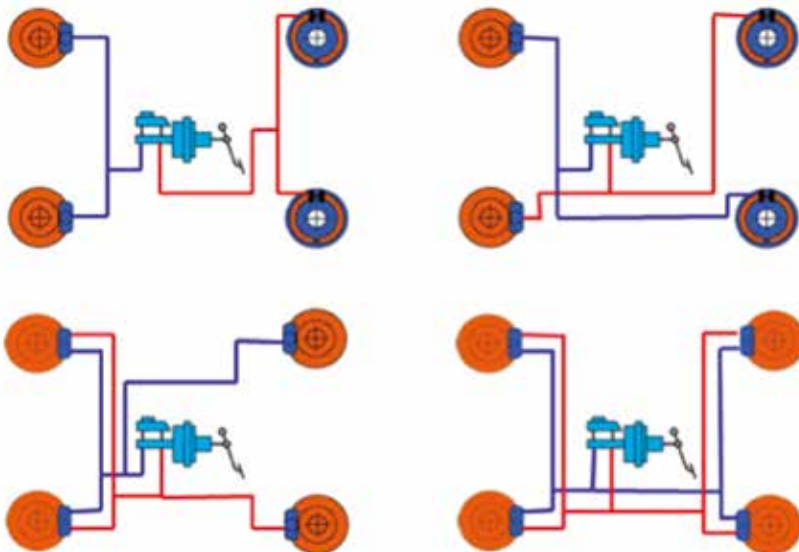
X-konfiguraciju čini kočni krug koji spaja dijagonalne kotače (prednji lijevi-stražnji desni, prednji desni-stražnji lijevi). Omjer kočnih sile dijagonalnih krugova iznosi oko 50:50. U slučaju otkazivanja jednog kruga, drugi krug treba ostvariti dovoljno kočne sile za zaustavljanje vozila.

#### LL - konfiguracija

Oba kočna kruga djeluju na oba kotača prednje osovine i na jedan stražnji kotač. Izvodi se kod disk kočnica. U slučaju otkazivanja jednog kruga, vozilo treba zaustaviti drugim krugom kočenja.

#### HH - konfiguracija

Kočni dvostruki krug djeluje na sve kotače s disk kočnicama. U slučaju otkazivanja jednog kruga, vozilo se zaustavlja drugim krugom kočenja.

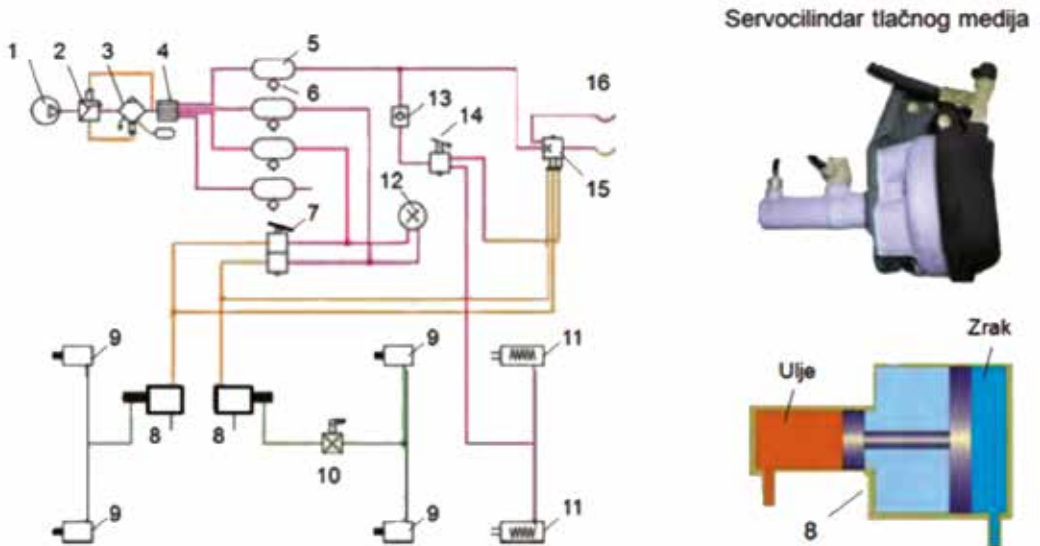


*Slika 7.31. Dvokružne hidrauličke kočnice*

H-konfiguracija i X-konfiguracija (gore), LL-konfiguracija i HH-konfiguracija (dolje)

### b) Dvokružne hidropneumatske i pneumatske kočnice

Kod lakih teretnih vozila i autobusa koristi se često kombinirani pneumatsko-hidraulički prijenos kočenja, *slika 7.32*. Takva hidropneumatska konstrukcija kočnica, sastoji se od pneumatskog i hidrauličnog dijela instalacije. Pneumatska instalacija ima funkciju pojačanja sile kočenja, a hidraulička instalacija neposredno aktiviranje mehanizma za kočenje.

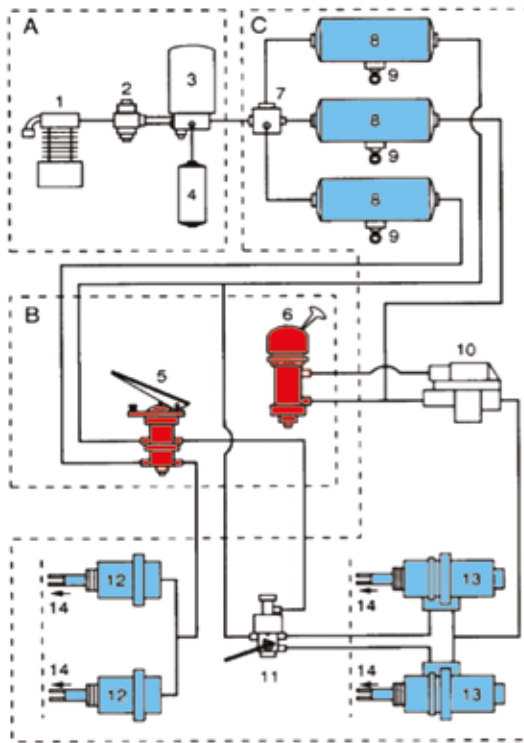


**Slika 7.32. Shema dvokružne hidropneumatske kočnice**

- 1 - kompresor, 2 - regulator tlaka, 3 - sušilo zraka, 4 - četverokružni ventil, 5 - spremnik zraka, 6 - ventil za ispuštanje kondenzata, 7 - nožna kočnica (razvodni ventil), 8 - servocilindar, 9 - hidraulički cilindri, 10 - regulator kočne sile, 11 - pneumatski radni cilindri, 12 - dvostruki manometar, 13 - jednosmjerni ventil, 14 - ventil ručne kočnice, 15 - upravljački ventil prikolice, 16 - spojnice prikolice.

Povećanje sile kočenja oko 10 puta ostvaruje se pomoću servouređaja. Pritiskom na papučicu (7), stlačeni zrak pokreće klipove servocilindra (8) u kojima se tlak zraka koristi za tlačenje ulja. To ulje pokreće klipove radnih cilindara (9) za kočenje kotača. U kočnom krugu stražnjih kotača nalazi se regulator kočenja (10). Ventilom ručne kočnice (14), osigurava se parkiranje vozila od pomicanja, čime se ispušta zrak iz akumulacijskih cilindara (11) te dopušta oprugama potiskivanje kočnih papuča u kotačima i mehaničko kočenje.

Pneumatske kočnice koriste se kod težih teretnih vozila. Sila kočenja dobiva se uz pomoć stlačenog zraka. Zrak se tlači u spremnike uz pomoć kompresora. Svaki krug dvokružnog sustava ima svoj spremnik zraka, *slika 7.33*. Vozač djeluje na papučicu kočnice, odnosno otvara kočni ventil a tlak zraka (8-10 bar) omogućuje kočenje kotača. Kočenje prikolice također je pneumatsko. Prikolica se počinje kočiti prije vučnog vozila. U slučaju odvajanja prikolice od vučnog vozila, prikolica se automatski koči vlastitim pneumatskim uređajem.



**Slika 7.33. Shema dvokružne pneumatske kočnice**

A - modul opskrbe energijom, B - upravljački modul, C - prijenosni modul;

- 1 - kompresor, 2 - regulator tlaka, 3 - sušilo zraka, 4 - regeneracijski spremnik zraka, 5 –papuča i ventil radne kočnice, 6 - ručica i ventil ručne kočnice, 7 - četverokružni sigurnosni ventil, 8 - spremnici stlačenog zraka, 9 - ventil za ispuštanje kondenzata, 10 – relejni ventil punjenja i pražnjenja kočnih cilindara parkirne kočnice, 11 - regulator kočne sile, 12 - kočni cilindri prednjih kotača, 13 - kočni cilindri stražnjih kotača, 14 - potisne šipke kočnih cilindara

Regulator tlaka (2) osigurava radni tlak zraka koji dolazi od kompresora prema spremnicima stlačenog zraka. Sušilo zraka (3) ima ulogu odstraniti veći dio vlage iz stlačenog zraka koja je štetna iz više razloga (smrzavanje, korozija, ispiranje maziva). Također, u sklopu sušila nalazi se regeneracijski spremnik (4) koji omogućuje regeneraciju sušila u vremenu dok zrak ne prolazi kroz njega nego ga regulator ispušta u okolinu. Četverokružni sigurnosni ventil (7) osigurava radni tlak za oba kruga radnih kočnica, kruga parkirne kočnice, kruga kočenja priključnog vozila i pomoćne krugove. Spremnici stlačenog zraka (8) osiguravaju potrebnu količinu stlačenog zraka za rad svih krugova. Iz dvaju spremnika se zrak odvojeno odvodi do ventila radne kočnice (5) koji uslijed djelovanja na papučicu kočnice upravlja s dvama neovisnim krugovima kočnica na vučnom vozilu i prikolici uz pomoć prikoličnog upravljačkog ventila. Jednim krugom stlačeni se zrak dovodi u kočne cilindre prednjih kotača (12) koji su redovito membranskog tipa, a drugim krugom preko regulatora kočne sile (11) u kočne cilindre stražnjih kotača (13). Regulator kočne sile (11) upravlja tlakom zraka koji se dovodi u kočne cilindre stražnjih kotača uslijed promjene opterećenja na stražnjoj osovini. Otkočivanje se ostvaruje ispuštanjem stlačenog zraka, pri čemu opruga u cilindru vraća kočni mehanizam u otkočeno stanje. Parkirnom kočnicom upravlja se pomicanjem ručice upravljačkog ventila (6) u odgovarajući položaj. Parkirna kočnica može poslužiti kao pomoćna kočnica, tada se upravljački ventil izvodi tako da se njime kontinuirano mijenja sila kočenja, kako bi se osiguralo kočenje s usporenjem od 0,25g do zaustavljanja. Relejni ventil (10) ima ulogu



osiguranja brzog punjenja i pražnjenja kočnih cilindara čime se postiže brzi odziv kočnica.

### c) EBS - elektronički reguliran kočni sustav teretnih vozila

Zahtjevi za većom pouzdanosti kočnica rezultirali su elektronički upravljanom zračnom kočnicom (EBS-Electronic Braking System). Elektronička jedinica EBS-a obrađuje informacije, od impulsa pritiska na papučicu kočnice, brzine vozila do osovinskog opterećenja te šalje signale upravljanja za svaki kotač. EBS integrira i druge aktivne sustave stabilnosti vozila (ABS, ASR, ...). Proizvođači EBS - sustava su WABCO, KNORR i HALDEX. Prednost EBS-sustava u odnosu na klasične pneumatske sustave kočnica:

- veća brzina odziva kočne instalacije koja daje kraći put zaustavljanja vozila
- poboljšana usklađenost kočenja vučnog i prikliučnog vozila
- integracija s ostalim sustavima vozila (ABS - protublokirajući sustav, EBD - raspodjela kočnih sila, ASR - sustav sprečavanja proklizavanja pogonskih kotača, ...)
- ujednačeno trošenje kočnih obloga na osovinama.

## 7.5.2. Nožna kočnica

### Princip rada

Sila kočenja prenosi se pomoću hidrauličkog ulja za kočenje. Pomak klipa u glavnom kočnom cilindru prenosi se na klipove radnih cilindara u kotačima, *slika 7.34*. Tlak ulja za kočenje je reda veličine 100-200 bara. S obzirom na to da se pokreće vrlo mala količina tekućine, kočnice imaju brzi odziv.

Osnovne karakteristike hidrauličkog prijenosa

Jednakost volumena pri pomaku klipova, *slika 7.34*.

$$V = 4 V_r \quad (7.48)$$

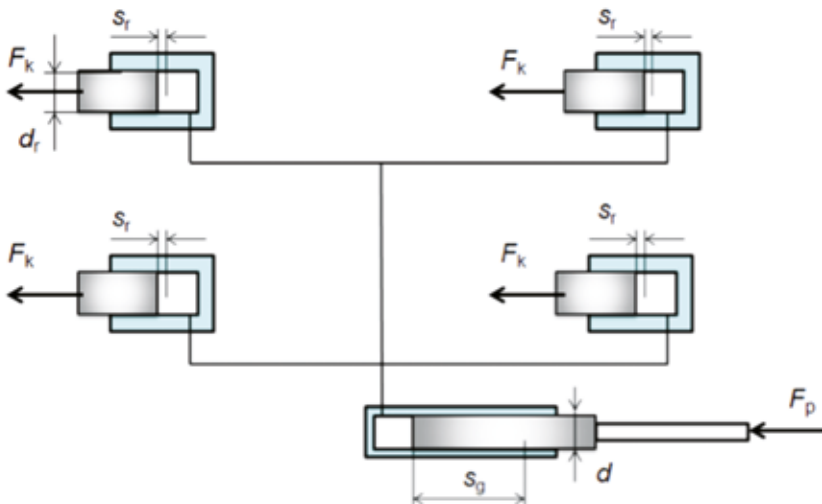
$\frac{d^2 \pi}{4} s_g = 4 \frac{d_r^2 \pi}{4} s_r$ , pomak radnog cilindra u kotaču je:  $s_r = \frac{d^2 s_g}{4 d_r^2}$   
gdje je:

$V$  - volumen ulja koje iziđe iz glavnog cilindra

$V_r$  - volumen ulja koje uđe u radni cilindar

$s_g$  - pomak klipa glavnog cilindra,  $s_r$  - pomak klipa radnog cilindra

$d$  - promjer klipa glavnog cilindra,  $d_r$  - promjer klipa radnog cilindra



Slika 7.34. Principijelna shema hidrauličkog kočenja

Sila na papučici nožne kočnice

$$F_p = \frac{F_{k \max}}{i_k} [\text{N}] \quad (7.49)$$

$F_{k \max}$  - najveća kočna sila na kotačima,  $i_k$  - prijenosni omjer

Prijenosni omjer:

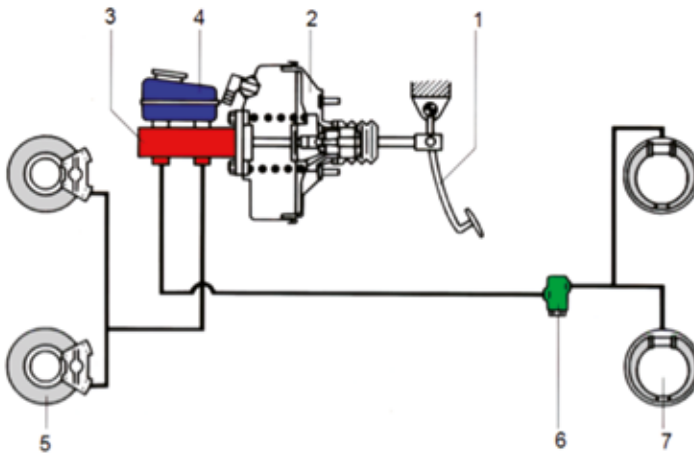
$$i = A_2 / A_1$$

$A_2$  - površina radnih cilindara,  $A_1$  - površina glavnog cilindra

Glavne cjeline nožne hidrauličke kočnice jesu:

1. kočni prijenos: papučica za aktiviranje kočnica sa servocilindrom; glavni hidraulični kočni cilindar i regulator kočenja
2. kočni mehanizam: disk kočnice i bubanj kočnice
3. sustavi aktivne kontrole: sustavi stabilnosti vozila (ESC).

Komponente tipične nožne kočnice prikazane su na *slici 7.35*.



**Slika 7.35. Shema nožne kočnice H-konfiguracije,**

- 1 - papučica kočnice, 2 - vakuumski servocilindar, 3 - glavni kočni cilindar,  
4 - spremnik ulja, 5 - disk kočnice, 6 - regulator kočenja, 7 - bubanj kočnice

### Kočne tekućine (ulje za kočnice)

Karakteristike tekućine za kočenje su: visoka točka vrelišta do 300°C, niska točka stišta kod 5°C, konstantna viskoznost, kemijska neutralnost prema gumi, i podmazivanje u cilindru. Najniža točka vrelišta prema normi DOT-a je:

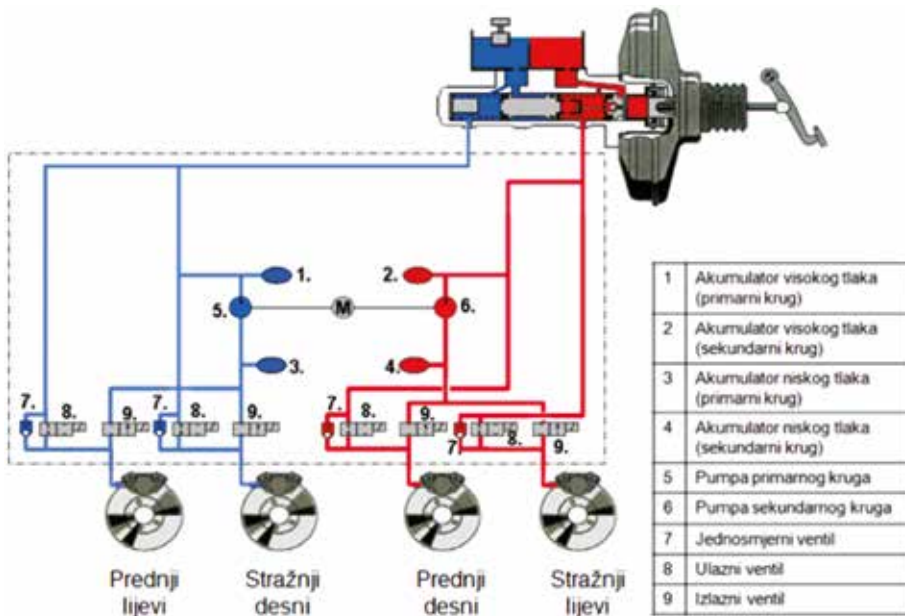
**DOT 3: 205°C; DOT 4: 230°C; DOT 5: 260°C**

Zbog higroskopnosti tekućine za kočenje (ulje upija vlagu) tijekom uporabe vrelište se snižava. Dio vlage upije se putem savitljivih cijevi. Ulje za kočenje u dvije godine primi oko 3 do 4% vode i tako nastaje rizično vrelište. S obzirom na to da parni mjehurići ne mogu prenijeti tlak kočenja, kočnice postaju neispravne. Stoga se kočna tekućina mijenja svake dvije godine kako bi se omogućilo normalno strujanje tekućine kroz elektromagnetske ventile **ABS** i **ASR** na vrlo niskim temperaturama, a viskoznost tekućine utvrđuje se i na -40°C. Obzirom na navedeno, najveću sigurnost pružaju tekućine za kočnice prema normi **DOT 5**.

### Shema suvremene nožne kočnice

Shema dvokružnog sustava kočnica osobnog vozila X-konfiguracije, prikazana je na *slici 7.36*. Jedan krug koči prednji i drugi dijagonalno postavljen stražnji kotač. U slučaju otkaza jednog kruga, drugi

krug ostaje ispravan i osigurava dovoljno kočenja za zaustavljanje vozila. Tako se prepoznaje primarni i sekundarni krug kočenja. *Primarni krug kočenja* čini krug kočenja s prednjim lijevim kotačem i stražnjim desnim kotačem. *Sekundarni krug kočenja* čini krug kočenja s prednjim desnim kotačem i stražnjim lijevim kotačem. **ABS**-upravljanje kočnicama odvija se posredstvom četiriju ulaznih i četiriju izlaznih ventila. Kontrola se provodi na svakom kotaču između faza držanja tlaka, smanjenja i povećanja tlaka uz pomoć para elektromagnetskih ventila (8, 9).



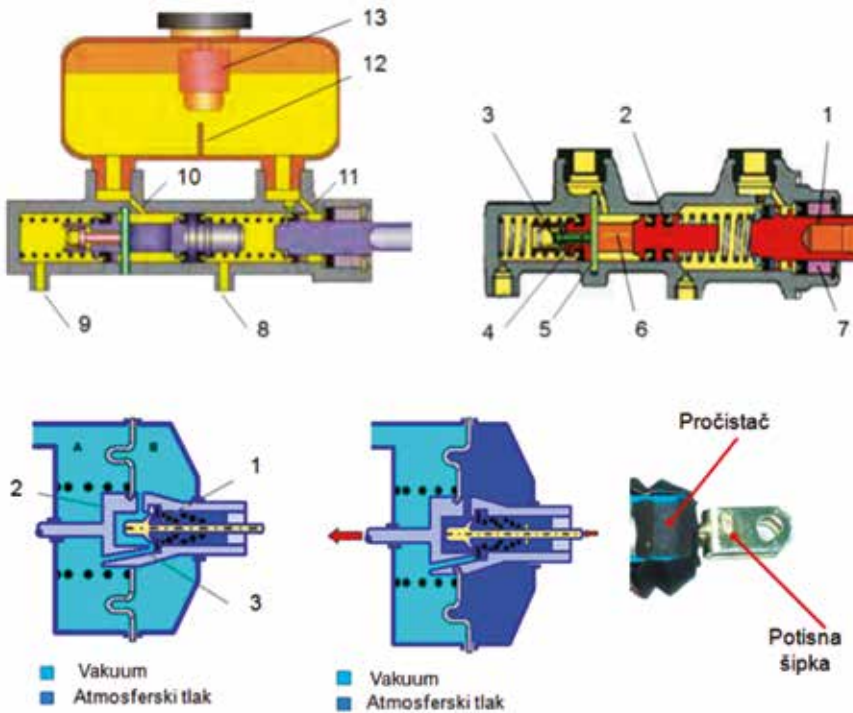
Slika 7.36. Shema dvokružnog sustava nožne kočnice X-konfiguracije (Bosch)

#### a) Glavni kočni cilindar

U dvokružne kočnice ugrađen je glavni kočni cilindar dvostruke izvedbe (*tandem cilindar*) s dodatkom servocilindra za pojačanje sile kočenja. Zadaci glavnog kočnog cilindra jesu: postizanje brzog rasta i pada tlaka u obama krugovima kočenja, a u slučaju otkazivanja jednog kruga kočenja, mora se omogućiti kočenje vozila drugim krugom kočenja. Glavni kočni cilindri izvode se sa standardnim ili diferencijalnim promjerom, *slika 7.37*. Standardni kočni cilindar ima jednak promjer klipova u cilindru, dok diferencijalni ima dva različita klipa. Oba kočna cilindra osiguravaju nezavisne krugove kočenja.

#### Dvokružno kočenje kod H - konfiguracije

U slučaju oštećenja cijevi prema stražnjim kočnicama, vozilo se mora zaustaviti samo prednjim kočnicama. Zbog toga je i glavni kočni cilindar podijeljen na dva dijela tako da zasebno opskrbljuje kočnice pod tlakom za prednje i stražnje kočnice. Dva klipa u cilindru određuju dva odvojena tlačna prostora. Primarni klip osigurava kočenje prednjim kotačima, a sekundarni klip kočenje stražnjim kotačima. Pritiskom papučice kočnice pomiče se primarni klip koji stvara tlak u krugu prednjih kotača. Isti tlak uzrokuje gibanje sekundarnog klipa koji također stvara tlak u krugu stražnjih kotača.



**Slika 7.37. a - shema glavnog kočnog cilindra i b - shema vakuumnog servocilindra**

- a) Glavni kočni cilindar, standardni i diferencijalni: 1 - primarni klip, 2 - sekundarni klip, 3 - dvosmjerni ventil, 4 - igla ventila, 5 - graničnik ventila, 6 - uzdužni utor, 7 - ležaj, 8 - priključak primarnog kruga, 9 - priključak sekundarnog kruga, 10, 11 - uljni kompenzacijski prolaz, 12 - pregrada, 13 - mjerac ulja
- b) Vakuumski servocilindar: 1 - atmosferski ventil, 2 - reaktivni disk, 3 - otvor vakuuma

Diferencijalni glavni kočni cilindar ima dva klipa različitih promjera. Primarni klip ima veći promjer, a sekundarni klip manji promjer. Zbog većeg promjera primarnog klipa, prednjem se kočnom krugu dobavlja veća količina ulja pa kočnice brže djeluju. U slučaju otkazivanja prednjeg kruga, sila potisnog klipa izravno djeluje na sekundarni klip. Time se produžava hod papučice i postiže kočenje vozila samo stražnjim kotačima. Dvosmjerni ventil sekundarnog klipa održava predtlak ulja u cjevovodu oko 0,5 bar koji osigurava bržu reakciju bubanj kočnica. Također, to drži brtve uz klipove kočnih cilindara u kotačima i sprječava prodor zraka u kočni cjevovod. Kod disk kočnica predtlak ulja nije potreban. U **mirovanju kočnica** – opruge potiskuju klip u krajnji položaj. Otvara se centralni ventil čime se vrši izjednačavanje tlaka ispred i iza klipa. Oba tlačna prostora spojena su spremnikom kočne tekućine što omogućuje izjednačenje tlaka. **Pri kočenju** - pomakom primarnog klipa pomiče se i sekundarni klip koji tako zatvara ventil pa istovremeno tlak kočenja raste u oba kruga.

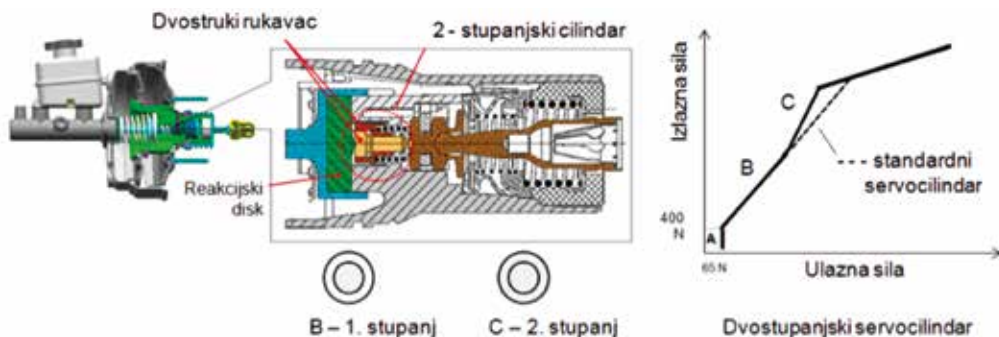
### b) Vakuumski servocilindar

Pojačanje kočne sile nastaje na temelju podtlaka uz pomoć vakuumnog servocilindra, **slika 7.37.** Vakuum je razrijeđeno stanje zraka u kojemu je njegov tlak manji od atmosferskoga. Vakuumski servocilindar priključuje se na glavni kočni cilindar. Kod Ottova motora koristi se vakuum usisne cijevi motora (0,5-0,9 bar), a kod Dieselova motora vakuumska pumpa. Na klipu vakuumnog cilindra postoji velika površina dijafagme kako bi se sila na tlačnoj šipki povećala nekoliko puta ( $F = p A$ ).

Radni klip (2) s dijafragmom (membrana) dijeli kućište servocilindra na vakuumsku komoru A i radnu B komoru. Atmosferskim ventilom (1) upravlja se papučicom nožne kočnice. *Stanje mirovanja - bez kočenja*: atmosferski ventil zatvoren je pritiskom opruga. Radna komora spojena je vakuumskim otvorom (3) s A komorom. S objiju strana dijafragme vlada jednaki tlak. *Djelomično kočenje*: vakuumski se otvor zatvara, a atmosferski se ventil djelomično otvara. Razlika tlakova u radnoj i vakuumskoj komori uzrokuje silu koja potiskuje radni klip za aktiviranje kočenja. *Puno kočenje*: pri jakom kočenju sabija se gumena podloška na čelu reaktivnog diska pa se atmosferski ventil potpuno otvara. U komorama nastaje najveća razlika tlakova što rezultira najvećom kočnom silom.

### Dvostupanjsko kočenje

Standardni servocilindar daje linearnu karakteristiku povećanja sile kočenja, a dvostupanjski servocilindar progresivno povećava silu kočenja, *slika 7.38*. Dvostupanjski učinak se postiže kada vozač u hitnim situacijama - većom silom pritišće papučicu kočnice. Način povećanja kočne sile izveden je na temelju povećanja dvostruke radne površine rukavca atmosferskog ventila. Drugi stupanj kočenja pomaže prosječnom vozaču da ostvari kraći put kočenja - jednak putu kočenja iskusnog vozača. Povećanje kočne sile, kod drugog rješenja, ostvaruje se putem **BAS**-sustava.

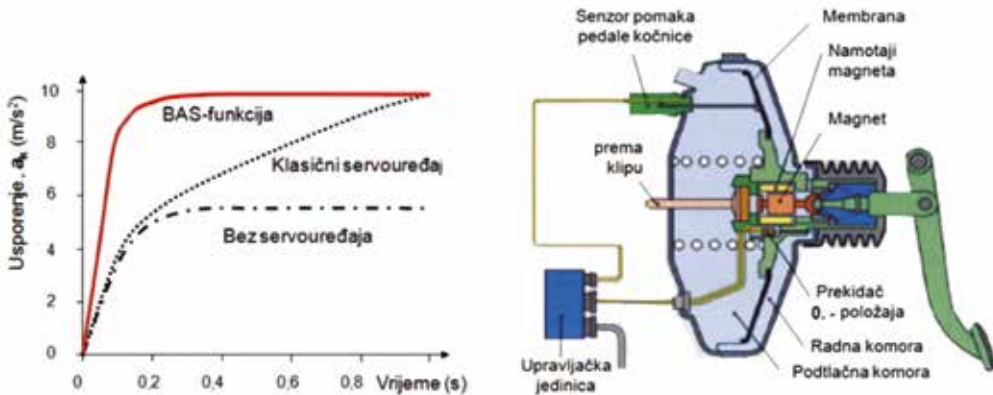


**Slika 7.38. Karakteristika dvostupanjskog kočenja**

B - standardno pojačanje, C - dvostupanjsko pojačanje (*Dual Rate*)

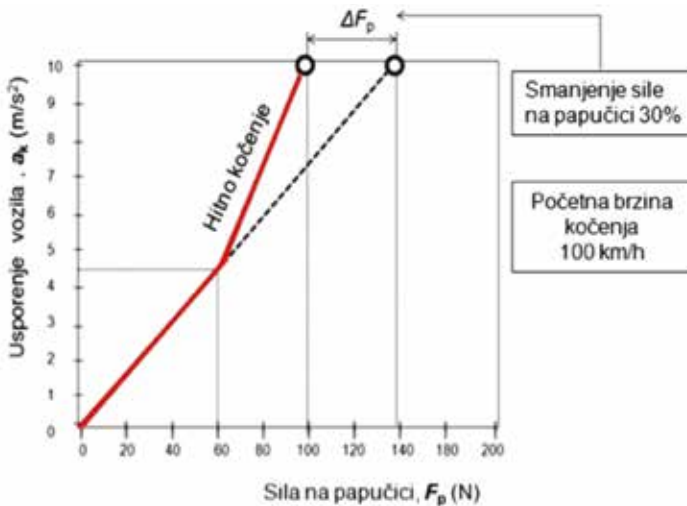
### c) Hitno kočenje - pomoću **BAS**-sustava

U situacijama u kojima je potrebno hitno kočenje, prosječni vozač pritišće papučicu dovoljno brzo ali nedovoljno jako. Stoga se koristi kočenje pomoću **BAS** sustava (**BAS-Brake Assist System**, **EBL-Emergency Brake Assist**), *slika 7.39*. Senzor pomaka pedale (membranski senzor) registrira svaki pomak papučice koji šalje upravljačkoj jedinici. Tako se sustav informira o stilu kočenja vozača. Na temelju usporedbe podataka, **BAS**-jedinica prepoznaje kada se papučica pokreće većom brzinom od normalne. Čak i ako se papučica koristi samo djelić milisekunde brže, **BAS**-jedinica aktivira elektromagnet koji uključuje više ili manje namotaja za postizanje većeg tlaka u kočnim cilindrima do najveće kočne sile. Nadalje, **ABS**-sustav preuzima ulogu sprečavanja blokiranja kotača. Kada vozač dignu nogu s papučice, prekidač nultog položaja šalje signal isključenja upravljačkoj **BAS**-jedinici.



Slika 7.39. Efikasnost BAS-a (Mercedes-Benz)

Automatsko povećanje usporenja vozila na suhoj cesti dostiže  $10 \text{ m/s}^2$  u vremenu 0,2-0,4 s. Uz pomoć BAS-a prosječni vozač ostvaruje put kočenja koji je približno jednak putu kočenja iskusnog vozača (brza reakcija). Rezultati BAS-a jesu progresivno usporenje vozila - s manjom silom na papučici kočenja i najmanji put kočenja, *slika 7.40*. Primjerice, pri brzini vozila od  $100 \text{ km/h}$  i hitnom kočenju, potrebna sila na papučici iznosi od 60 do  $100 \text{ N}$ , što je smanjenje blizu 30% u odnosu na klasični servoređaj. Pritom, put kočenja prosječnog vozača iznosi  $40 \text{ m}$ , dok bi kod vozila bez BAS-a iznosio  $73 \text{ m}$ .



Slika 7.40. Porast usporenja prema sili kočenja (BAS)

### 7.5.3. Regulator kočenja

Pri kočenju vozila dodatno se opterećuju kotači prednje osovine, a rasterećuju kotači stražnje osovine, *slika 7.41*. Stoga su kočnice prednje osovine kod osobnih vozila većih dimenzija. Regulator kočenja služi za smanjenje sile kočenja na stražnjoj osovini u skladu s njezinim rasterećenjem. Važno je da stražnji kotači ne blokiraju, jer uslijed blokiranja može doći do zanošenja vozila. Kako bi kotači mogli ravnomjerno kočiti, kočna sila osovine treba biti proporcionalna njihovu opterećenju. Stoga slijedi **faktor raspodjele kočne sile  $\beta$** , kao uvjet efikasnosti kočnica:

$$\beta = \frac{F_{k1}}{F_{k2}} = \frac{N_1}{N_2} \quad (7.50)$$

$$N_1 = G l_2 / l + F_i h_T / l$$

$$N_2 = G l_1 / l - R_i h_T / l; \quad \text{sila inercije: } R_i = m a_k$$

$$N_1 = G / l (l_2 + h_T a_k / g)$$

$$N_2 = G / l (l_1 - h_T a_k / g), \quad a_k / g = z$$

Uvodeći faktor kočenja, odnosno usporenja i ubrzanja sile teže:

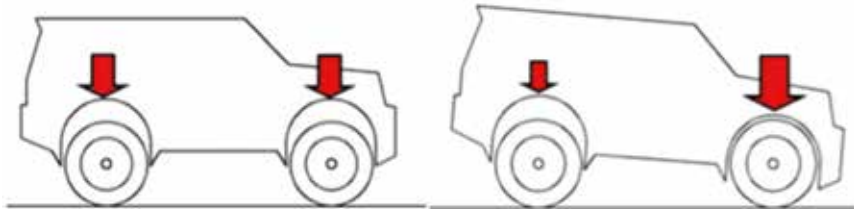
$$z = a_k / g \quad \text{ili} \quad uz \quad a_k = \mu g, \quad z = \mu.$$

$$\beta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{F_{k1}}{F_{k2}} = \frac{l_2 + z h_T}{l_1 - z h_T} = \frac{l_2 + \mu h_T}{l_1 - \mu h_T}$$

Na faktor raspodjele kočne sile utječu parametri težišta vozila ( $l_1$ ,  $l_2$  i  $h_T$ ) i prijanjanje kotača i podloge ( $\mu$ ). Obično odnos između kočnih sila prednje i stražnje osovine iznosi 1,3-1,6 kod osobnih vozila, a 0,5-0,7 kod kamiona (pri  $\mu = 0,45-0,55$ ). Dakle, u procesu kočenja treba osigurati promjenjivu raspodjelu kočnih sila.

Faktor kočenja  $z = 0,3$  ( $\approx 3 \text{ m/s}^2$  prosječno usporenje) odgovara 98% svih kočenja, pritom faktor raspodjele kočnih sila iznosi  $\beta = 0,86$ . Veća visina težišta  $h_T$  i manje međuosovinsko rastojanje  $l$  može biti uzrok manje stabilnosti vozila. Konstrukcijski se utječe na raspodjelu kočne sile, tako da se za željene vrijednosti faktora raspodjele sile odabiru odgovarajući promjeri prednjih i stražnjih kočnih cilindara u kotačima ( $d_1$ ,  $d_2$ ), tako da je:

$$\beta = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = \text{konst.} \quad (7.51)$$



Slika 7.41. Opterećenje prednje i rasterećenje stražnje osovine pri kočenju vozila

### a) Hidraulička raspodjela kočne sile

U krugu kočenja stražnje osovine ugrađuje se regulator kočenja. Uz pomoć glavnog kočnog cilindra omogućeno je dvokružno kočenje, tj. kočenje prednjih kotača neovisno o kočenju stražnjih kotača. Odnos između faktora usporenja ( $z$ ) i faktora prijanjanja ( $\mu$ ) koristi se za opću ocjenu potrebitosti ugradnje regulatora kočne sile:

#### Potreba regulatora

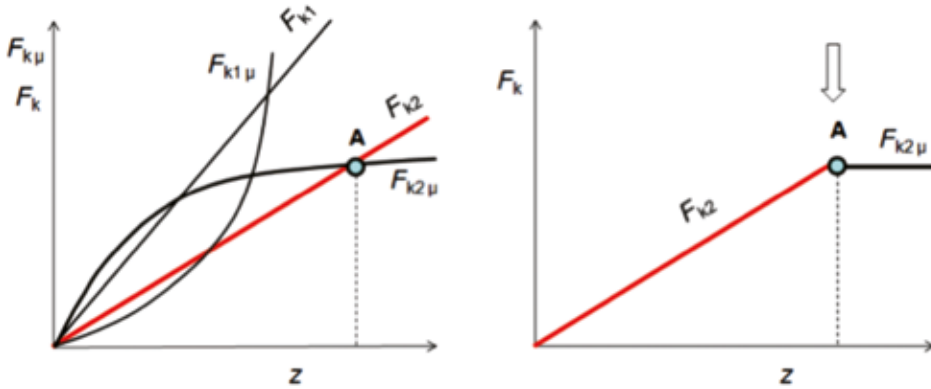
$$\mathcal{E} = z / \mu_1 \quad (7.52)$$

$$\mathcal{E} = 1, \text{ idealno } z = \mu_1 = \mu_2$$

$$\mathcal{E} \geq 0,75, \text{ ne treba regulator; } \mathcal{E} < 0,75, \text{ treba regulator}$$

Na stražnju osovinu ugrađuje se **regulator kočne sile** koji će sukladno rasterećenju osovine smanjiti tlak ulja u kočnom cilindru bubanj kočnica stražnjih kotača. Na taj način smanjit će se sila aktiviranja mehanizma za kočenje i izbjeći će se prijevremeno blokiranje stražnjih kotača. Kočne sile koje proizlaze iz aktiviranja kočnice imaju linearne rastuće karakteristike ( $F_k$ ), dok sile kočenja u vezi s prijanjanjem imaju eksponencijalne karakteristike ( $F_{kp}$ ), slika 7.42. Kako ne bi došlo do blokiranja stražnjih

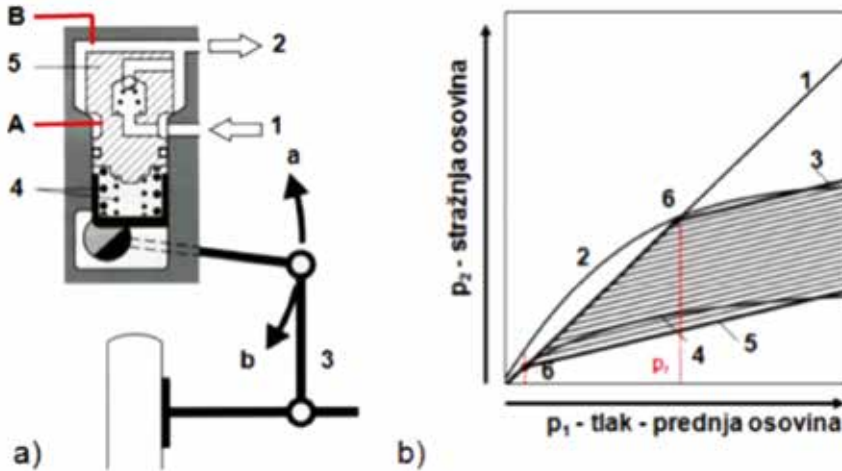
kotača, u točki **A** mora djelovati regulator sile kočenja kako bi spriječio porast sile aktiviranja u odnosu na silu prianjanja.



**Slika 7.42. Dijagram raspodjele kočne sile**

$F_k$  - kočna sila,  $F_{k1}$  - kočna sila prednje osovine,  $F_{k2}$  - kočna sila stražnje osovine,  $F_{k\mu}$  - kočna sila koja proizlazi iz uvjeta prianjanja,  $F_{k1\mu}$  - najveća kočna sila prednje osovine iz uvjeta prianjanja,  $F_{k2\mu}$  - najveća kočna sila stražnje osovine,  $z$  - faktor kočenja ( $a/g$ )

Konstrukcija hidrauličkog regulatora prikazana je na *slici 7.43*. Regulator kočenja smješten je u neposrednoj blizini stražnje osovine te ovisno o opterećenju osovine regulira tlak kočenja u stražnjim kotačima.



**Slika 7.43. Shema regulatora kočenja (a) i karakteristika regulatora (b)**

- 1 - vod glavnog kočnog ventila, 2 - prema kočnim cilindrima kotača, 3 - mehaničke poluge, 4 - opruge regulatora, 5 - diferencijalni klip, **a** - opterećeno vozilo, **b** - neopterećeno vozilo  
1 - nereducirani tlak, 2 - idealna krivulja tlaka (puno vozilo), 3 - smanjeni tlak (puno vozilo), 4 - idealna krivulja tlaka (prazno vozilo), 5 - smanjeni tlak (prazno vozilo), 6 - točka „okidanja“

*Princip rada.* Regulator ima diferencijalni klip (5), opruge (4) i jednosmjerni ventil. Komora **A** povezana je s glavnim kočnim cilindrom, a komora **B** s kočnim cilindrima za aktiviranje stražnjih kotača. Aktivna površina klipa  $A_1$  u komori **A** manja je od površine  $A_2$  u komori **B**. U položaju mirovanja obje su komore povezane. Kod malih tlakova kočenja kočna tekućina slobodno prolazi iz komore **A** u komoru **B**. Razlika između sila koje se javljaju na diferencijalnom klipu nije dovoljna da svlada opruge (4) koje se



ugrađene s prednaponom ( $F_0$ ), pa zato klip stoji u početnom položaju. Pri tome je tlak u cijelom uređaju isti. Pritiskom na kočnu papučicu, tlak u glavnom kočnom cilindru poraste do tlaka regulacije, tada se ventil zatvara, a klip (5) pomiče uz svladavanje opruga (4). Od tog trenutka „okidanja“ tlak u cijevi stražnjih kotača treba biti manji od tlaka kočenja u cijevi prednjih kotača. Ako se poveća sila opruga, regulator će kasnije stupiti u rad pa stražnji kotači mogu proklizati i pritom izazvati nestabilnost vozila uslijed kočenja. Pri smanjenju sile opruge, regulator djeluje ranije pa se povećava put kočenja i narušava upravljivost vozila. Ustvari, sila opruga ovisi o promjeni opterećenja, od praznog vozila do punog opterećenja vozila. Zbog toga se poluga regulatora povezuje sa stražnjom osovinom tako da se sa smanjenjem opterećenja opruga regulatora rasterećuje. Na taj se način ostvaruje korekcija u ovisnosti o opterećenju vozila pri kočenju i približava se idealnoj karakteristici.

### b) Elektronička raspodjela kočne sile (EBD)

Elektronička raspodjela kočnih sila (EBD-*Electronic Brakeforce Distribution*) primjenjuje se kod suvremenih vozila, kao dodatna funkcija protublokirajućeg sustava ABS-a. Raspodjela kočne sile usklađuje se s tlakom, na principu najmanje razlike srednje brzine klizanja kotača između prednje i stražnje osovine ( $\Delta s \approx 0$ ):

$$\Delta s = \frac{v_2 - v_1}{v_1} \approx 0 \quad (7.53)$$

$v_2$  – brzina kotača stražnje osovine,  $v_1$  – brzina kotača prednje osovine

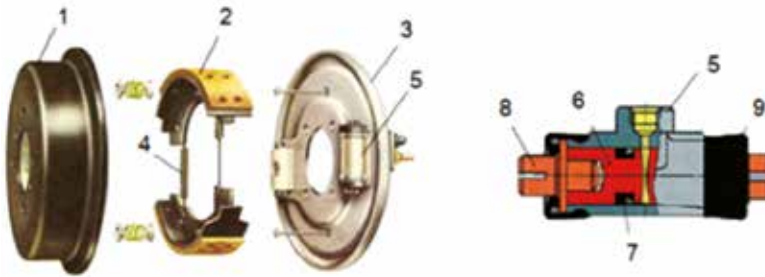


Slika 7.44. EBD funkcija raspodjele kočne sile

EBD-funkcija raspodjele kočne sile prikazana je na *slici 7.44*. Uz pomoć smanjenja tlaka u hidrauličkim cilindrima kotača, vidljiva je prilagodba brzine stražnjih kotača brzini prednjih kotača. Upravljačka jedinica osigurava da razlika brzina između prednjih i stražnjih kotača bude manja od 3 km/h. Kod nekih vozila ta funkcija je operativna kada vozilo ima brzinu veću od 50 km/h ili kada je usporenje veće od 0,25g.

### 7.5.4. Bubanj kočnica

Bubanj kočnice ugrađuju se u stražnje kotače osobnih vozila. Osnovni dijelovi mehanizma bubanj kočnice prikazani su na *slici 7.45*. i *slici 7.46*.



**Slika 7.45. Dijelovi mehanizma bubanj kočnice**

1 - bubanj, 2 - kočne papuče, 3 - nosač, 4 - povratne opruge, 5 - kočni cilindar, 6 - klip, 7 - brtva, 8 - potisni trn, 9 - zaštitna manžeta

### a) Bubanj

Osim čvrstoće i otpornosti na trošenje, bubanj mora imati dobru otpornost na visoke temperature koje se dostižu pri kočenju. Vijek trajanja je od 3 do 4 puta duži od diskova prednjih kočnica. Zamjenjuju se zbog trošenja kočne površine i zbog ovalnosti bubnja.

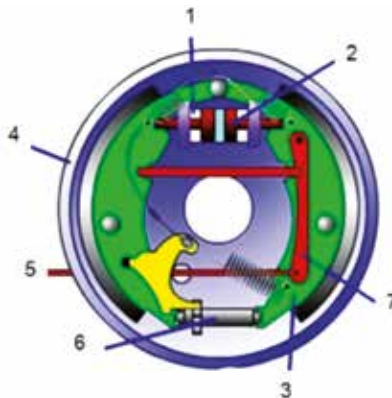
### b) Kočne papuče

Jedan je kraj papuče uležišten, a drugi kraj prihvaća tlačni trn za razvlačenje. Materijal kočnih obloga ima dobro svojstvo održavanja konstantnosti trenja i otpornost na visoke temperature. Kočne obloge postoje su na temperaturama do 800°C. Sastav materijala s metalnim vlaknima

- metalna vlakna (čelična vuna 20%, bakreni prah 16%)
- punila (željezni oksid 10%, barit 9%, tinjac 6%, aluminijski oksid 1,2%)
- klizne tvari (koksni prah 16%, antimontrisulfid 65 i grafit 4%)
- organske tvari (smolasti prah 4%, aramidna vlakna 1,4%, vezivo 5,4%)
- faktor trenja,  $\mu = 0,3-0,7$ .

### c) Kočni cilindar

Kočni cilindar bubanj kočnice dvostrani je hidraulički cilindar. Sastoji se od kućišta, dvaju klipova s gumenim brtvama i zaštitne manžete. Zaštitne manžete sprječavaju prodor nečistoća na klizne površine klipova. Na poleđini cilindra nalazi se priključak za dovod ulja i odzračnik te elementi za pričvršćenje cilindra.



**Slika 7.46. Mehanizam bubanj kočnice stražnjih kotača**

1 - kočni cilindar, 2 - klip, 3 - kočna papučica, 4 - bubanj, 5 - uže ručne kočnice, 6 - mehanizam za podešavanje, 7 - poluga ručne kočnice

#### d) Zračnost između kočnih papuča i bubnja

Međusobnim trošenjem kočnih papuča i bubnja među njima se povećava zazor. Prazni hod papučice postaje veći, pa je potrebno izvršiti podešavanje. To se može izvesti ručno ili automatski. *Ručno* se namješta uz pomoć ekscentričnog zatika, izvana kroz otvore na nosaču kočnice. *Automatska* regulacija izvodi se uz pomoć mehanizma za podešavanje kočnice. Uže se vraća kod otpuštanja kočnice pod djelovanjem povratne opruge. Pritom nos regulacijske poluge klizi po vijku i zupčaniku. Udaljenost između dvaju zubaca vijka odgovara zračnosti bubnja. Kad se tijekom trošenja poveća zazor, zupčani kotačić toliko se zakrene da produži vijčano vreteno i osigura potrebnu zračnost.

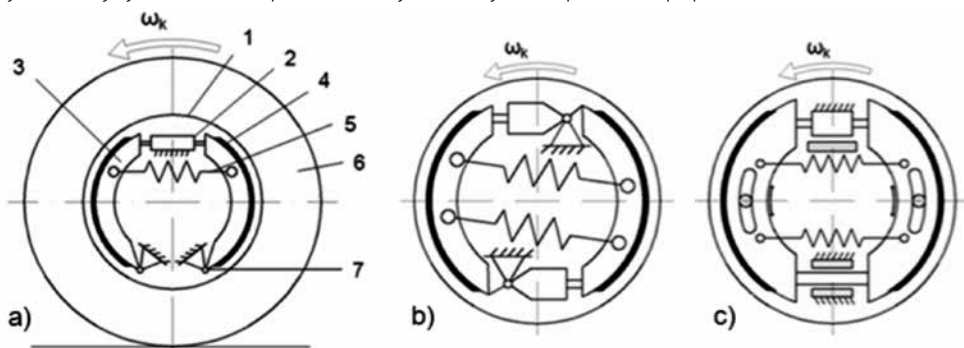
#### e) Vrste bubanj kočnica

Efikasnost trenja i kočenja bitno ovisi o načinu oslanjanja kočnih papuča i smjeru okretanja bubnja. Razlikuje se nekoliko vrsta bubanj kočnica na motornim vozilima, *slika 7.47.*:

- *simpleks* kočnice
- *dupleks* kočnice
- *duo-dupleks* kočnice (servokočnice)

**Simpleks kočnica.** Mehanizam *simpleks* kočnica sastoji se od potiskivane i povlačne papučice koje potiskuje jedan dvostrani kočni cilindar. Papučice su vezane u osloncima za zakretanje. Potiskivana papučica u smjeru vožnje koči jače zbog efekta samopojačanja potiskivane papučice. Kočno djelovanje u oba smjera okretanja podjednako je, ali je slab izbor za prednje kotače koji kod kočenja primaju veća opterećenja od stražnjih kotača.

**Dupleks kočnica.** Svaka papučica ima svoje okretište, pa su obje papučice potiskivane. Svaka papučica ima svoj jednostrani kočni cilindar koji je ujedno i oslonac za drugu papučicu. Kočno djelovanje papučica u smjeru vožnje je veće, a u suprotnom smjeru manje (kao povlačna papučica).



*Slika 7.47. a - simpleks kočnica, b - dupleks kočnica, c - servokočnica*

1 - bubanj, 2 - kočni cilindar, 3 - potiskivana papučica, 4 - povlačna papučica,  
5 - povratna opruga, 6 - pneumatik, 7 - oslonac,  $\omega_k$  - kutna brzina kotača

**Duo-dupleks kočnica** (servokočnica). Samopojačanje nastaje u oba smjera okretanja kotača. Umjesto čvrstog oslonca ugrađen je pokretni mehanizam. Potiskivana papučica ne upire se o čvrst oslonac, već na povlačnu papučicu preko plivajućeg oslonca. Na temelju samopojačanja potiskivane papučice, za kočenje iskorištena je i povlačna papučica. Kočenje druge papučice pojačano je u odnosu na prvu tako što prva potiskivana papučica preko pokretnog oslonca upire u povlačnu papučicu većom silom, pa povlačna papučica koči još više nego potiskivana papučica. Iako je najefikasnija kočnica, praktično je osjetljiva na male poremećaje.

### f) Usporedba bubanj kočnica

Usporedba efikasnosti bubanj kočnica izvodi se uz pomoć faktora kočenja, **slika 7.48**. Očita je razlika u efikasnosti pojedinih kočnica. *Simpleks* kočnice daju najmanji faktor kočenja u odnosu na uloženu silu aktiviranja. Faktor kočenja omjer je ukupne sile kočenja bubanj kočnice prema sili aktiviranja kočnog cilindra:

$$e_k = F_k / F_a \quad (7.54)$$

$F_k$  - kočna sila na bubnju

$F_a$  - sila aktiviranja kočnog cilindra

$F_k = F_{t1} + F_{t2}$

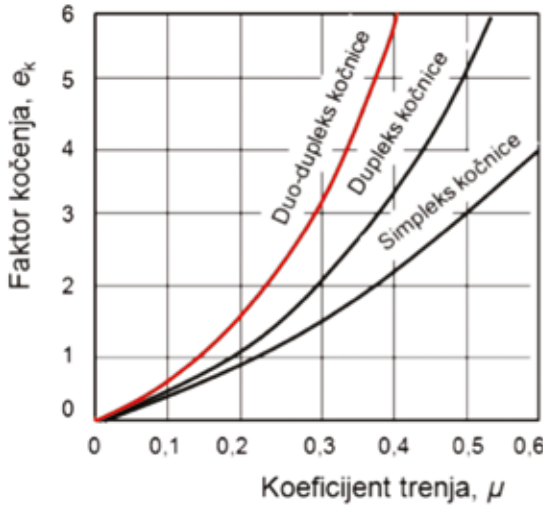
$F_a = p A$  [N]

$F_{t1}$  - tangencijalna sila trenja potiskivane papuče

$p$  - tlak u kočnom cilindru

$F_{t2}$  - tangencijalna sila trenja povlačne papuče

$A$  - površina klipa kočnog cilindra



Slika 7.48. Efikasnost bubanj kočnica

### g) Moment kočenja bubanj kočnica

Sile trenja obiju papuča mehanizma za kočenje  $F_{t1}$  i  $F_{t2}$  formiraju spreg sila na kraku radijusa bubnja  $r_b$ , **slika 7.49**. Moment tangencijalnih sila trenja jest moment trenja  $M_1$ , odnosno moment kočenja  $M_k$  usmjeren suprotno od smjera okretanja kotača. Zbog djelovanja momenta kočenja  $M_k$  na kontaktnoj površini kotača i podloge, pojavljuje se kočna sila  $F_k$ , kao reakcija podloge.

#### Simpleks kočnica

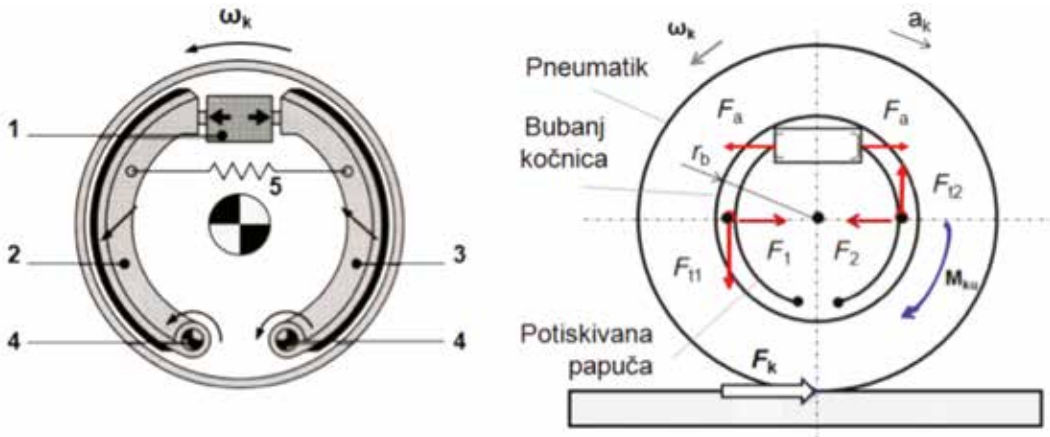
Moment kočenja -- kočnice:

$$M_k = M_{k1} + M_{k2}; \quad M_{k1} > M_{k2} \quad (7.55)$$

$M_{k1}$  – moment kočenja od potiskivane papuče,  $M_{k1} = F_{t1} r_b$

$M_{k2}$  – moment kočenja od povlačne papuče,  $M_{k2} = F_{t2} r_b$

Tangencijalne sile trenja na obodu papuča  $F_{t1}$  i  $F_{t2}$  ovise o sili aktiviranja kočnog cilindra  $F_a$ , o parametrima konstrukcije papuča i bubnja te koeficijentu trenja između njih. Tangencijalne sile na bubnju jednake su, ali suprotna smjera i čine moment trenja  $M_t$ , odnosno moment kočenja  $M_k$ , usmjeren suprotno od smjera okretanja kotača.



**Slika 7.49. Simpleks kočnica**

1 - koči cilindar, 2 - potiskivana papuča, 3 - nepotiskivana papuča, 4 - osloni ležajevi papuča, 5 – povratna opruga,  
 $F_a$  - sila aktiviranja kočnica,  $F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  - tangencijalne sile trenja na papučama,  $F_1$ ,  $F_2$  - normalne sile na papuča,  
 $M_{ks}$  - moment kočenja,  $F_k$  - sila kočenja,  $\omega_k$  - kutna brzina

Kočna sila na kotaču:

$$F_k = \frac{M_k}{r_d} \text{ [N]} \quad (7.56)$$

$r_d$  – dinamički radijus kotača

Normalna sila između papuča i bubnja:

$$F_{1,2} = p \alpha r_b b \text{ [N]} \quad (7.58)$$

$p$  - specifični pritisak između papuča i bubnja (1,0-1,5 MPa)

$\alpha$  - kut zahvata papuča ( $90^\circ$ - $100^\circ$ )

$r_b$  - radijus bubnja kočnice,

$b$  – širina papuča

**Dupleks kočnica**

$$M_{k1} = M_{k2}$$

$$M_{kd} = M_{k1} + M_{k2} \text{ [Nm]} \quad (7.59)$$

Moment kočenja *Dupleks* kočnica znatno se razlikuje s obzirom na smjer vožnje: unaprijed ili unatrag. Zato se koristi pozitivan efekt ovih kočnica u smjeru vožnje.

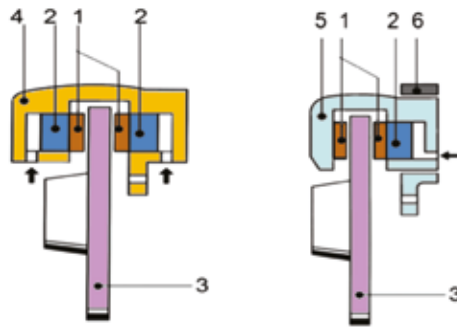
**Duo-dupleks (servo-kočnica)**

Servo-kočnica daje moment kočenja jednak u smjeru vožnje unaprijed i unatrag, iako je moment na servo papuča veći. Moment trenja u oba smjera kretanja je jednak:

$$M_{ks} = M_{k1/2} + M_{k2/1} \text{ [Nm]} \quad (7.60)$$

### 7.5.5. Disk kočnica

Dijelovi disk kočnice jesu: kočni disk, klješta (sedlo, čeljusti), kočni cilindar s klipom, disk pločice (kočne pločice) i nosač, **slika 7.50**. S obzirom na vrstu klješta, razlikuje se disk kočnica s nepokretnim klještima (2 - 4 cilindra) i disk kočnica s pokretnim klještima (1 - 2 cilindra).



**Slika 7.50. Disk kočnice s nepokretnim klještima i pokretnim (plivajućim) klještima,**

1 - disk pločice, 2 - klip, 3 - kočni disk, 4 - nepokretna klješta, 5 - plivajuća klješta, 6 - nosač

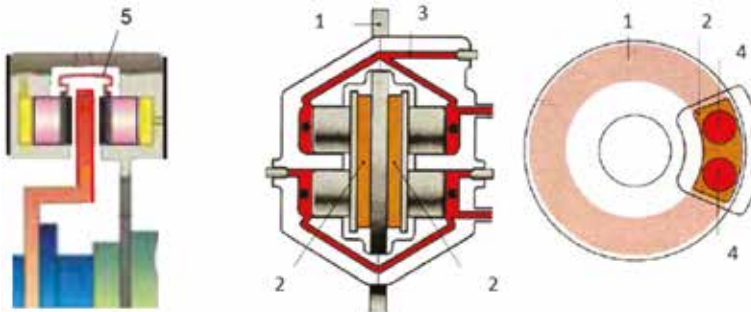
Kočni disk učvršćen je za glavinu kotača s kojom se okreće, dok sedlo miruje i čvrsto je povezano s podvozjem. Disk je izrađen od lijevanog željeza ili čelika. U klještima se nalaze kočni cilindri i klipovi koji pritišću kočne pločice uz kočni disk izazivajući trenje i kočenje vozila. Diskovi se okreću u struji zraka i tako se odvođenjem topline hlade. Dobro hlađenje jedna je od glavnih prednosti disk kočnica u odnosu na bubanj kočnice. Veću površinu za hlađenje imaju samoventilirajući diskovi s radijalnim kanalima te rebrasti diskovi.

**Prednosti** disk kočnica u odnosu na bubanj kočnice: efikasnost disk kočenja jednaka je u oba smjera okretanja, dobro hlađenje frikcijskih površina diska, manji zazor, kraća reakcija kočnice i automatsko po-  
dešavanje zazora, te dobro samočišćenje od blata i vode.

**Nedostaci** disk kočnica: nema samokočivosti (radni cilindri imaju veći promjer, 40 do 50 mm, i potreban je servocilindar za kočenje), visoka termička opterećenja pločica, brže trošenje kočnih pločica od trošenja kočnih papučica bubanj kočnica, te disk kočnice za stražnje kotače zahtijevaju dodatno ugrađenu parkirnu kočnicu.

#### a) Disk kočnica s nepokretnim klještima

Disk kočnica s nepokretnim klještima sastoji se od kućišta i nosača kočnog cilindra koji obuhvaćaju kočni disk, **slika 7.51**. U kućištu se nalaze 2-4 kočna cilindra. Cilindri s klipovima postavljeni su jedan nasuprot drugome te su spojeni kanalima. Na gornjoj strani kućišta postavljen je odzračni ventil. Pri kočenju klipovi cilindara potiskuju kočne pločice prema disku. Razuporna opruga nakon kočenja vraća pločice u početni položaj, čime sprečava njihovo lepršanje i udaranje. Gornji par klipova radi neovisno o donjem paru klipova. Kad se ugrađuju 4 klipa, kočne pločice mogu biti većih dimenzija, što može povećati djelotvornost kočenja.



**Slika 7.51. Disk kočnica s nepokretnim klještima za dvokružno kočenje (2+2 klipa)**

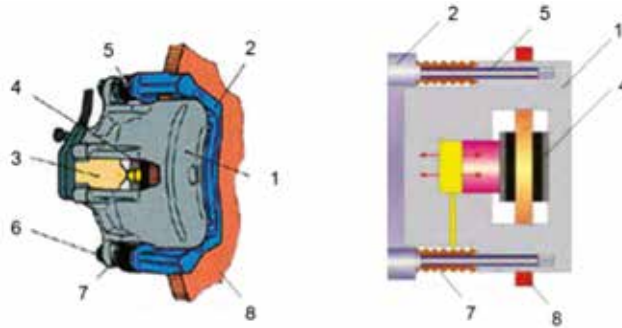
1 - disk, 2 - disk pločice, 3 - ulji vodovi, 4 - klipovi, 5 - razuporna opruga

### b) Disk kočnica s pokretnim (plivajućim) kliještima

Sastoji se od dvaju osnovnih dijelova, nosača (držača) i kliješta, *slika 7.52*. Ovdje klip neposredno pritišće samo jednu pločicu, dok kliješta na temelju sila reakcije potiskuju drugu pločicu. Nosač koji vodi kliješta učvršćen je na ovjes kotača. Karakteristike „plivajućih“ disk kočnica jesu: male dimenzije i masa, dobro odvođenje topline, lakše rastavljanje kočnih pločica, smanjena pojava parnih mjehurića (1 ili 2 cilindra) te neosjetljivost na nečistoću.

#### Plivajuća kliješta s kliznim vodilicama

Dvije klizne vodilice omogućuju pokretanja kliješta na nosaču. Najprije klip potiskuje unutarnju disk pločicu na disk. Na temelju reakcije, istodobno se kliješta potiskuju u suprotnu stranu tako da i vanjska disk pločica naliježe na disk.

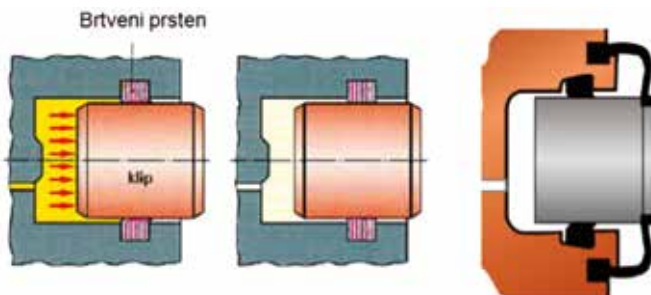


*Slika 7.52. Disk kočnica s pokretnim kliještima,*

1 - kliješta (sedlo), 2 - nosač, 3 - razuporna opruga, 4 - disk pločica,  
5 - vodilica, 6 - vijak, 7 - zaštitna manžeta

#### Zračnost između diskova i pločica

Podešavanje zračnosti disk kočnica omogućava brtveni prsten, *slika 7.53*. Brtveni prsten smješten je u utoru cilindra i nasjeda na klip. Gibanjem klipa gumeni prsten se elastično deformira pa pri popuštanju papučice kočnice i prestanku kočenja poput opruge vraća klip u početni položaj. Karakteristika brtvenog prstena jest bočna krutost čija sila vraća klip. Put vraćanja klipa određuje zračnost pločica i diska koji iznosi 0,15 mm, što je dovoljno za slobodan hod diska. Trošenjem obloga pločica zračnost se povećava, a klip ima duži put. Pritom klip prokliže kroz prsten i poništi veću zračnost. Tako se ostvaruje automatsko podešavanje disk kočnice. Dakle, prestankom kočenja, gumeni prsten vraća klip natrag i osigurava dovoljnu zračnost za slobodno okretanje diska, a vraćanje kočnih pločica osiguravaju razuporne opruge.



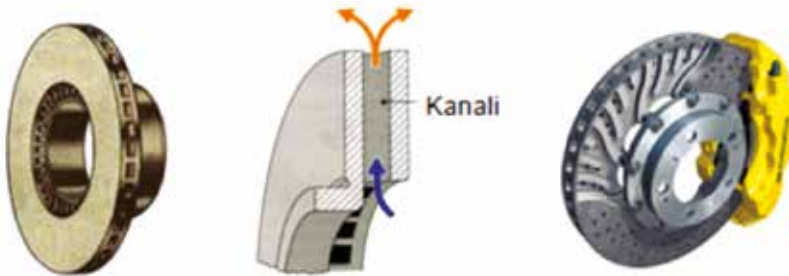
*Slika 7.53. Regulacija zazora pomoću brtvenog prstena*

## Kočni disk

Kočni se disk izrađuje od sivog čeličnog lijeva, odnosno keramičkih-kompozitnih materijala (keramika armirana karbonskim vlaknima), debljine 10-12 mm ili oko 20 mm kod ventilirajućeg (samoventilirajućeg) diska. Razlikuju se puni diskovi i ventilirajući. Dopuštena temperatura frikcijskog para iznosi 400-500°C. Neki diskovi imaju provrte i ovalne utore za brzi odvod vode, a kod nekih se koriste diskovi s radijalnim kanalima za hlađenje.

### Ventilirajući kočni disk

Ventilirajući diskovi izvode se s radijalnim kanalima, *slika 7.54*. Disk radi kao centrifugalni radijalni ventilator te tako brzo odvodi toplinu. Radi intenzivnog hlađenja diska izvode se poprečni provrti. Na nekim diskovima izvode se kontinuirani žljebovi za odvodnju vlage (vode) koja se skuplja na disku. Na taj se način direktno povećava djelotvornost kočnica jer čišćenje površine diska omogućuje bolje prijanjanje disk pločice na disk. Rezultat toga je brža reakcija kočnica i smanjenje puta kočenja. Brzaj proveri stanja diskova pridonose ugrađeni senzori istrošenosti disk pločica. Na prednje se kotače obično ugrađuju ventilirajući, a na stražnje kotače puni diskovi. Kod brzih i sportskih vozila koriste se keramički diskovi koji mogu izdržati opterećenja kočenja pri brzinama do 400 km/h. Otporni su na trošenje i podnose visoke temperature do 1600°C.



*Slika 7.54. Ventilirajući kočni diskovi (desno, keramički disk)*

### Kočne pločice (disk kočnice)

Kočne pločice (disk pločice) su najopterećeniji dijelovi pri kočenju, *slika 7.55*. Pločice su izložene velikom termičkom i mehaničkom opterećenju. Trajnost kočnih pločica je 2-3 puta kraći od papuča bubanj kočnica. Indikator istrošenosti upozorava vozača na potrebu zamjene kočnih pločica. Signalna lampica se uključuje kada se pločica istroši na 2-3 mm debljine. Postoji nekoliko vrsta senzora kojima se signalizira istrošenost kočnih pločica.

Kočne pločice se izrađuju na bazi kompozitne tehničke keramike, ekološki prihvatljivog materijala. Sastav materijala tehničke keramike čine komponente: vlakna za ojačavanje (aluminijev oksid i silicijev karbid), vezivo, punilo i aditivi za sigurniji rad.



*Slika 7.55. Disk pločice (lijevo) i papuče bubanj kočnice (desno)*



Prednji diskovi i disk pločice izloženi su mehaničkim, dinamičkim i termičkim opterećenjima. Na prednje kočnice odvaja se oko 70% ukupne sile kočenja, a na stražnje kotače oko 30%. Iz toga su razloga prednje disk kočnice jače dimenzionirane. Intenzivno kočenje uzrokuje visoke temperature na diskovima:

130 km/h ..... 300°C

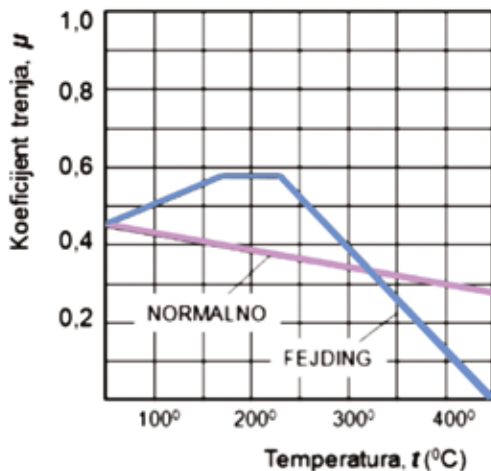
180 km/h ..... 500°C

kod uzastopnog kočenja ..... 800°C.

Intenzivna termička opterećenja izazivaju trajne promjene na disku kočnice, kao što je nejednako trošenje kočne površine i deformacije samog diska.

### *Fejding (Brake fading)*

*Fejding* jest pojava brze promjene svojstava frikcijskog para i pada koeficijenta trenja zbog njihova pregrijavanja uslijed visokih temperatura, *slika 7.56*. Uzastopno agresivno kočenje izaziva taljenje površinskog sloja metala i obloga te pojavu parnih mjehurića u kočnim cilindrima pa dolazi do brzog pada trenja i otkazivanja kočnica. Otpornost na *fejding* postiže se pomoću hlađenja bubnja i kočnih diskova. Teška vozila znatno su osjetljivija na *fejding* i stoga koriste usporivače za trajno kočenje.



*Slika 7.56. Promjena koeficijenta trenja pri kočenju*

### *c) Moment disk kočnica*

Sila aktiviranja disk kočnice, *slika 7.57*.

$$F_a = p_u A \quad [\text{N}] \quad (7.61)$$

$p_u$  – tlak tekućine u kočnom cilindru

$A$  – površina klipa

Moment kočenja na disku

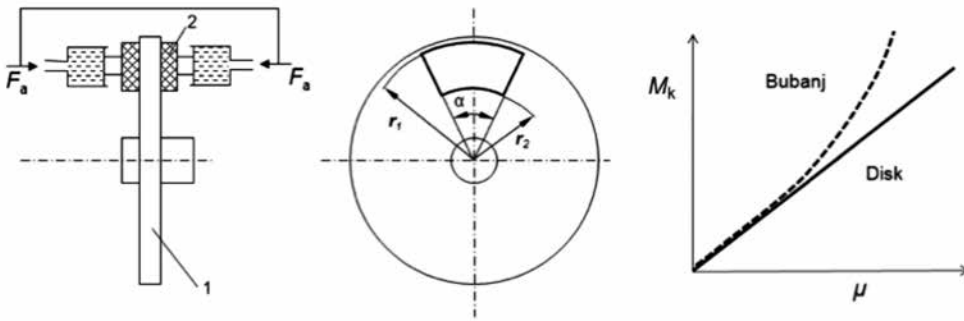
$$M_k = \frac{2}{3} [\alpha p \mu (r_1^3 - r_2^3)] \quad [\text{Nm}] \quad (7.62)$$

$p$  – pritisak između diska i disk pločice [Pa]

$\alpha$  – obuhvatni kut [rad]

$\mu$  – koeficijent trenja između diska i disk pločice ( $\mu = 0,3-0,4$ )

$r_1, r_2$  – vanjski i unutarnji promjer površine disk pločica [m]



**Slika 7.57. Sila aktiviranja i karakteristika disk kočnice**

1 - disk, 2 - kočna pločica

#### d) Efikasnost bubanj kočnica i disk kočnica

Disk kočnice imaju linearnu karakteristiku povećanja momenta kočenja prema koeficijentu trenja, dok bubanj kočnice imaju progresivnu karakteristiku, **slika 7.57**. Kod disk kočnica potrebna je veća sila aktiviranja pa se zato koriste servouređaji. Trošenje disk pločica 2 do 3 puta je brže od kočnih papučica bubanj kočnica. Bubanj kočnice su pogodnije za primjenu kod težih vozila i ručne kočnice, a disk kočnice kod lakših vozila. Sve su kočnice osjetljive na pojavu *fejdinga*.

### 7.5.6. Parkirna kočnica

Parkirna kočnica izvodi se kao bubanj kočnica i kao disk kočnica, obično u stražnjim kotačima. U skladu s tehničkim uvjetima vozila u prometu, parkirna kočnica motornog, odnosno priključnog vozila kad je ono odvojeno od vučnog vozila, mora osigurati zadržavanje opterećenog vozila na nagibu od **18%**, a da pritom vozilo nije kočeno na drugi način. Sukladno propisima, nakon zaustavljanja vozila, parkiranje vozila mora biti osigurano na mehanički način. Električna parkirna kočnica aktivira se i deaktivira tipkom prekidača, a parkiranje vozila nakon zaustavljanja osigurano je na mehanički način.

#### a) Parkirna bubanj kočnica

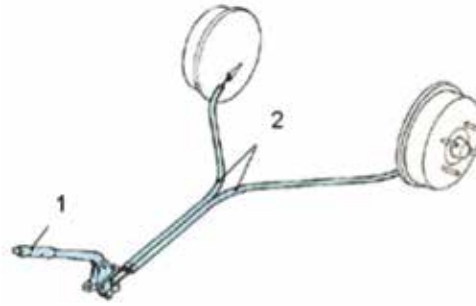
Ručica parkirne kočnice smještena je s desne strane vozača (centralni tip), a može biti i ispod upravljača (potezna) ili čak i nožna papučica kod nekih vozila. Na ručici kočnice nalazi se i zaporni mehanizam kojim se osigurava zakočenost parkiranog vozila, **slika 7.58**. To se postiže silom zatezanja na drugom ili trećem zupcu mehanizma. Zatezanjem čeličnog užeta pomiče se zatezna poluga mehanizma kočnice čime se razmiču papučice prema bubnju što uzrokuje njihov kontakt te pojavu trenja i kočenje. Zaporni mehanizam ručne kočnice oslobađa se pritiskom na gumb ručice.

Sila na ručici kočnice

$$F_{rk} = \frac{F_{kmax}}{i_{rk}} \quad (7.63)$$

$F_{kmax}$  - najveća sila potrebna za kočenje na stražnjim kotačima

$i_{rk}$  - prijenosni omjer ručne kočnice

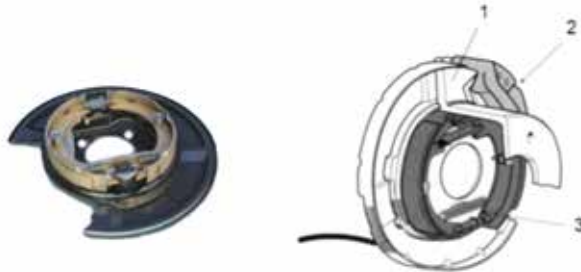


**Slika 7.58. Shema mehaničke ručne kočnice,**

1 - ručica i zaporni mehanizam, 2 - dvostruko uže

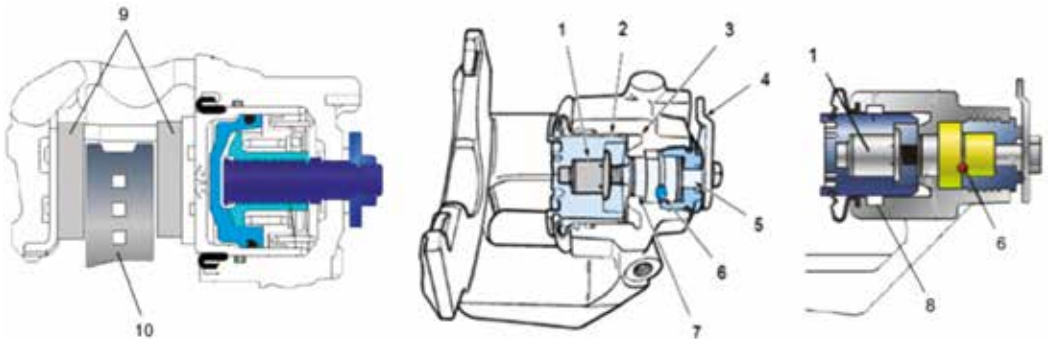
### b) Parkirna disk kočnica

U primjeni se nalazi nekoliko mehaničkih konstrukcija parkirne disk kočnice. Jedan način izvedbe mehanizma parkirne disk kočnice jest kombinacija diska i bubanj kočnice, *slika 7.59*. Bubanj kočnica smještena je u kućištu diska.



**Slika 7.59. Parkirna kočnica, kombinacija diska i bubnja**

Češći način konstrukcije mehanizma ručne kočnice jest putem razmicanja uz pomoć *ball-ramp* mehanizma, *slika 7.60*. Pri aktiviranju ručne kočnice, razmicanje mehanizma preko kuglica pretvara rotacijsko zakretanje ručice u pravocrtno gibanje vretena te stvara potisnu silu. Pritom se vreteno odvrće pa tlačna matica pritišće kočni klip i frikcijske pločice na disk, što omogućuje zakočenost vozila. Kod otpuštanja kočnice tlačna matica se navija na vreteno i vraća kočni klip.



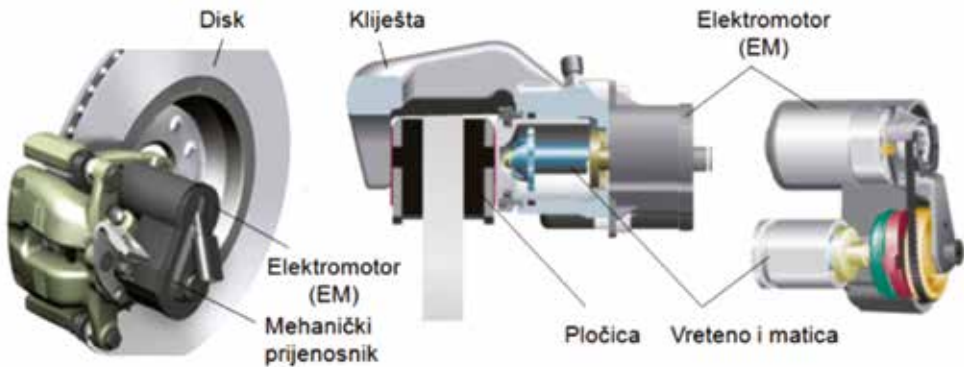
**Slika 7.60. Vrste mehanizma parkirne disk kočnice,**

1 - matica i vreteno, 2 - kočni klip, 3 - mehanizam kočnice, 4 - poluga kočnice, 5 - osovina, 6 - kuglice (*ball-ramp* mehanizam), 7 - vreteno, 8 - brtva klipa, 9 - kočne pločice, 10 - disk

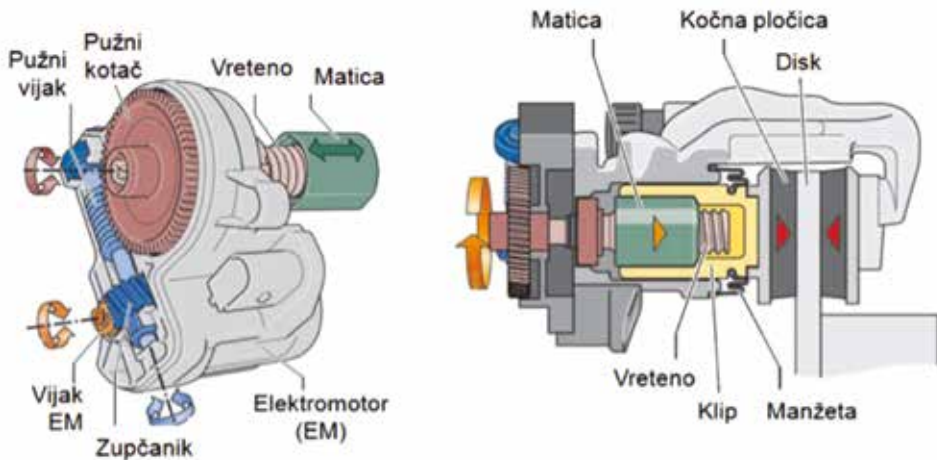
### c) Električna parkirna disk kočnica

Kod električne parkirne kočnice (EPK) primijenjena je kombinacija elektromotora i mehaničkog prijenosnika, *slika 7.61*. Parkirna kočnica je elektromehanička ručna kočnica čiji je mehanizam integriran u sklop disk kočnice. Procesor parkirne kočnice upravlja elektromotorom. Mehanički prijenosnik sastoji se od zupčastog remena, samokočnog prijenosnika te vretena i matice. Pri kočenju nastaje odvrtnanje vretena, pa tlačna matica pritišće kočni klip i frikcijske pločice uz diskove kočnica. Vozilo ostaje zakočeno i kada nema struje. Kod električnog otpuštanja kočnice tlačna matica se navija na vreteno i vraća kočni klip. Prijenosni omjer mehanizma iznosi 1:50, što znači da 50 okretaja EM daje jedan okret vretena.

Način izvedbe mehanizma parkirne disk kočnice s dodatkom pužnog prijenosnika, osigurava samokočivost mehanizma i zakočenost vozila, *slika 7.62*. Mehanički prijenosnik sastoji se od dvostupanjskog reduktora, i sklopa vreteno/matica, koji djeluje na klip i pritišće pločice. Vozilo ostaje zakočeno i kada nema struje.



*Slika 7.61. Sklop električne parkirne disk kočnice (EPB Bosch)*



*Slika 7.62. Sklop električne parkirne disk kočnice (Golf 7, GTI)*

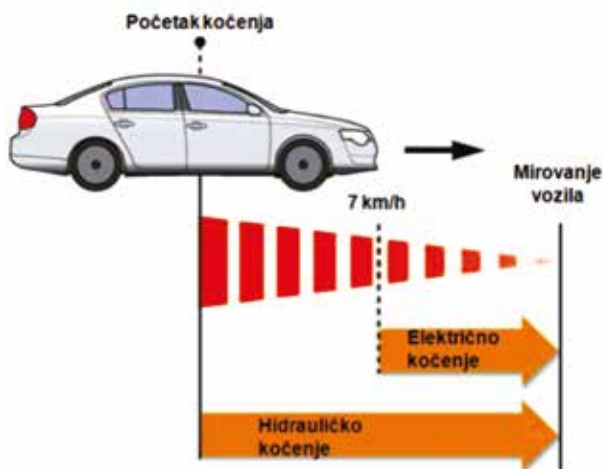
### Djelovanje električne parkirne kočnice (EPK)

Prema brzini kretanja vozila razlikuju se dva režima rada električne parkirne kočnice, *statički mod* - kada je brzina vozila manja od 7 km/h i *dinamički mod* - kada je brzina vozila veća od 7 km/h, *slika 7.63*.

U statičkom modu aktiviranje i otpuštanje ručne kočnice odvija se elektromehanički. U dinamičkom modu kočenja vozilo se usporava koristeći ABS sustav, što znači da se svi kotači kočite hidraulično, a ne elektromehanički.

Električna parkirna kočnica nudi vozaču sljedeće funkcije kočenja:

- statičku funkciju parkirne kočnice
- funkciju pokretanja vozila na usponu
- dinamičku funkciju pomoćne kočnice
- AUTO HOLD-funkciju.



**Slika 7.63. Djelovanje električne parkirne kočnice (EPK)**

#### **d) Statička funkcija parkirne kočnice**

Statička funkcija parkirne kočnice omogućuje parkiranje vozila na nagibu do 30% kočenjem *dva stražnja kotača*. Do aktiviranja i otpuštanja kočnice dolazi pritiskom na tipku kočnice.

Aktiviranje parkirne kočnice moguće je u svakom trenutku, pa i kad je "paljenje isključeno". Ako se parkirna kočnica aktivira uz uključeno paljenje, zasvijetli kontrolna lampica kočnice na tipki kočnice ili na kontrolnoj ploči. Ako se kočnica aktivira pri isključenom paljenju, obje kontrolne lampice zasvijetle u trajanju od 30 s prije nego što se ugase.

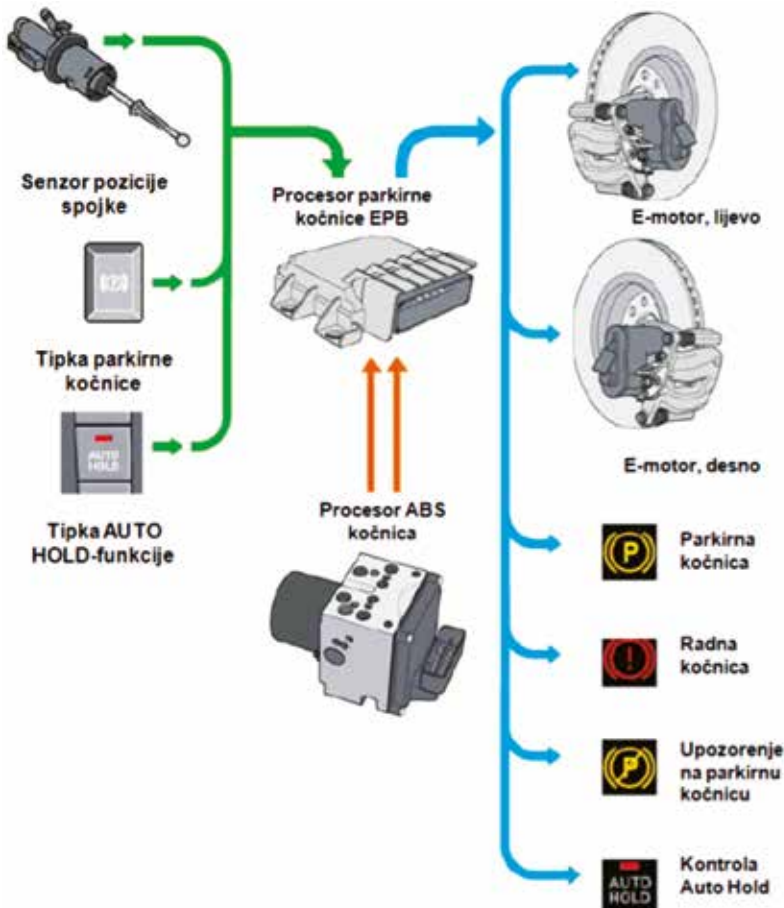
Otpuštanje parkirne kočnice moguće je samo kad je "paljenje uključeno". Parkirna kočnica otpušta se kad se dodirne papučica kočnice i kad se istodobno pritišće tipka kočnice. Kad vozač stavi sigurnosni pojas, zatvori vrata i pokrene motor, električna se kočnica otpušta automatski kod davanja gasa i kretanja.

Odvijanje funkcija

1. Vozač aktivira tipku parkirne kočnice.
2. Procesor kočnice preko CAN-sabirnice podataka uspostavlja vezu s procesorom ABS-a i prepoznaje brzinu vozila manju od 7 km/h.
3. Oba E-motora na kočnicama stražnjih kotača upravljana su procesorom parkirne kočnice. Kočnica se zakoči elektromehanički uz pomoć prijenosnog mehanizma.
7. Ako vozač ponovno aktivira tipku kočnice ili nožnu kočnicu, kočnica se otpušta.

### e) funkcijaparkirne kočnice za pokretanje vozila nausponu

Pregled komponenti električne parkirne kočnice prikazana je na slici 7.64.



**Slika 7.64. Komponente sustava električne parkirne kočnice (EPK)**

Pokretanje vozila bez trzanja i klizanja vozila unatrag, kako na ravnoj cesti, tako i na usponima, omogućuje funkcija parkirne kočnice. Tu funkciju aktivira procesor parkirne kočnice ako su vozačeva vrata zatvorena, ako je stavljen sigurnosni pojas i pokrenut motor. Trenutak otpuštanja električne kočnice ovisi o više parametara: kosini puta, momentu motora, poziciji papučice gasa, aktiviranju spojke (kod vozila s ručnim mjenjačem vrednuje se signal pozicije spojke), željenom smjeru vožnje (koji se kod automatskog mjenjača doznaje preko izabranog smjera vožnje).

Kretanje uz pomoć parkirne kočnice

Kad je aktivirana parkirna kočnica, npr. kod zaustavljanja čim se dodirne papučica gasa, parkirna kočnica se automatski otpušta i vozilo se počinje kretati bez trzaja. Vozač se na usponima rasterećuje od doziranog otpuštanja ručne kočnice, tj. istodobnog korištenja spojke i papučice gasa. Otklanja se neželjeno klizanje unatrag, budući da se parkirna kočnica tek onda otpušta kad je vučna sila veća od otpora uspona. Odvijanje funkcija:

Vozilo u stanju mirovanja. Parkirna kočnica je aktivirana. Kad vozač želi krenuti, bira:

1. stupanj prijenosa i aktivira papučicu gasa
2. procesor parkirne kočnice provjerava potrebnu kočnu silu (prema kosini, momentu motora, položaju papučice gasa i aktiviranosti spojke)
3. kad je vučna sila veća od otpora, procesor upravlja s oba E-motora stražnjih kotača, parkirna kočnica se otpušta, vozilo kreće bez proklizavanja.

#### **f) Dinamička funkcija pomoćne kočnice**

U slučaju otkaza radne kočnice, kada je papučica kočnice izvan pogona ili je blokirana, vozilo se može zaustaviti funkcijom pomoćne kočnice, pomoću aktiviranja parkirne kočnice u nuždi. Pritiskom i držanjem tipke parkirne kočnice dolazi do hitnog kočenja vozila u vožnji (usporenje oko  $6 \text{ m/s}^2$ ). Pritom se čuje akustični signal upozorenja i uključe se lampice kočnice. Funkcija pomoćne kočnice može se ostvariti kod brzina vozila većih od  $7 \text{ km/h}$ . Kočenje regulira **ABS**-funkcija pomoću hidrauličnog tlaka kočenja u sva 4 kotača. Ako je do aktiviranja tipke parkirne kočnice došlo pri brzini vozila manjoj od  $7 \text{ km/h}$ , funkcija parkirne kočnice aktivira se elektromehanički.

Odvijanje funkcija

1. Vozač pritisne i drži pritisnutu tipku parkirne kočnice.
2. Procesor parkirne kočnice preko privatne **CAN**-sabirnice podataka uspostavlja vezu s procesorom za **ABS** i prepoznaje brzinu vozila veću od  $7 \text{ km/h}$ .
3. Hidraulična pumpa upravljana je procesorom **ABS**-a, a hidraulični tlak kočenja raste u 4 kotača, vozilo se koči.
7. Ako se tipka kočnice otpusti ili se aktivira papučica gasa, taj se signal obrađuje u procesoru parkirne kočnice.
6. Hidraulični tlak kočenja pada, kočnice se otpuštaju.

#### **g) AUTO HOLD-funkcija**

**AUTO HOLD** - funkcija osigurava automatsko držanje vozila u mirovanju, neovisno o tome kako je došlo do zaustavljanja. Funkcija koristi **ABS** hidrauličko kočenje na 4 kotača, aktivira se pritiskom na tipku smještenu do ručice mjenjača. Ta se funkcija može aktivirati tek kad su vozačeva vrata zatvorena, kada je stavljen sigurnosni pojas te kada je motor pokrenut. Kad se jedan od triju uvjeta promijeni, ta se funkcija isključi. **AUTO HOLD**-funkcija se mora ponovno aktivirati tipkom pri svakom novom paljenju motora.

**AUTO HOLD**-funkcija uključuje podfunkcije, *slika 7.65*:

- pomoć pri kretanju „*stop and go*“
- pomoć pri pokretanju na usponu
- automatsko zadržavanje vozila/parkiranje

Ako se vozilo zakoči sve do potpunog zaustavljanja, automatski se aktivira podfunkcija „**Stop and Go**“. Ta podfunkcija omogućuje rasterećenje vozača u gradskom prometu sa stalnim ritmom „stani i kreni“ jer vozač pritom ne mora više koristiti papučicu kočnice ili parkirnu kočnicu.



**Slika 7.65. AUTO HOLD-funkcija, "Stop and Go", pokretanje, parkiranje**

Vožnja na usponima postaje jednostavnija, a vozilo stabilnije. Nakon zaustavljanja na usponu, ta druga podfunkcija održava kočni tlak u sustavu hidrauličnog kočenja kako bi se vozilo osiguralo od kretanja unatrag. Tlak kočenja može pojačati vozač aktiviranjem papučice gasa. Taj tlak kočnica tada se kroz zapor ventila u ABS-jedinici "zadržava" i vozač više ne treba pritiskati papučicu kočnice. Na taj se način može opušteno skinuti noga s kočnice. Kod ponovnog pokretanja vozila kočnica se automatski otpušta. Ako se vozilo uz uključenu AUTO HOLD-funkciju „ugasi“, vozačeva vrata otvore, sigurnosni pojas odloži ili se paljenje isključi, automatski se aktivira statička funkcija parkirne kočnice. Kada se zaustavi vozilo s aktiviranom AUTO HOLD-funkcijom, ako se pritom otvore vozačeva vrata ili odvoji sigurnosni pojas vozača ili isključi motor, automatski se aktivira parkirna kočnica.

**Tablica 7.3. Usporedba mehaničke i električne parkirne kočnice**

	Mehanička parkirna kočnica	Električna parkirna kočnica
Aktiviranje	-povući polugu parkirne kočnice	-pritisnuti tipku parkirne kočnice
Otpuštanje	-spustiti polugu parkirne kočnice	-pritisnuti tipku parkirne kočnice
Vožnja uzbrdo/uspon	-teško ujednačavanje parkirne kočnice, papučice gasa i spojke	-pri zaustavljanju uključuje se EM parkirna kočnica na stražnje kotače, a otpušta se pri pokretanju vozila
Zaustavljanje i kretanje / „Stop-and-Go“	-stalno povlačenje i spuštanje parkirne kočnice ili stalno pritiskivanje na nožnu kočnicu	-ako je AUTO HOLD-funkcija uključena, vozilo se hidraulički koči na sva 4 kotača kod svakog stajanja

### 7.5.7. Usporivači

Teška teretna vozila obično imaju pneumatske radne kočnice koje su konstruirane za normalno kočenje. Međutim, one nisu namijenjene za dugotrajno kočenje na nizbrdicama. Zato je razvijeno više vrsta usporivača koji služe kao dodatne kočnice za dugotrajno kočenje. Dok nožna kočnica koči na svim kotačima, usporivači kočnice samo pogonske kotače. Dva tipa usporivača široko su primijenjena: **kočenje motorom** i **kočenje retarderima**. Usporivači pridonose poboljšanju aktivne sigurnosti smanjenjem opterećenja nožne kočnice i omogućuju veće prosječne brzine kretanja vozila.

Zakonska regulativa nalaže postavljanje usporivača na motorna vozila najveće dopuštene mase iznad 5 t, koja su predviđena za vuču prikolica i na sva teretna vozila i prikolice s bruto masom većom od 9 tona. Osnovni zahtjev jest osigurati konstantnu brzinu od 30 km/h na nizbrdici od 7% na dužini od 6 km.

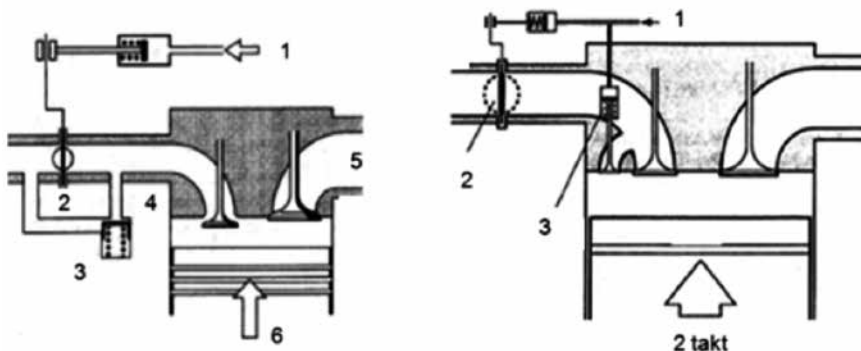
#### a) Kočenje motorom

Tijekom vožnje u nekom stupnju prijenosa, kad se oduzme gas, započinje proces zaustavljanja vozila uz pomoć kočenja motorom zbog povećanja vanjskih otpora kretanja. Pri kočenju motorom, pogonski kotači



pokreću motor putem transmisije. Kinetička energija vozila pritom se troši na svladavanje otpora klipnog mehanizma i trenja u svim sklopovima prijenosa, a najviše u motoru. Veći efekt kočenja postiže se u nižim stupnjevima prijenosa u mjenjaču jer se na taj način povećava broj okretaja motora, a u vezi s tim i otpori, odnosno kočenje motorom. Sve vrste motornih vozila koriste mogućnost kočenja motorom. Specifična kočna snaga motora iznosi 5-7 kW po litri radnog volumena.

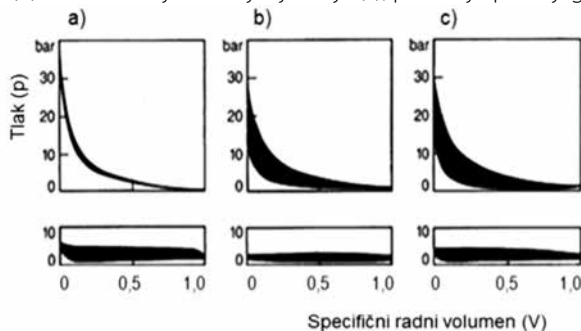
Međutim, kočno djelovanje motora povećava se kada se četvrti takt motora – „ispuh“ pretvori u kompresiju. To se postiže ugradnjom leptir-zaklopke (2) u ispušnu cijev motora, *slika 7.66*. Istovremeno, sa zatvaranjem leptira, prekida se dovod goriva u motor. Sila kočenja motora ovisi o broju okretaja motora. Specifična kočna snaga motora uz pomoć korištenja zaklopke iznosi 14-20 kW/L. Ugradnja ventila sigurnosti (3) u prenosnici sprječava oštećenje ventila i glave motora. Stvoreni stlačeni zrak smanjuje brzinu klipa motora (6), što uzrokuje kočenje vozila. Leptir zaklopka ne koristi se kod autobusa zbog velike ventilске buke.



**Slika 7.66. Motorne kočnice s leptirom,**

lijevo: 1 - stlačeni zrak, 2 - leptir-zaklopka, 3 - ventil sigurnosti, 4 - pražnjenje, 5 - punjenje, desno: kombinirano rješenje motorne kočnice, leptir plus prigušni ventil: 1 - stlačeni zrak, 2 - leptir zaklopka, 3 - prigušni ventil

Za daljnje povećanje kočnog momenta motora, ugrađuje se u glavu cilindra prigušni ventil (3 desno) za konstantno kočenje u ispušnoj cijevi. Ventil se aktivira stlačenim zrakom tijekom kompresije - drugog takta motora. Tijekom aktiviranja motorne kočnice ventil ostaje otvoren, što osigurava konstantno prigušivanje. Kočni učinak prigušnog ventila mnogo je veći od učinka leptir zaklopke pri nižoj brzini motora, što daje bolje kočne performanse. Vrijednosti tlaka u cilindru motora s leptirom (a), stalnim prigušivanjem (b) i kombinacijom dvaju rješenja (c), prikazuju p-V dijagrami, *slika 7.67*.



**Slika 7.67. p-V dijagrami kočenja motorom,**

**a** - s leptir zaklopkom, **b** - s prigušnim ventilom, **c** - kombinacija a i b

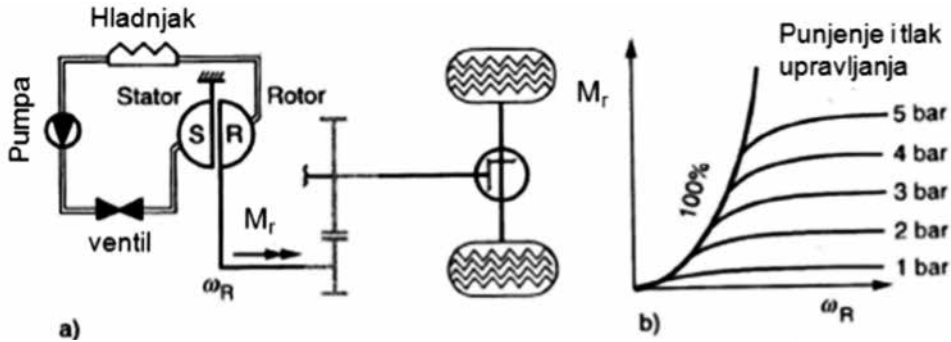
### **b) Kočenje retarderima**

Dvije vrste retardera široko se koriste na teretnim vozilima i autobusima, a to su hidrodinamički

i elektromagnetski retarderi. Kao radni fluid hidrodinamički retarderi koriste hidrauličko ulje ili vodu (*Aquatarder MAN*), dok elektromagnetski retarderi koriste magnetsko polje. Ako je adhezija kotača na površinu ceste smanjena, onda se pogonski kotači mogu blokirati. Da se to otkloni, za upravljanje retarderima koristi se ABS sustav.

### Hidrodinamički retarderi

Statorsko kolo (S) fiksirano je za kućište retardera, a na pokretnom reaktorskom kolu (R) stvara se kočni moment, *slika 7.68*.



**Slika 7.68. Shema hidrodinamičkog retardera**

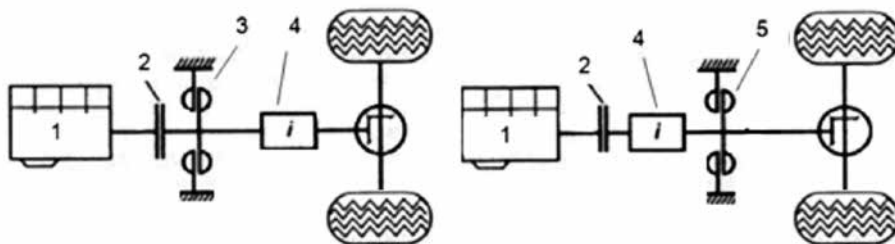
**a)** sekundarni retarder sa zupčastim prijenosnikom, **b)** kočni moment u funkciji punjenja i tlaka

Lopaticе reaktorskog kola zahvaćaju ulje koje pod centrifugalnom silom djeluje na lopaticе statorskog kola. Reaktivni otpor tih lopatica na tekućinu daje silu usporavanja koja proizvodi kočni moment na osovini rotora. Učinak usporavanja regulira se izmjenom količine tekućine uz pomoć elektroničko-pneumatskog načina upravljanja.

Hidrodinamički retarderi ne proizvode kočni moment kada vozilo miruje. U pogonskom lancu transmisije koriste se *primarni* ili *sekundarni* retarderi. *Primarni* retarderi nalaze se na strani motora, a *sekundarni* na strani mjenjača, *slika 7.69*. U ovisnosti o stupnju prijenosa mjenjača, primarni retarder proporcionalno povećava kočni moment, čime se brzina vozila smanjuje.

*Primarni* retarder stvara relativno visok kočni moment na pogonskim kotačima. Kočni moment pada s povećanjem broja okretaja kardana. Učinkovitost tog retardera smanjuje se prekidanjem toka snage u mjenjaču. U transmisijama teretnih vozila primarni retarderi najčešće su integrirani s automatskim ili poluautomatskim mjenjačima (*MAN-PriTarder, ZF-InTarder*).

*Sekundarni* retarder ima prednosti kod dimenzioniranja transmisije, budući da njegov moment kočenja nije dodatno opterećenje transmisiji. Visoki moment kočenja gotovo je stalno dostupan u širokom rasponu brzina. Takva konstrukcija prikladna je za teretna vozila s teškim teretom. Zupčasti multiplikator također se može ugraditi ispred osovine rotora. To je način povećavanja kočnog momenta sekundarnih retardera pri malim brzinama, a drugi način je montiranje dvostrukog rotora. Sekundarni retarder sa zupčastim prijenosnikom montiran je uz bok mjenjača sa stražnje strane, najčešće prijenosnog omjera 1:2.

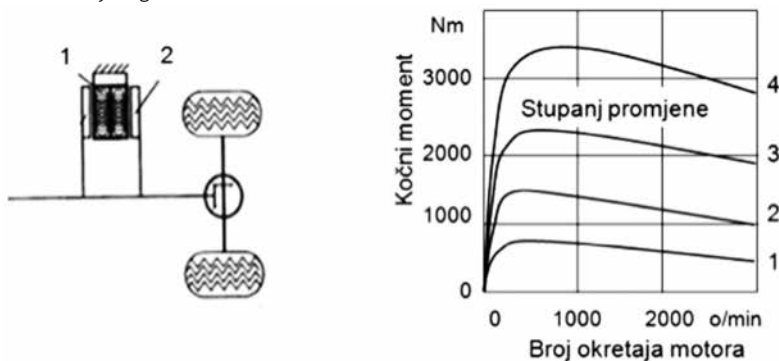


**Slika 7.69. Pozicije ugradnje hidrodinamičnih retardera**

1 - motor, 2 - spojka, 3 - primarni retarder, 4 - mjenjač, 5 - sekundarni retarder

### Elektromagnetski retarder

Elektromagnetski retarderi jednostavnije su konstrukcije od hidrodinamičkih retardera. Ugrađuju se na poziciji sekundarnog retardera, *slika 7.70*. Kočni učinak temelji se na fizičkom principu dinamičnog učinka u elektromagnetskom polju. Stator (1) s nekoliko namotaja učvršćuje se za kućište mjenjača. Rotori (2) su spojeni na vratilo kardana, hlade se zrakom, imaju rebra za odvođenje topline. Namotaji zavojnice napajaju se istosmjernom strujom od akumulatora ili generatora tijekom kočenja. Vrtložne struje induciraju se u rotorima pri prolasku kroz magnetsko polje koje usporava rotaciju rotora. Razina kočnog momenta ovisi o brzini vozila i o zračnosti između rotora i statora. Kočna sila može se aktivirati u nekoliko faza tako da struja prolazi kroz zavojnice u parovima. Ručicom za upravljanje vozač može odabrati odgovarajuću jačinu struje, a time odabire režim usporavanja vozila. Kako se brzina rotora povećava, povećava se i temperatura retardera. Broj aktivnih zavojnica ili dovod energije prema zavojnicama u skladu s tim je ograničen.



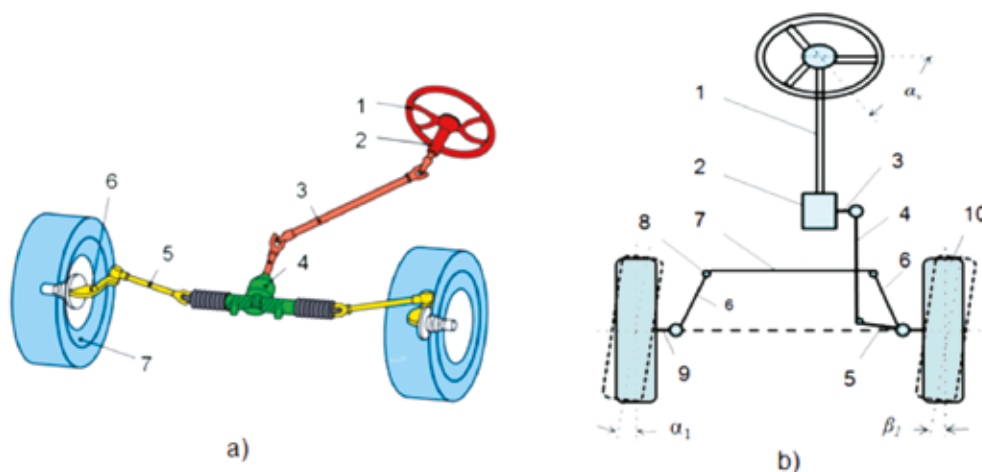
**Slika 7.70. Shema elektromagnetskog retardera i dijagram kočnog momenta**

1 - stator 2 - rotor

## 8. Upravljanje vozilom

Motorno vozilo koristi mehanizam za upravljanje pomoću kojega vozač može zakretati kotače i tako u kontaktu s podlogom mijenjati pravac kretanja. Karakteristike upravljivosti vozila su:

- lakoća upravljanja i držanja pravca kretanja
- samoispravljanje kotača iz zaokreta u pravolinijsko kretanje
- radijus okretanja vozila (okretljivost vozila)
- aktivno upravljanje u sustavu stabilnosti vozila.



Slika 8.1. Shema mehanizma za upravljanje

a - kod nezavisnog ovjesa kotača:

1 - stup upravljača, 2 - stup upravljača,  
3 - kardansko vratilo, 4 - glava upravljača,  
5 - spona, 6 - kutna poluga, 7 - kotač

b - kod zavisnog ovjesa kotača:

1 - stup upravljača, 2 - glava upravljača, 3 - poluga upravljača,  
4 - uzdužna spona, 5 - upravljačka poluga, 6 - kutna poluga,  
7 - poprečna spona, 8 - zglobovi, 9 - rukavac kotača, 10 - kotači

## 8.1. Svojstva upravljivosti vozila

Dva tipična mehanizma za upravljanje, kod nezavisnog i zavisnog ovjesa kotača, prikazana su na slici 8.1.

Mehanizam za upravljanje sastoji se od:

1. mehanizma upravljača (upravljač, stup upravljača, glava upravljača, poluga upravljača)
2. polužnog mehanizma (spone, zglobovi / potisna spona, poluga za zakretanje, poprečna spona, kutna poluga, zglobovi, rukavac kotača)
3. kotača vozila (naplatci i pneumatici).

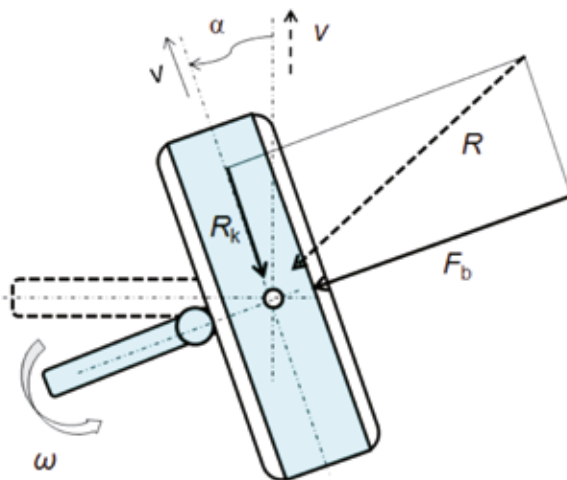
### a) Princip upravljanja pomoću kotača

Upravljanje vozilom može biti izvedivo pomoću prednjih kotača, stražnjih kotača ili svim kotačima. Osnovno je upravljanje pomoću prednjih kotača. Zakretanje vozila zasniva se na principu izazivanja reaktivne bočne sile na kotačima, *slika 8.2*. Pri zakretanju, vođenog kotača, pojavljuju se na kotaču reaktivne sile:

$R_k = f_k G_k$  - otpor kotrljanja (tangencijalna sila koja izaziva kotrljanje kotača)

$F_b = \mu_b G_k$  - reaktivna bočna sila

$R$  - rezultanta tangencijalne i bočne sile



*Slika 8.2. Bočna sila pri zakretanju kotača (vođeni kotač)*

Upravljanje vozilom nastaje kada je reaktivna bočna sila skretanja kotača veća od otpora kotrljanja ( $F_b > R_k$ ). Kotač se kotrlja pod djelovanjem tangencijalne sile, jer je koeficijent bočnog prljanja na cesti veći od koeficijent otpora kotrljanja ( $\mu_b > f_k$ ). Kako je to uglavnom osigurano na dobrim cestama, onda je sigurno i zakretanje vozila uz pomoć kotača na temelju reaktivne bočne sile.

### b) Karakteristike mehanizma

Najveća dopuštena sila na upravljaču kod osobnih vozila, iznosi  $F_{u\max} = 150 \text{ N}$ , a kod komercijalnih vozila s 4 kotača iznosi  $F_{u\max} = 200 \text{ N}$

Promjer upravljača, iznosi  $D_v = 350\text{-}500 \text{ mm}$

Slobodan hod upravljača, iznosi  $30^\circ$

Prijenosni omjer mehanizma za upravljanje, izražen uz pomoć omjera kuta zaokreta upravljača i zaokreta kotača, *slika 8.1. desno*, jest:

$$i_{mu} = \alpha_v / \alpha \quad (8.1)$$

$\alpha_v$  - kut zakretanja kola upravljača (volana)

$\delta$  - srednji kut zakretanja upravljačkih kotača,

$\delta_1 / \delta_2$  - kutovi zaokreta upravljačkih kotača  $\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$

$i_{mu}$  = do 20 - kod osobnih vozila / do 40 - kod teretnih vozila

Sila na upravljaču:  $F_u = M_v / R_v \eta_u$  (8.2)

$M_v$  - moment na upravljaču,  $M_k = M_k / i_{mu}$

$R_v$  - radijus upravljača,  $\eta_u$  - stupanj korisnosti,  $M_k$  - moment otpora zaokretu kotača jedne osovine na podlozi pri mirovanju vozila, ovisi o opterećenju na prednje kotače ( $G_1$ ), koeficijentu prijanjanja ( $\mu$ ) i tlaku zraka u pneumatiku ( $p$ ). Najveći moment nastaje pri zakretanju kotača na mjestu:

$$M_k = \frac{\mu}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p}} \text{ [Nm]} \text{ ili } M_k = 0,375 G_k \mu \sqrt{A_0} \text{ [Nm]} \quad (8.3)$$

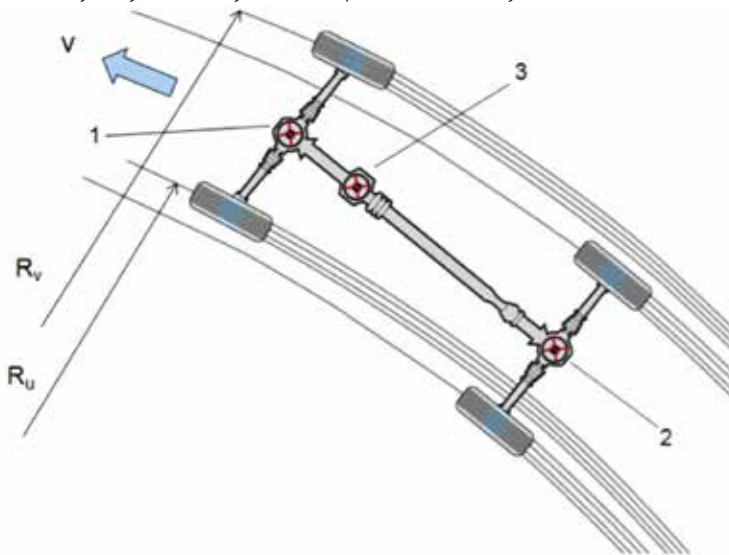
$A_0$  - površina otiska pneumatika (cm)

### c) Upravljanje prednjim, stražnjim, i svim kotačima

Upravljanje samo prednjim kotačima u odnosu na upravljanje samo stražnjim kotačima je sigurnije, jer putanja prednjih kotača ne izlazi iz kruga koji opisuju prednji kotači dok upravljanje stražnjim kotačima dovodi do izlaska iz kruga prednjih kotača pa je upravljanje samo stražnjim kotačima na cesti opasno. Upravljanje svim kotačima omogućuje sigurnije svladavanje zavoja.

Radijusi okretanja kotača u zavoju, prikazani su na **slici 8.3**.

- kotači na unutrašnjoj strani zavoja imaju manji radijus okretanja i kraće putove
- put stražnjih kotača kraći je od puta prednjih kotača, tj. stražnji kotači ne slijede trag prednjih kotača pa opisuju luk manjeg radijusa
- diferencijali izjednačavaju različite putove (okretanje kotača).



**Slika 8.3. Radijusi okretanja kotača u zavoju**

$R_v$  - radijus okretanja vanjskih kotača,  $R_u$  - radijus okretanja unutrašnjih kotača

1 - diferencijal prednje osovine, 2 - diferencijal stražnje osovine, 3 - međuosovinski diferencijal

## 8.2. Upravljanje prednjim kotačima

Način upravljanja prednjim kotačima prikazan je na *sllici 8.4*. Svaki se kotač mora okretati oko svoje osi pod različitim kutovima zaokreta. Ako bi se oba kotača zakrenula za jednake kutove, ni jedan kotač ne bi se kotrljao po željenoj putanji. Osim kotrljanja pojavilo bi se i klizanje kotača, što dovodi do nestabilnosti vozila. Kako bi se kotači kotrljali, a ne klizali, unutarnji kotač se mora zakrenuti za veći kut od kuta vanjskog kotača ( $\delta_1 > \delta_2$ ).

### Ackermanov princip upravljanja

Upravljanim kotačima daje se takav smjer da se njihove osi sijeku u jednoj zajedničkoj osi, tj. središtu kružnica koje opisuju kotači prednje i stražnje osovine, *slika 8.4*. Time je određen radijus okretanja vozila  $R_0$ . Takav način upravljanja poznat je pod nazivom *Ackermanov princip*, koji podrazumijeva krute kotače. S obzirom na to da su pneumatici kotača elastični, u zavoju dolazi do određenih promjena i skretanja kotača pod nekim kutom.

### a) Kinematika upravljanja

Sjecište uzdužne osi dva rukavca kotača i produžetka osi osovine stražnjih kotača čini os zaokreta vozila (0). Glavne dimenzije vozila ( $L$  - osovinski razmak i  $e$  - razmak zglobova za okretanje kotača) povezane su kinematikom kutova zaokreta kotača,  $\delta_1$  i  $\delta_2$ :

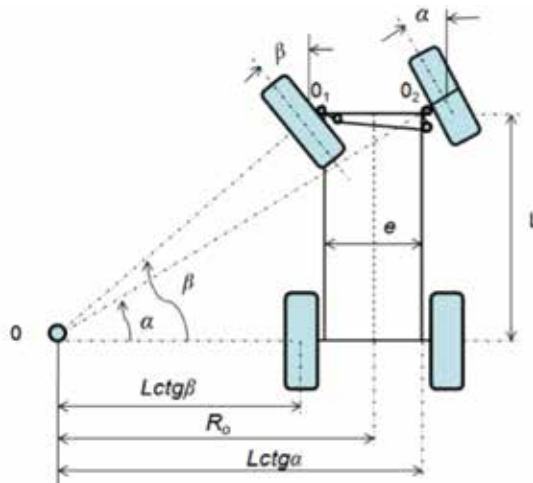
$$\operatorname{tg}\delta_2 = \frac{L}{R_0 + \frac{e}{2}} \quad \operatorname{tg}\delta_1 = \frac{L}{R_0 - \frac{e}{2}} \quad (8.4)$$

Razlika unutarnjeg i vanjskog kuta naziva se Ackermanov kut:  $\Delta_A = \delta_1 - \delta_2$

Jednadžba upravljanja

$$L \operatorname{ctg}\delta_2 - L \operatorname{ctg}\delta_1 = e = \text{konst.} \quad (8.5)$$

$$\operatorname{ctg}\delta_2 - \operatorname{ctg}\delta_1 = e/L \quad (8.6)$$

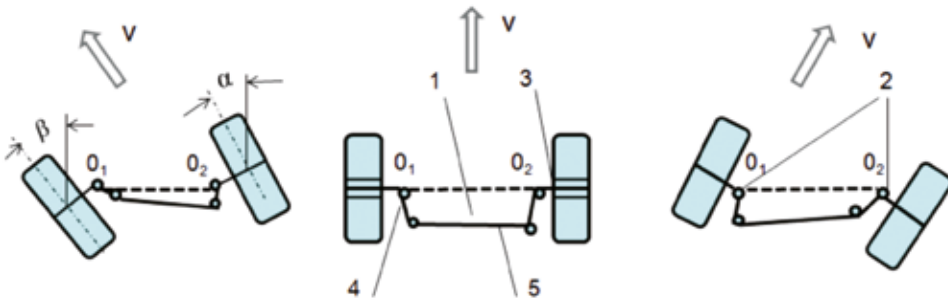


*Slika 8.4. Ackermanov princip upravljanja krutim kotačima vozila,*

$R_0$  - radijus okretanja vozila,  $L$  - međuosovinsko rastojanje,  $\delta_2$  - kut zakreta vanjskog kotača,  $\delta_1$  - kut zakreta unutarnjeg kotača

### b) Upravljački trapez

Pravilno usmjeravanje prednjih kotača pruža mehanizam trapeza, koji omogućuje precizno zakretanje rukavca kotača u skladu s kutovima zaokreta, odnosno zakretanje jednog kotača pod kutom  $\delta_2$ , a drugog pod kutom  $\delta_1$ . Tipični ravninski **četverozglobni** mehanizam upravljačkog trapeza (1) definiran je prednjom osovinom, poprečnom sponom (5) i kutnim polugama (4), *slika 8.5*.



**Slika 8.5. Položaj upravljačkog trapeza**

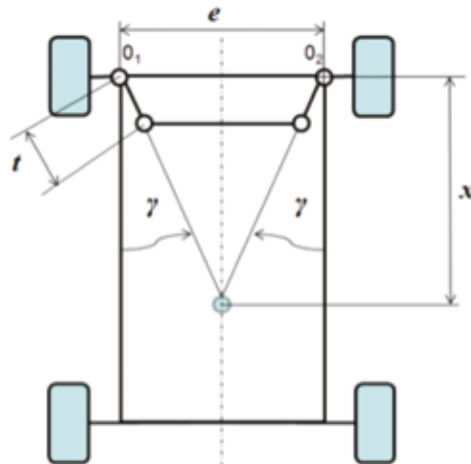
1 - trapez, 2 - os zakretanja, 3 - rukavac kotača, 4 - kutna poluga, 5 - poprečna spona

Parametri trapeza, **slika 8.6.**, su:

$$\gamma - \text{položaj kutne poluge, } x = (2-2,5)e; \quad \gamma \approx 20^\circ \quad (8.7)$$

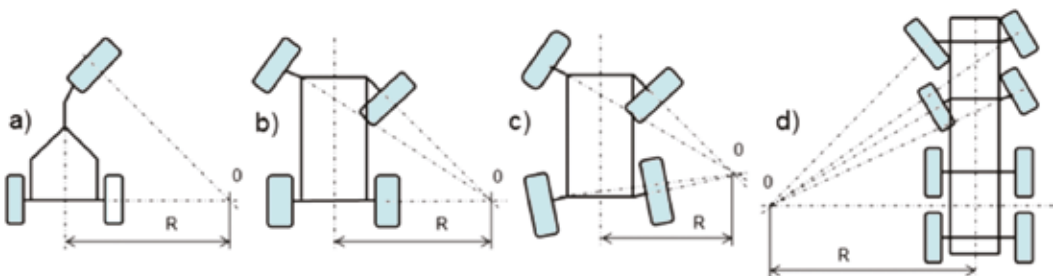
$$t - \text{dužina kutne poluge, } t = (0,1-0,15)e$$

Položaj kutne poluge ( $\gamma$ ) preciznije se određuje grafičkom metodom, poznatom kao *Causantov plan*.



**Slika 8.6. Parametri trapeza**

Zaokret vozila s jednim upravljačkim kotačem, dva i četiri upravljačka kotača prikazan je na **slici 8.7**. Os zaokreta vozila sa svim upravljanim kotačima (c) nalazi se u zajedničkoj osi njihovih produžetaka. Os zaokreta višeosovinskog vozila (d) s dvjema upravljačkim osovina ma nalazi se u produžetku zamišljene osi dviju stražnjih osovina.



**Slika 8.7. Shema zaokreta različitih vozila**

a - zaokret jednim kotačem, b - zaokret s dva kotača,  
c - zaokret sa svim kotačima, d - zaokret vozila s više osovina



### c) Upravljanje elastičnim kotačima

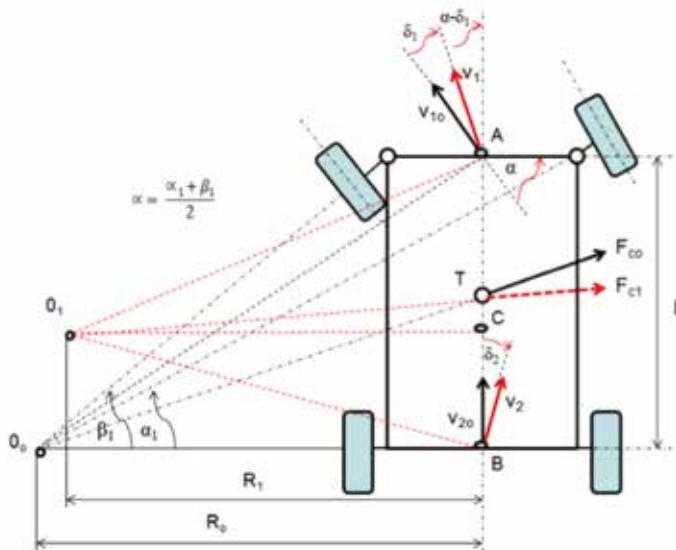
Bočna elastičnost kotača utječe na upravljanje vozilom jer izaziva skretanje vozila. Elastičnost pneumatika dovodi do premještanja središta zaokreta vozila, iz točke  $O_0$  u točku  $O_1$ , *slika 8.8*. Pritom se mijenja radijus okretanja vozila. Radijus okretanja vozila s krutim kotačima (*Akermanovo vozilo*) različit je od radijusa okretanja vozila s elastičnim kotačima,  $R_0 \neq R_1$ .

#### Radijus okretanja vozila s krutim kotačima

$$R_0 = \frac{L}{t_g \delta} \approx \frac{L}{\delta} \quad (8.8)$$

$\delta$  – srednji kut zaokreta upravljačkih kotača

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \quad (8.9)$$



*Slika 8.8. Shema okretanja vozila, s krutim kotačima ( $R_0$ ) i elastičnim kotačima ( $R_1$ )*

$v_{10}/v_{20}$  - brzina skretanja prednje/stražnje osovine na krutim kotačima,  $v_1/v_2$  - brzina skretanja prednje/stražnje osovine na elastičnim kotačima,  $\delta$  - srednji kut zaokreta upravljačkih kotača,  $\alpha_1$  - kut klizanja prednje osovine,  $\alpha_2$  - kut klizanja stražnje osovine,  $F_{co}/F_{ct}$  - centrifugalna sila na većem/manjem radijusu zaokretanja.

#### Radijus okretanja vozila na elastičnim kotačima

$$L = AC + BC = R_1 \operatorname{tg}(\delta - \alpha_1) + R_1 \operatorname{tg} \alpha_2$$

$\alpha_1$  - kut bočnog klizanja prednje osovine

$\alpha_2$  - kut bočnog klizanja stražnje osovine

$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$ , razlika kutova klizanja

$$R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\delta - \alpha_1) + \operatorname{tg} \alpha_2} \approx \frac{L}{\delta + \Delta\alpha} \quad (8.10)$$

#### Kut zaokreta upravljačkih kotača

$$\delta = \frac{L}{R_1} + \alpha_1 - \alpha_2 \quad (8.11)$$

Obzirom na jednakost bočne sile ( $F_y = C_\alpha \alpha$ ) i utjecaja centrifugalne sile ( $F_c$ ) na klizanje prednje i stražnje osovine, slijedi:

$$\delta = \frac{L}{R_1} + \frac{m_1 v^2 / R_i}{C_{\alpha 1}} - \frac{m_2 v^2 / R_i}{C_{\alpha 2}}$$

$$\delta = \frac{L}{R_1} + \left( \frac{G_1}{C_{\alpha 1}} - \frac{G_2}{C_{\alpha 2}} \right) \frac{v^2}{R_i g}$$

Kut zakretanja kotača ovisi o brzini vozila u zavoju ( $v$ ), radijusu zavoja ( $R_i$ ), osovinskom razmaku ( $L$ ), raspodjeli težine na kotače ( $G_i$ ) i o bočnoj krutosti prednjih i stražnjih kotača ( $C_i$ ).

Praktično, jednadžba zaokretanja kotača

$$\delta = \frac{L}{R_i} + K_p \frac{v^2}{R_i g} \quad [rad] \quad (8.12)$$

$$\delta = \frac{L}{R_i} + K_p \frac{a_y}{g} \quad [rad]$$

$K_p$  - koeficijent podupravljanja (*understeer*),  $a_y$  – bočno ubrzanje

$$K_p = \frac{G_1}{C_{\alpha 1}} - \frac{G_2}{C_{\alpha 2}} \quad [rad] \quad (8.13)$$

Bočne krutosti pneumatika variraju s operativnim parametrima, obzirom na: *tlak zraka u pneumatici, normalno opterećenje, vuča (ili kočenje), bočne sile*. Bočne krutosti pneumatika mogu se promatrati konstantnim samo u ograničenom rasponu radnih uvjeta.

Ovisno o vrijednostima koeficijenta podupravljanja ili odnosu između kuta klizanja prednjih i stražnjih guma, ponašanje vozila može se svrstati u tri slučaja: neutralno upravljanje, podupravljanje, i preupravljanje.

### Neutralno upravljanje

Kada su kutovi bočnog klizanja prednje i stražnje osovine jednaki (tj.  $\alpha_1 = \alpha_2$  i  $C_{1l}/C_{1d} = C_{2l}/C_{2d}$ ), koeficijent upravljanja je  $K_p = 0$ . Tada je kut zakretanja prednjih kotača potreban za svladavanje zavoja neovisan o brzini:  $\alpha = (L / R_o)$ .

$$\alpha_1 = \alpha_2 \rightarrow R_i = R_o \rightarrow \text{vozilo je neutralno} \quad (8.14)$$

### Podupravljiivost vozila (*understeer*)

Kada je koeficijent podupravljanja  $K_p > 0$ , tada je kut bočnog klizanja kotača prednje osovine veći od kuta bočnog klizanja stražnje osovine (tj.  $\alpha_1 > \alpha_2$  i  $C_{1l}/C_{1d} > C_{2l}/C_{2d}$ ). Kut zakretanja na određenom zavoju povećava se kvadratom brzine kretanja vozila.

$$\alpha_1 > \alpha_2 \rightarrow R_i > R_o \rightarrow \text{vozilo je podupravljiivo}$$

Vozilo odstupa od prvobitnog pravca kretanja i kreće se u smjeru djelovanja centrifugalne sile ( $F_c$ ). Prednji kotači više klizu od stražnjih pa je potrebno dodatno zakretati upravljač – tj. treba "dodavati volan".

Za podupravljiivo vozilo, slijedi karakteristična brzina  $v_{un}$ :

$$v_{un} = \sqrt{\frac{gL}{K_p}} \quad (8.15)$$

### Preupravljiivost vozila (*oversteer*).

Kada je koeficijent podupravljanja  $K_p < 0$  (tj.  $\alpha_1 < \alpha_2$  i  $C_{1l}/C_{1d} < C_{2l}/C_{2d}$ ), kut zakretanja se smanjuje s povećanjem brzine kretanja vozila.

$$\alpha_1 < \alpha_2 \rightarrow R_i < R_o \rightarrow \text{vozilo je preupravljiivo} \quad (8.16)$$

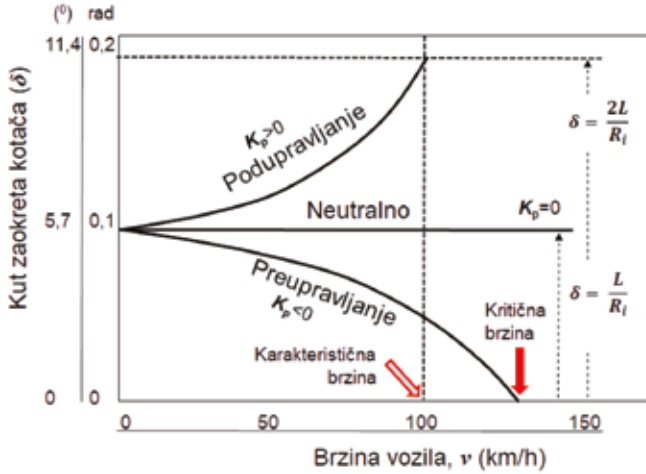
Vozilo odstupa od prvobitnog pravca kretanja i kreće se suprotno djelovanju centrifugalne sile ( $F_c$ ). Stražnji kotači više klizu od prednjih pa je potrebno dodatno „oduzimati volan“.

Za preupravljivo vozilo, slijedi kritična brzina  $v_{ov}$ :

$$v_{0n} = \sqrt{\frac{g_l}{-K_p}} \tag{8.17}$$

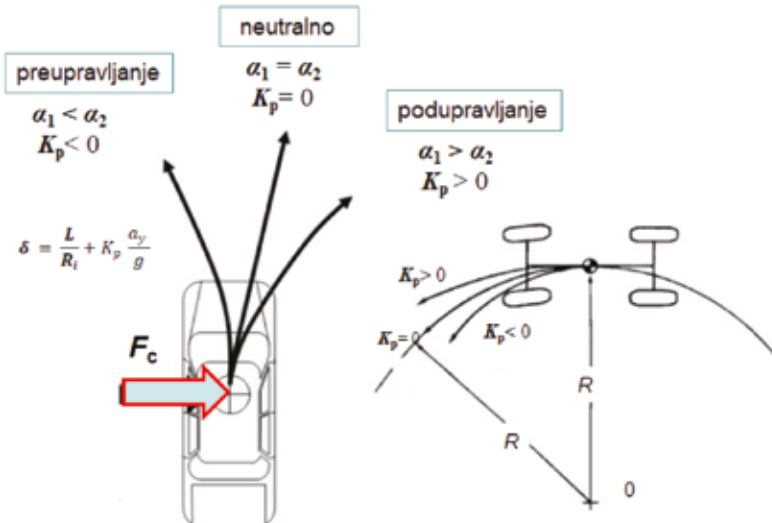
Koeficijent podupravljanja  $K_p$ , u jednadžbi ima negativan znak, pa kritična brzina upućuje na nestabilnost.

Na temelju utjecaja razlike kutova klizanja prednje i stražnje osovine  $\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$ , definirana su tri slučaja važna za sigurnost upravljanja, *slika 8.9*.



**Slika 8.9. Karakteristika stabilnosti upravljanja**

Poželjno je da vozilo bude neutralno, međutim, podupravljivo vozilo je bolje nego preupravljivo. Karakteristika neutralnog upravljanja, za određeni radijus zavoja prikazana je vodoravnom linijom, tj. vozač zadržava isti položaj upravljača. Kod prebrze vožnje, karakteristika podupravljanja u istom zavoju, prikazana je parabolom, da bi održao pravac kretanja vozač mora povećavati zakretanje upravljača. Karakteristika preupravljanja kod prebrze vožnje prikazana je degresivnom krivuljom, vozač da bi održao pravac kretanja mora smanjivati kut zakretanja upravljača, *slika 8.10*.



**Slika 8.10. Ponašanje vozila u zavoju**

### d) Utjecaj krutosti pneumatika na ponašanje vozila

Nije dobra mala bočna krutost ni prevelika bočna krutost pneumatika. Smatra se poželjnim da cestovno vozilo ima mali stupanj podupravljanja do određene razine bočnog ubrzanja, kao što je 0,4g. Sa zamjenom pneumatika mijenja se ponašanje vozila, jer pneumatici imaju značajan utjecaj na stabilnost upravljanja.

#### Primjer

Putnički automobil ima masu 2 tone i međosovinsko rastojanje 2,6 m. Statički raspored težine na prednjoj osovini iznosi 54%, a na stražnjoj osovini je 46%.

A - Ako je bočna krutost svake od prednjih radijalnih guma:  $C_{21} = C_{2d} = 40 \text{ kN/rad}$ ,  $C_{a1} = 2 \times 40 \text{ kN/rad}$ , a stražnjih guma  $C_{21} = C_{2d} = 40 \text{ kN/rad}$ ,  $C_{a2} = 2 \times 40 \text{ kN/rad}$ , treba odrediti ponašanje vozila u zavoju.

B - Ako se prednje gume zamijenjene parom krućih radijalnih guma, od kojih svaka ima krutost u zavoju  $C_{a1p} = 50 \text{ kN/rad}$ , a stražnje gume ostaju nepromijenjene, treba odrediti ponašanje vozila u zavoju.

#### Rješenje

A - koeficijent podupravljanja vozila:

$$K_p = \frac{G_1}{C_{a1}} - \frac{G_2}{C_{a2}} [\text{rad}]$$

$$K_p = \frac{20000 \times 0,54}{2 \times 40000} - \frac{20000 \times 0,46}{2 \times 40000}$$

$$K_p = 0,02 \text{ rad } (1,14^\circ)$$

Vozilo je podupravljivo ( $K_p > 0$ ), karakteristična brzina iznosi:

$$v_{un} = \sqrt{\frac{gL}{K_p}} = 36,0 \text{ m/s} = 129,6 \text{ km/h}$$

B - koeficijent podupravljanja vozila s krućim pneumaticima na prednjoj osovini:

$$K_p = \frac{G_1}{C_{a1p}} - \frac{G_2}{C_{a2}} [\text{rad}]$$

$$K_p = \frac{20000 \times 0,54}{2 \times 50000} - \frac{20000 \times 0,46}{2 \times 40000}$$

$$K_p = 0,007 \text{ rad } (-4^\circ)$$

Vozilo je preupravljivo ( $K_p < 0$ ), karakteristična brzina iznosi:

$$v_{ov} = \sqrt{\frac{gL}{-K_p}} = 60,9 \text{ m/s} = 219,4 \text{ km/h}$$

Zamjenom pneumatika samo na prednjoj osovini s krućim pneumaticima, promatrano vozilo će se u zavoju ponašati preupravljivo, odnosno nesigurno za vožnju. Zbog toga dolazi do prijevremene intervencije ESC sustava stabilnosti vozila. Dakle, kotači na prednjoj i kotači na stražnjoj osovini moraju imati jednake pneumatike, pa će se vozilo ponašati neutralno ili podupravljivo, sigurnije za kretanje. Povećanjem međuosovinskog rastojanja (L) doprinosi stabilnosti vozila.

### 8.3. Upravljanje stražnjim kotačima

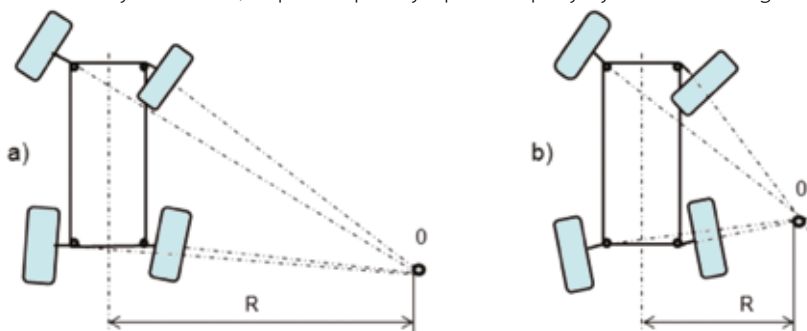
S ciljem veće stabilnosti vozila kod zaokretanja vozila koristi se uz upravljanje prednjim kotačima i dodatno upravljanje stražnjim kotačima. Stražnjim kotačima brzo se mijenja radijus zaokretanja vozila. Povećanjem radijusa smanjuje se centrifugalna sila u zavoju, što pozitivno utječe na stabilnost vozila

kod većih brzina. Radijus zaokretanja ustvari je radijus zaobilaženja koji mora biti veći od radijusa zavoja. Radijus obilaženja ( $R_0$ ) polumjer je kojim vozilo prolazi kroz zavoj.

#### **Automatsko zakretanje stražnjih kotača**

Zakretanje stražnjih kotača u odnosu na prednje kotače može zauzeti pozitivan, neutralan i negativni smjer, **slika 8.11**.

- **Kod većih brzina:** pozitivan smjer stražnjih kotača. Zakretanje stražnjih kotača odvija se u smjeru prednjih kotača pa se povećava radijus obilaženja. Radijus koji opisuje vozilo se povećava pa na vozilo djeluje manja centrifugalna sila što pozitivno utječe na stabilnost vozila, posebice pri promjeni voznih traka.
- **Kod manjih brzina:** negativan smjer stražnjih kotača, gradska vožnja, zavojite ceste, parkiranje. Zakretanje stražnjih kotača odvija se u suprotnom smjeru od prednjih kotača pa se smanjuje radijus obilaženja. Radijus koji opisuje vozilo smanjuje se, što olakšava okretljivost vozila, ali pritom postoji opasnost penjanja kotača na nogostup.



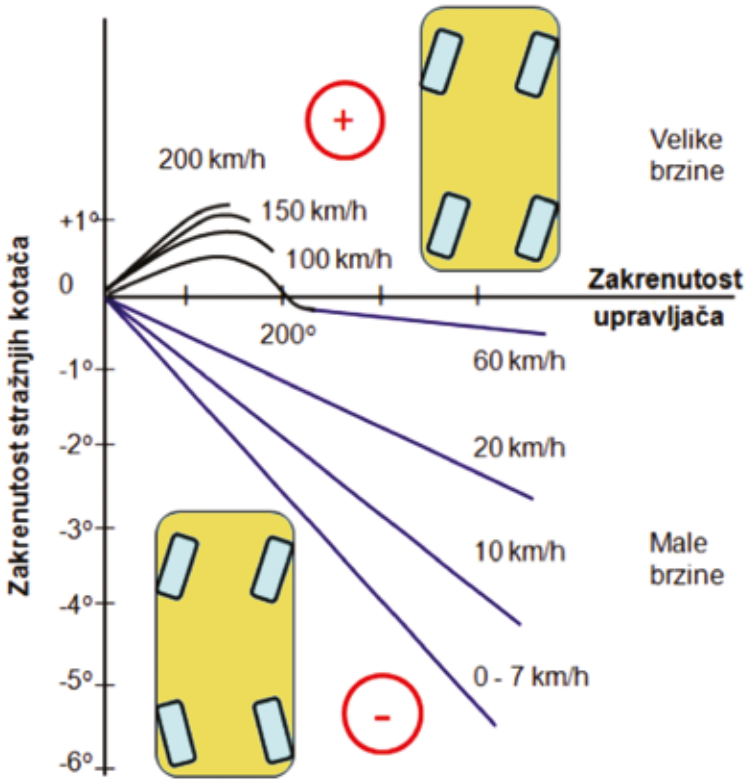
**Slika 8.11. Pozitivan smjer stražnjih kotača / a - veći radijus okretanja i negativan smjer stražnjih kotača / b - manji radijus okretanja**

#### **a) Pasivno upravljanje stražnjim kotačima**

Neka suvremena vozila koriste pasivno ili aktivno upravljanje stražnjim kotačima. *Pasivnim upravljanjem stražnjim kotačima* naziva se upravljanje kod kojega stražnji kotači vozila imaju mogućnost samoupravljanja neovisno o položaju prednjih kotača. To znači da vozila imaju posebno konstruiranu samoupravljivu stražnju osovinu kod koje stražnji kotači imaju mogućnost blagog zakretanja kada centrifugalna sila dostigne graničnu vrijednost na kojoj prijeti izbacivanje vozila iz zavoja.

**Pasivno upravljanje** temelji se na mehaničkom rješenju upravljanja stražnje osovine kada se uz pomoć poluga i deformabilnih oslonaca omogućuje zakretanje stražnjih kotača u pozitivnom smjeru za  $1^\circ$  i u negativnom smjeru za  $6^\circ$ , ovisno o brzini vozila, **slika 8.12**.

Kod velikih brzina iznad 80 km/h i malog kuta zakretanja upravljača, kut zakretanja stražnjih kotača je pozitivan i iznosi do  $1^\circ$ . Smanjenjem brzine kretanja i povećanjem kuta zakretanja upravljača do  $200^\circ$ , srednji kut zakretanja stražnjih kotača postaje negativan, tako da iznosi od 0 do  $-2^\circ$  za pad brzine od 60 na 20 km/h. Pri parkiranju vozila, kut zakretanja povećava se do  $-5^\circ$ .



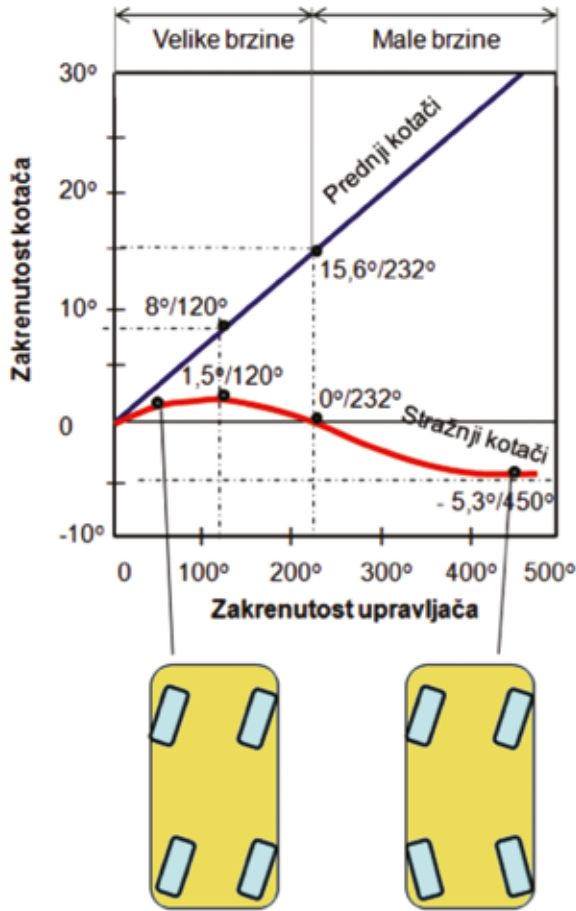
**Slika 8.12. Dijagram pasivnog upravljanja stražnjim kotačima**

Upravljanje stražnjim kotačima ima tri režima rada (moda): *suprotni*, *neutralni* i *identični* položaj kotača. Ovisno o kutu zakretanja prednjih kotača i brzini vozila, stražnji se kotači zakreću u istom (pozitivnom) ili suprotnom (negativnom) smjeru. Praktično tri režima rada su:

- **zakretanje u smjeru prednjih kotača**, pri brzinama većim od 65 km/h, zakretanje stražnjih kotača odvija se u smjeru prednjih
- **neutralno**, s brzinama od 40 do 65 km/h, pri blagom zakretanju upravljača stražnji kotači ostaju neutralni (pravocrtno kretanje)
- **zakretanje suprotno od prednjih kotača**, pri brzinama ispod 40 km/h, naglim zakretanjem upravljača stražnji kotači se zakreću do  $-3,5^\circ$  u smjeru suprotnom od smjera prednjih kotača.

#### **b) Aktivno upravljanje svim kotačima**

**Aktivno upravljanje** svim kotačima predstavlja sofisticirano upravljanje. Bit je u tome da se zakretanjem upravljača, a sukladno kutu zakretanja prednjih kotača, brzini vozila te stanja podloge, stražnji kotači zakreću u istom ili suprotnom smjeru. Takvo upravljanje u području većih i u području manjih brzina vozila prikazano je na *slici 8.13*.

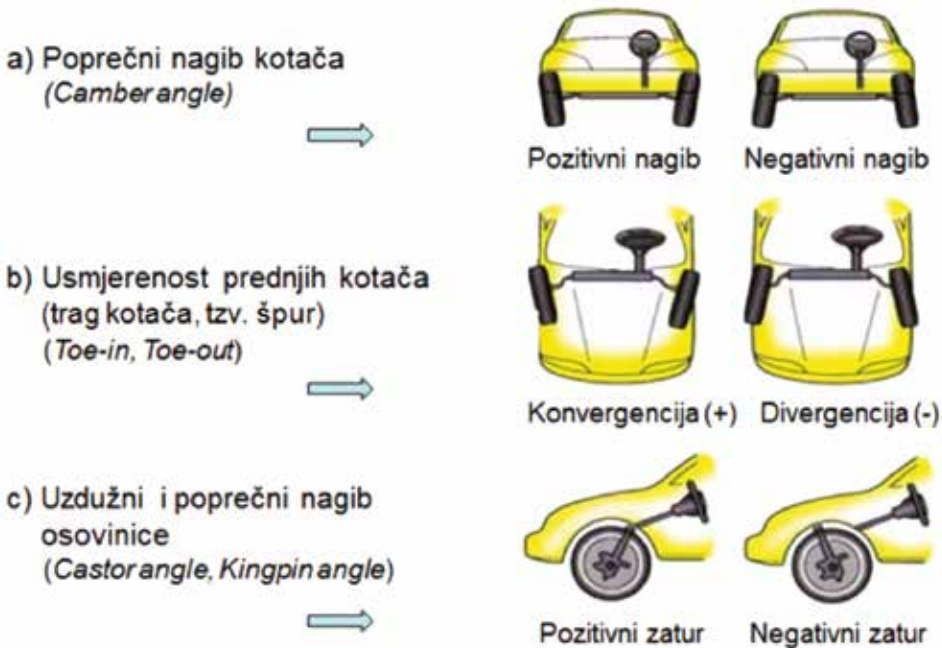


**Slika 8.13. Dijagram aktivnog upravljanja stražnjim kotačima (Honda)**

Kada centrifugalna sila dostigne graničnu vrijednost - tj. kada prijeti izlijetanje vozila iz zavoja uslijed prevelike brzine, slijedi aktivno upravljanje stražnjim kotačima. Upravljačka jedinica sustava detektira režim rada i upravlja radom elektromotora koji zakreće kotače u predviđenom smjeru. Pri zakretanju upravljača za  $120^\circ$ , prednji se kotači zakreću za  $8^\circ$  (srednji kut zakretanja), dok se pritom stražnji kotači zakreću za  $1,5^\circ$  (srednji kut). Povećavajući zakretanje upravljača za  $232^\circ$ , prednji se kotači zakreću za  $15,6^\circ$  dok stražnji kotači ostaju u neutralnom položaju za pravocrtno kretanje. Najveće zakretanje stražnjih kotača iznosi  $-5,3^\circ$  pri zakretanju upravljača za  $450^\circ$ . Uz aktivni sustav upravljanja kotačima, stabilnost vozila se postiže i integracijom s aktivnim ovjesom i pneumaticima visokih performansi.

#### 8.4. Geometrija kotača

Kotači vozila prenose *opterećenja*, *vučne sile*, *kočne sile*, *bočne sile* i *njihove momente* na podlogu. Kotači pritom moraju osiguravati sigurnost upravljanja. To se postiže prostornim postavljanjem kotača u odnosu na podlogu, tj. geometrijom kotača. Geometrijski parametri kotača su: *bočni nagib kotača*, *usmjerenost kotača* i *položaj osi zakretanja kotača*, *slika 8.14*.



**Slika 8.14. Geometrija kotača: a - bočni nagib kotača, b - usmjerenost kotača (špur), c - položaj osi zakretanja kotača**

Bočni nagib kotača osigurava dobro ležanje kotača na podlozi, a usmjerenost prednjih kotača osigurava držanje pravca kretanja vozila. Važnost uzdužnog nagiba osi zakretanja kotača (zatur) osigurava sposobnost vraćanja kotača iz zavoja u pravolinijsko kretanje. Primjerice, pri izlasku iz zavoja, upravljački kotači moraju imati sposobnost ispravljanja u pravocrtno kretanje. Kada toga ne bi bilo, kotači bi težili zauzimanju proizvoljnog pravca. To bi od vozača zahtijevalo stalnu korekciju putanje što bi uzrokovalo nesigurnost upravljanja. Isto tako, nakon izlaska iz zavoja, zbog nedostatka orijentacije, vozač ne bi mogao odmah vratiti kotače u pravocrtno kretanje. Tijekom vožnje geometrijski parametri kotača zadržavaju svoje vrijednosti zahvaljujući ovjesu ili se neznatno mijenjaju, što je od velike važnosti za upravljanje brzim vozilima.

#### 8.4.1. Bočni nagib kotača

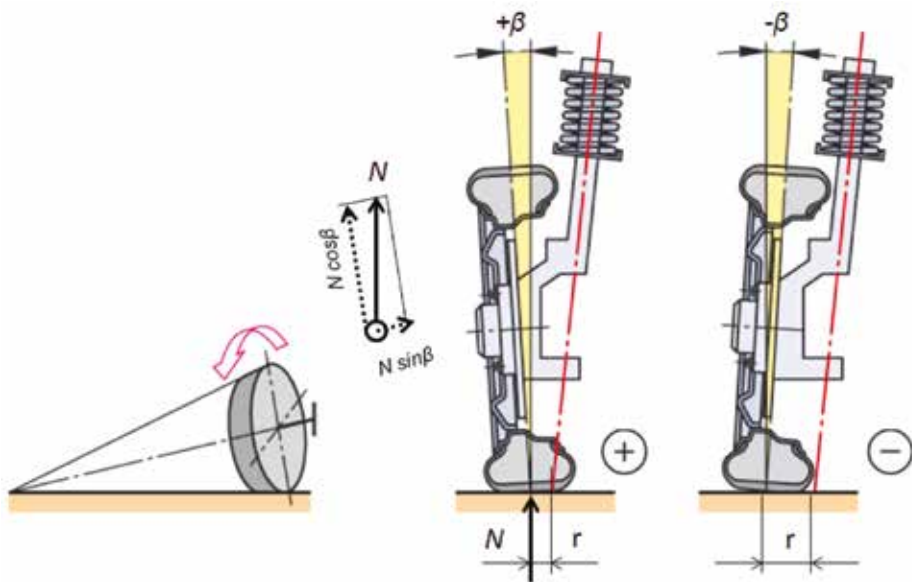
Kotači mogu imati pozitivan i negativan **bočni nagib** kotača (*poprečni nagib*), što utječe na sigurnost vođenja kotača i na radijus kotrljanja, **slika 8.15**. Pozitivan bočni nagib kotača prepoznaje se po nagutosti gornje strane kotača prema vani u neutralnom položaju upravljačkih kotača. Pozitivan nagib je uzrok **učinka stošca**, pa zbog toga kotač nastoji skrenuti u vanjsku stranu. Komponenta normalne reakcije  $N \sin \beta$  navlači kotač na osovinu vratila, anulira bočne zatore u ležaju te sprječava odvajanje kotača u slučaju popuštanja vijaka kotača.

Podizanje i spuštanje kotača uzrokuje određenu promjenu bočnog nagiba kotača.

Primjerice:

- neopterećeno vozilo:  $1^{\circ} 20'$  do  $2^{\circ}$
- opterećeno vozilo:  $0^{\circ} 40'$  do  $1^{\circ} 20'$





**Slika 8.15. Bočni nagib kotača, pozitivan (+ $\beta$ ), negativan (- $\beta$ )**

Veći pozitivan nagib uzrokuje u zavoju manje bočne sile vođenja. Međutim, smanjuje se moment otpora zakretanja kotača. Radijus kotrljanja kotača ( $r$ ) daje potreban osjećaj vozaču za svladavanje momenta otpora kotrljanja. Manji krak kotrljanja uzrokuje manji moment otpora kotrljanju kotača ( $M_k$ ). Moment otpora kotrljanja kotača s obzirom na radijus kotrljanja je:  $M_k = R_k r$ , gdje je otpor kotrljanja kotača  $R_k = f_k N$ . Negativni nagib prepoznaje se po tome što je gornja strana kotača nagnuta prema unutra.

Svojstva bočnog nagiba kotača:

1. **Pozitivni nagib kotača** (+ $\beta$ ) dobiva vrijednosti neopterećenog kotača do  $1^{\circ}30'$  (+2°). Koristi se kod prednjih upravljačkih kotača. Važno je da vodilica kotača ne dopušta prevelike promjene nagiba kotača pri njegovu pomicanju gore-dolje, što osigurava dobro prrianjanje kotača i pravilno trošenje gazećeg sloja pneumatika.
2. **Negativni nagib kotača** (- $\beta$ ) dobiva vrijednosti do  $-1^{\circ}40'$  (-2°). Obično se na stražnjim nepogonskim kotačima koristi negativan nagib. Međutim, koristi se također kod upravljačkih prednjih kotača sportskih vozila jer poboljšava bočno vođenje kotača u zavoju, ali je uzrok jačeg trošenja pneumatika na unutarnjoj strani.
3. Promjene bočnog nagiba kotača pri vožnji po pravcu trebaju biti što manje, kako se ne bi pojavile veće bočne sile. U vožnji kroz zavoj pri sabijanju opruga potrebno je pomoću prostornih vodilica ovjesa osigurati negativni bočni nagib kotača, što poboljšava bočno vođenje.

**Zaključak:** kut  $\beta$  može biti jednak nuli, jer se radijus kotrljanja ili zakretanja kotača ( $r$ ) može postići i nagibom osi zakretanja kotača ( $\alpha$ ). Međutim, tada se gubi prednost nagiba kotača koja proizlazi iz djelovanja sile  $N \sin \beta$ , koja gura kotač na osovinu. Pri pomicanju kotača gore-dolje vodilica ovjesa kotača treba spriječiti veliku promjenu nagiba kotača. Promjena nagiba kotača uzrokuje pojavu žiroskopskog momenta koji teži okrenuti kotač oko osi zakretanja kotača, izazivajući tako vibracije kotača. Međutim, zbog male vrijednosti promjene tog kuta taj se moment zanemaruje. Kombinacijom vrste ovjesa na prednjim i stražnjim kotačima može se postići podupravljljivost:  $\alpha_1 > \alpha_2$ . Prednji ovjes vozila najčešće ko-

risti neovisan ovjes s dvije poprečne vodilice. S ciljem veće podupravljalivosti vozila, prednjim kotačima se daje  $+\beta \rightarrow \alpha_1$ , a stražnjim  $-\beta \rightarrow \alpha_2$ , jer pozitivni nagib kotača povećava a negativni nagib smanjuje bočno skretanje pneumatika.

#### 8.4.2. Usmjerenost kotača (trag kotača, špur)

Upravljački kotači vozila postavljaju se s određenom usmjerenošću u pravcu kretanja, *slika 8.16*. Tako se ostvaruje bolje prihvaćanje bočnih sila i držanje pravca kretanja vozila. Ta usmjerenost kotača (*tzv.* špur) može biti konvergentna (pozitivna) ili divergentna (negativna), što ovisi o tome radi li se o pogonskim ili vođenim upravljačkim kotačima. Trag kotača, čini razliku udaljenosti između lijevog i desnog kotača u horizontalnoj ravnini ( $b = l_2 - l_1$ ), odnosno razliku kuta ( $\epsilon$ ). Kontrolira se praktično razlika udaljenosti  $b$  od jednog do drugog roga naplatka kotača. Usmjerenost kotača poništava zazole i lepršanje kotača jer zakretni momenti ( $M_z$ ) na os kotača djeluju stabilizirajuće. Nepodešenost traga kotača utječe na nejednako trošenje pneumatika i skretanje vozila.

*Suženje traga prednjih kotača (B)*

$$b = l_2 - l_1 \quad (8.18)$$

$$b = 4-10 \text{ mm}$$

*Kut suženja prednjih kotača ( $\epsilon$ )*

Pod pretpostavkom da je kut suženja mali, trag jednog kotača  $b/2$  približno je jednak dužini luka na rogu naplatka kotača ( $l_r$ ), tj.:

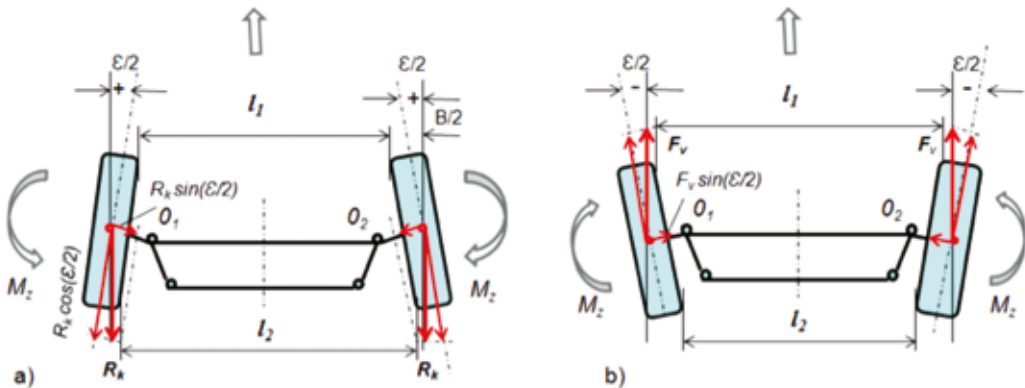
$$b/2 = l_r, \quad l_r = d \pi (\epsilon/2)/360^\circ$$

$$\epsilon = 180^\circ b / d \pi \quad [^\circ] \quad (8.19)$$

$d$  = promjer kotača u visini roga naplatka. Kako je  $\sin(\epsilon/2) = (b/2)/d$

$b/2 = d \sin(\epsilon/2)$ , uz  $b/2 = B$ ,  $\epsilon/2 = \epsilon$ , slijedi:

$$b = d \sin \epsilon \quad [\text{mm}] \quad (8.20)$$



**Slika 8.16. a - pozitivan trag upravljačkih kotača pri pogonu na stražnje kotače, b - negativan trak kotača upravljačkih kotača pri pogonu na prednje kotače**

**Pozitivan trag kotača ( $l_2 - l_1 > 0$ )**

Upravljački kotači se uslijed otpora kotrljanja  $R_k$  nastoje zaokrenuti prema van održavajući tako pravac kretanja. Koristi se kod vozila sa stražnjim pogonom i pozitivnim polumjerom zaokreta ( $+r$ ). Komponenta sile  $R_k \sin(\epsilon/2)$  djeluje na povećanje nasjedanja kotača na osovinu. Poništavaju se zazole i elastične deformacije mehanizma za upravljanje i ovjesa, a pneumatici se ravnomjerno troše.

Kotač se kotrlja pod kutom ( $\mathcal{E}/2$ ) koji zbog elastičnosti pneumatika stvara prednapon i omogućuje primanje bočne sile pri čemu vozilo ne klizi. To osigurava dobro vođenje, tako da se vozilo samostalno usmjerava u pravcu kretanja. Zakretni momenti  $M_z$  s obzirom na os rotacije kotača  $\theta_1$  i  $\theta_2$  djeluju u istom smjeru pa se postiže sigurnost upravljanja.

#### Negativan trag kotača ( $l_2 - l_1$ ) > 0

Upravljački kotači se uslijed djelovanja vučne sile  $F_v$  nastoje zakrenuti prema unutra, održavajući tako pravac kretanja vozila. Koristi se kod vozila s prednjim pogonom koja imaju negativan polumjer zaokreta ( $-r$ ). Komponenta vučne sile  $F_v \sin(\mathcal{E}/2)$  daje sigurnost nasjedanja kotača na osovinu. Zakretni momenti  $M_z$  s obzirom na os rotacije kotača  $\theta_1$  i  $\theta_2$  djeluju u istom smjeru pa je tako postignuta sigurnost upravljanja.

### 8.4.3. Položaj osi zakretanja kotača

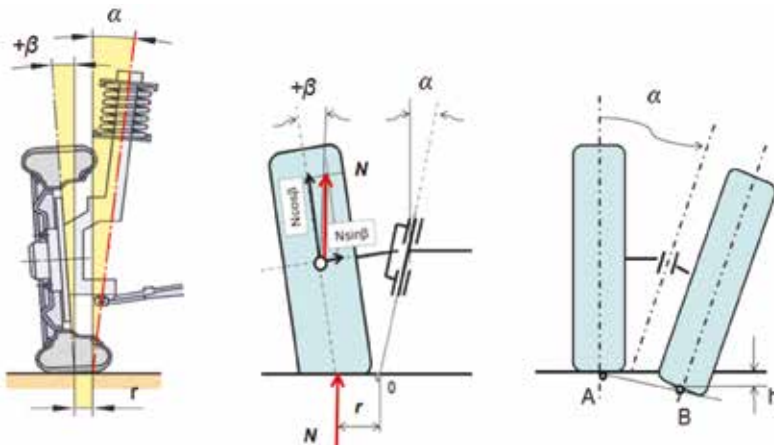
Na temelju položaja osi zakretanja kotača, postižu se stabilizacijski efekti vožnje. To su sljedeći parametri:

- poprečni nagib osi ( $\alpha$ ,  $r$ ), slika 8.17., slika 8.18.
- uzdužni nagib osi, tzv. zatur ( $\gamma$ )

#### a) Poprečni nagib osi zakretanja kotača

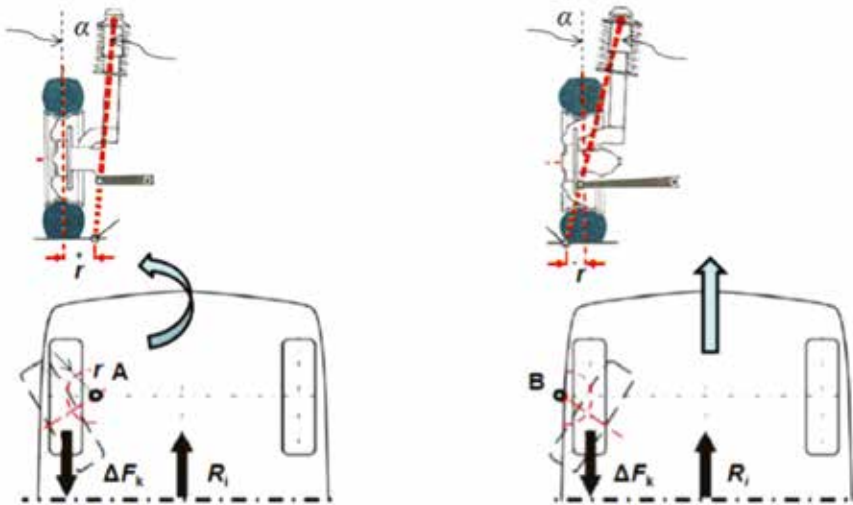
Poprečni nagib osi vođenja kotača iznosi,  $\alpha = 4^{\circ}$ - $16^{\circ}$ . Svojstva tog bočnog nagiba osi zakretanja kotača su:

1. Zakretanje kotača kod **MacPersonove** vodilice vrši se oko osi gornje i donje točke. Obje točke zakretanja kotača se nalaze pod kutem ( $\alpha$ ). Nagibi osi kotača i kotača ( $\alpha + \beta$ ) obrazuju kut koji se pri sabijanju i razvlačenju opruge amortizera ne mijenja po veličini, ako se kut  $\alpha$  smanjuje, povećava se kut  $\beta$ .
2. Poprečni nagib osi zakretanja kotača uzrokuje efekt podizanja prednjeg kraja vozila. Zaokret kotača za  $180^{\circ}$  uzrokuje ustvari „spuštanje“ kontaktne točke s tlom, prodora  $h$ . Kako se točka oslonca ne može spuštati niže od tvrde površine, zaokret kotača dovodi do podizanja prednjeg kraja vozila, a time do *težinskog stabilizirajućeg momenta*, jer dodatna težina povećava prijanjanje prednje osovine, slika 8.17. Prema tome, rad podizanja vozila na visinu  $h$  naziva se stabilizirajućim momentom.



Slika 8.17. Poprečni nagib osi zakretanja kotača ( $\alpha$ ),  $r$  - radijus zaokreta kotača,  $h$  - visina podizanja kotača

3. **Težinski stabilizirajući moment** ne ovisi o brzini kretanja vozila.
4. Ovisno o tome ima li os zakretanja prodor unutar kotača ili izvan kotača, **slika 8.18.**, razlikuje se **pozitivan**, **neutralan** i **negativan radijus zaokreta** ( $+r$ ;  $-r$ ), jer pri zakretanju oko te osi kotač opisuje kružni luk određenog radijusa zaokreta.
5. Kod pozitivnog radijusa zaokreta kotača, sila kočenja nastoji skrenuti kotač prema van ( $r = 10-25$  mm). Ako se kotači vozila nalaze na podlogama različite kvalitete, vozilo će vući na stranu onoga kotača koji ima veću kočnu silu. Zato se nastoji održati manji radijus zaokreta kako bi vanjske sile manje utjecale na upravljanje. Kod neutralnog radijusa ( $r = 0$ ) najmanji su otpori kotrljanja, pa neravnine na cesti mogu lako zakrenuti kotače, stoga je vozilo sklono vrludanju i zanošenju.
6. Negativan radijus zaokreta ima više prednosti ali ga je teže ostvariti s obzirom na to da zahtijeva veći nagib osovine i veću dubinu felge ( $r = 10-25$  mm). Važna prednost pokazuje se prilikom kočenja, **slika 8.18.** U slučaju da postoji razlika u silama kočenja lijevog i desnog kotača, **negativan radijus okretanja omogućuje bolje zadržavanje pravca na skliskim cestama**. Kako se iz slike vidi kod pozitivnog radijusa, sila inercije i razlika sile kočenja ( $\Delta F_k$ ) stvaraju moment oko točke hvatišta **A** koji još više zanosi vozilo u stranu na kojoj je veća sila kočenja. Nasuprot tome, kod negativnog radijusa, momenti sile inercije i razlike sile kočenja ( $\Delta F_k$ ) oko točke hvatišta **B** smanjuju se ili poništavaju, pa vozilo zadržava pravac kretanja (*Audi 80*,  $r = -18$  mm).



**Slika 8.18. Stabilnost vozila kod pozitivnog i negativnog radijusa zaokreta**  
**A** - hvatište pozitivnog radijusa (nesigurno kočenje), **B** - hvatište negativnog radijusa (sigurnije kočenje),  $r$  - radijus zakreta,  $R_i$  - sila inercije pri kočenju,  $\Delta F$  - razlika sile kočenja

### **b) Uzdužni nagib osi zakretanja kotača ( $\gamma$ ), zaturn**

Uzdužni nagib osi zakretanja ( $\gamma$ ), čini kut između vertikalne osi kotača i osi zakretanja kotača, **slika 8.19.** Na podlozi je prikazan kao krak  $b$ , ispred ili iza vertikalne osi kotača, tzv. zaturn:

$$\operatorname{tg} \gamma = b / r_d, \quad \gamma^0 - \text{zatur } (^{\circ}), \quad b - \text{zatur (mm)}$$

$$b = r_d \operatorname{tg} \gamma \quad (8.21)$$

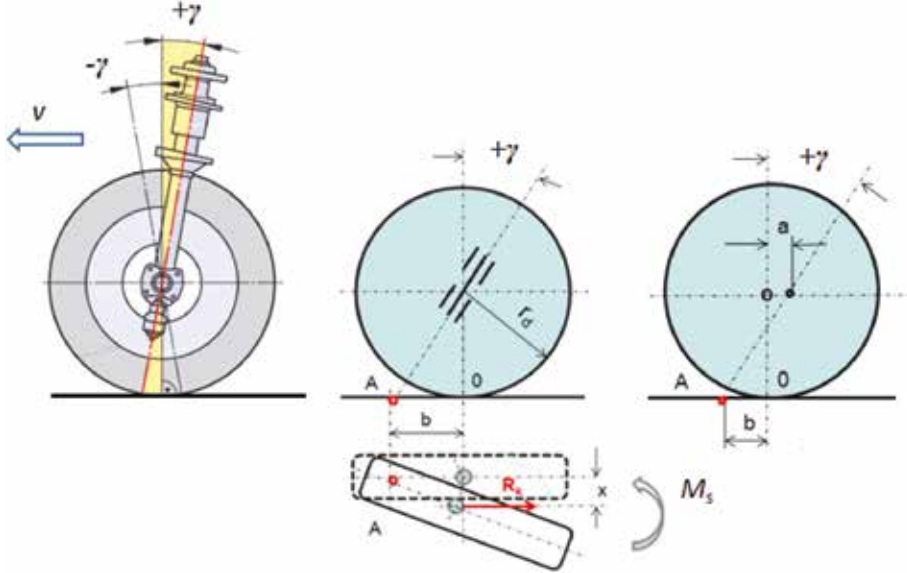
Podizanje i spuštanje kotača uzrokuje određenu promjenu zatura kotača.

Primjerice, kod lakog vozila:

- neopterećeno vozilo:  $1^{\circ} 25'$  do  $2^{\circ}$
- opterećeno vozilo:  $2^{\circ}$  do  $2^{\circ} 30'$

Positivan i negativan zatur

Pozicija točke prodora osi može biti ispred ili iza kotača, pa se prema tome razlikuje *pozitivan* i *negativan* osni nagib. Pri zakretanju kotača formira se krak koji sa silom otpora kotrljanja stvara moment vraćanja kotača. Uzdužni osni nagib omogućuje dakle, pri vožnji sposobnost ispravljanja kotača pri izlazu iz zavoja, odnosno povratak kotača u položaj za pravocrtno kretanje.



**Slika 8.19. Uzdužni nagib osi zakretanja kotača ( $\gamma$ ,  $b$ )  $M_s$  - moment ispravljanja kotača,  $R_k$  - otpor kotrljanja kotača,  $A$  - hvatište uzdužnog osnog nagiba,  $b$  - zatur ( $\gamma^0$ ),  $x$  - krak**

Moment ispravljanja kotača:

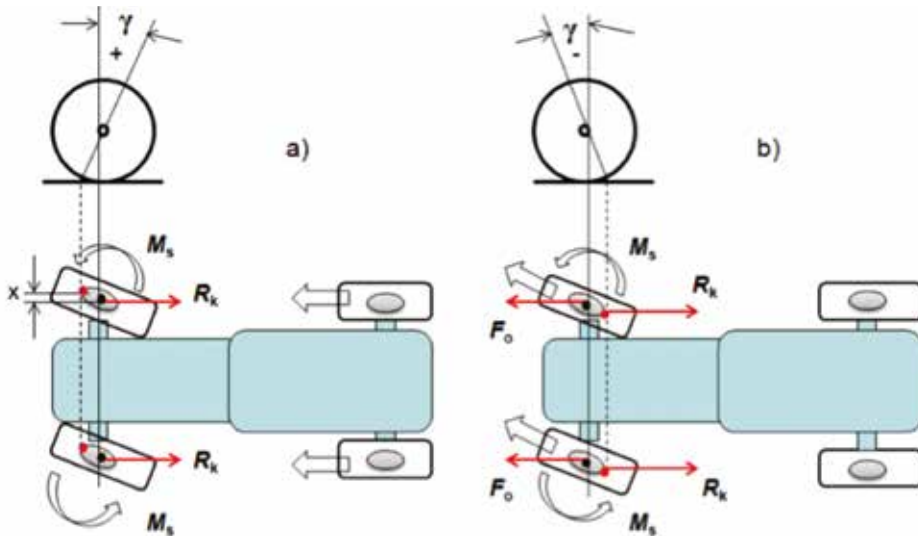
$$M_s = R_k x \quad (8.22)$$

$$R_k = f_k N, \quad N = G_k, \quad x - \text{krak sile}$$

Moment se regulira manjim ili većim zaturom ( $b$ ). Također, zatur se može mijenjati pomicanjem osi kotača za razmak „ $a$ “, *slika 8.19. desno*. Dakle, uzdužni osni nagib pri izlasku iz zavoja olakšava vođenje kotača poništavajući izbačeni krak  $x$ . Ulazak u zavoj uzrokuje pojavu centrifugalne sile, pa se taj moment koji vraća kotač u položaj pravocrtnog kretanja naziva *brzinski stabilizirajući moment*.

Svojstva zatura kotača su:

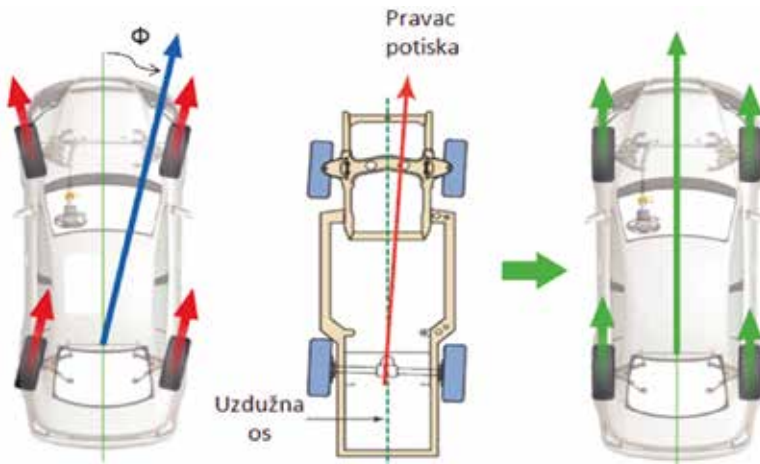
1. Što je veći uzdužni osni nagib upravljanje vozilom po pravcu je lakše, a skretanje teže. Po principu djelovanja često se uspoređuje s nagibom osovine „kolica za posluživanje“. Os kotača nalazi se iza točke prodora ( $A$ ), a kako ta točka hvatišta „vuče kotač“ tako se kotač nastoji okretati u ravnini koja prolazi tim hvatištem.
2. Pozitivni osni nagib stavlja se kod putničkih vozila sa stražnjim pogonom, *slika 8.20.*, tj. kada je prednja osovina manje opterećena (kod motocikla zatur kotača uvijek je pozitivan). Negativni osni nagib stavlja se kotačima s prednjim pogonom. Ako je vučna sila jednaka sili otpora ( $F_v = R_k$ ), slijedi moment ispravljanja  $M_s = F_v x$ .



**Slika 8.20. Samoispriavljanje kotača uslijed uzdužnog nagiba osi vođenja kotača**  
**a - pozitivan nagib osi (pogon na stražnje kotače) b - negativan nagib osi (pogon na prednje kotače)**

#### 8.4.4. Centriranje stražnjih kotača

Pravac kretanja stražnjih kotača ima bitan utjecaj na sigurnost kretanja vozila. Stoga se kontrolira njihova centriranost s uzdužnom osi vozila, tzv. *kut potiska* (*Thrust Angle*,  $\Phi$ ), odnosno pravac potiska, **slika 8.21**. *Kut potiska* čini kut između pravca potiska stražnjih kotača i pravca uzdužne osi vozila. Ako postoji *kut potiska*, upravljač nije centriran, a vozilo će imati „pasji trag“. Necentriranost stražnjih kotača uzrokuje skretanje stražnjeg dijela vozila. Ako je pravac potiska desno (+) od uzdužne osi, vozilo se povlači lijevo; kada je pravac potiska lijevo (-) od uzdužne osi, vozilo se povlači desno. Pojava *kuta potiska* je obično uzrokovana promjenom položaja stražnje osovine i opruga, zatim kutovima stražnjih kotača, ili uslijed oštećenja vozila. Iako trag prednjih i stražnjih kotača najčešće nisu jednaki to ne utječe na **kut potiska**. Kod dobre centriranosti kotača nema *kuta potiska* ili je kut vrlo malih vrijednosti što omogućuje dobro držanje pravca kretanja. Minimalne vrijednosti *kuta potiska* stražnjih kotača pokazuje dobro držanje pravca.

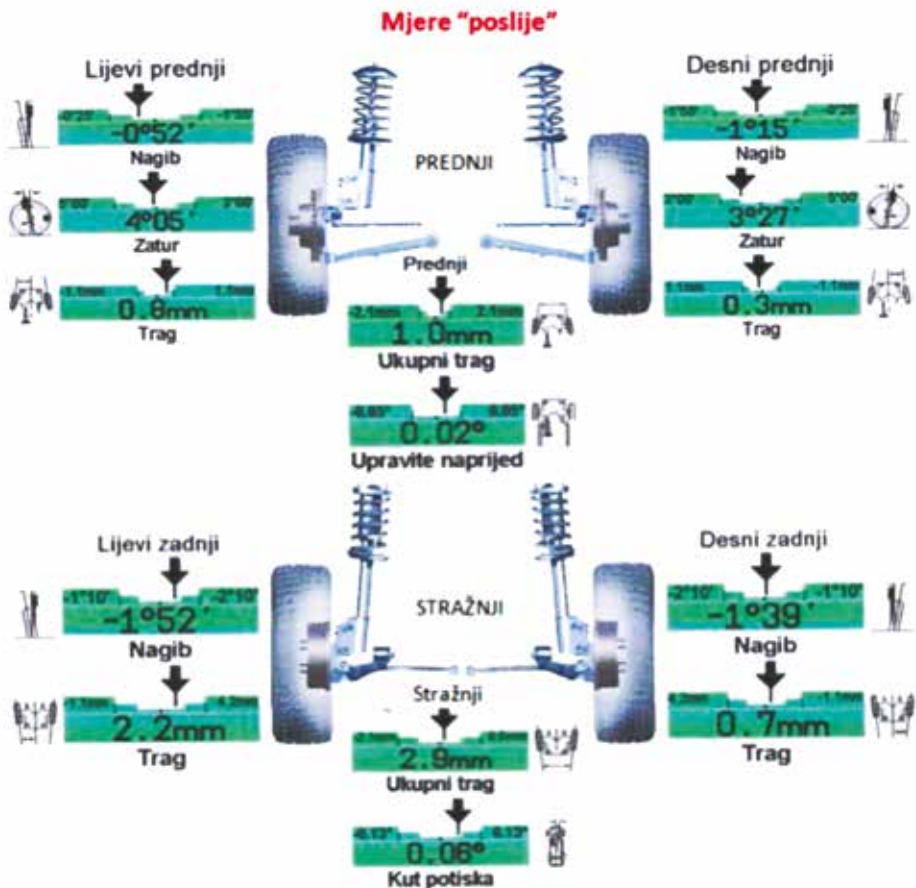


**Slika 8.21. Shema kontrole centriranosti kotača vozila (kut potiska / pravac potiska)**

## Zaključak

Geometrijski parametri kotača: *bočni nagib kotača, usmjerenost kotača i položaj osi zakretanja kotača* međusobno se usklađuju kako bi se postiglo sigurno upravljanje vozilom. Stajna površina vozila ispod kotača (razmak osovina, trag kotača) mora biti centrirana s obzirom na uzdužnu os vozila.

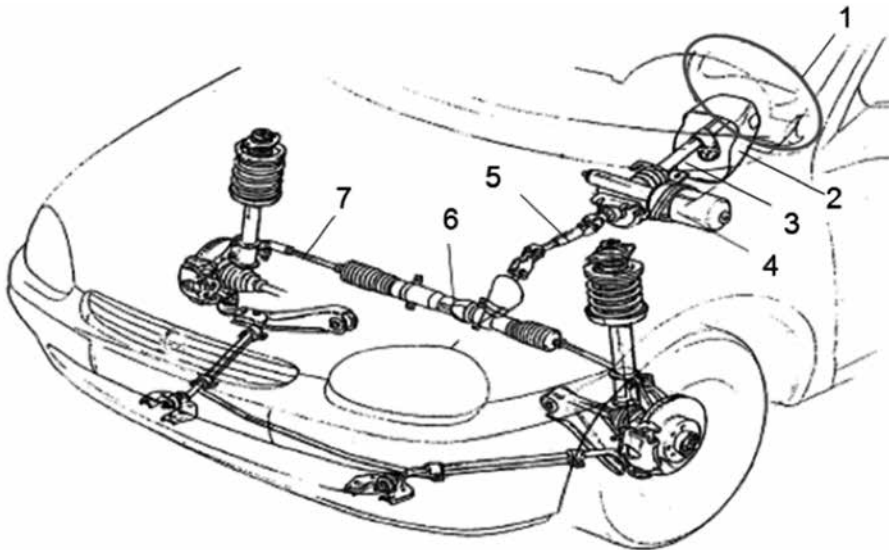
Geometrija kotača i stajna površina može se poremetiti prilikom udara kotača o kolnik ili naleta na cestovnu rupu te prometnim nezgodama. Netočnost geometrije kotača primjećuje se kada se vozilo zanosi udesno ili ulijevo, ili kod nepravilnog trošenja guma. Koristi se računalna oprema za dijagnostiku geometrijskih parametara kotača. Kontrolira se postojeće stanje (mjere „prije“) i nakon podešavanja (mjere „poslije“). Na *slici 8.22.* prikazana je suvremena kontrola geometrijskih parametara kotača: *kutovi nagiba, zatur, trag kotača i kut potiska*. Podešavanje traga kotača izvodi se na sponi upravljača. Bočni nagib kotača i položaj osi zakretanja kotača je obično fiksno, a vrijednosti ovise o istrošenosti dijelova.



*Slika 8.22. Kontrola geometrijskih parametara prednjih i stražnjih kotača (zeleno - dopuštene vrijednosti / Opel Astra-G, HUNTER oprema)*

## 8.5. Konstrukcija uređaja za upravljanje

Uređaj za upravljanje osigurava lakoću upravljanja i držanje pravca kretanja vozila. Može se prilagoditi vozaču po visini i dubini, te pasivnoj zaštiti vozača u slučaju sudara. Glavni dijelovi toga uređaja su: upravljač, stup upravljača, zglobno vratilo, glava upravljača i spona, *slika 8.23*.

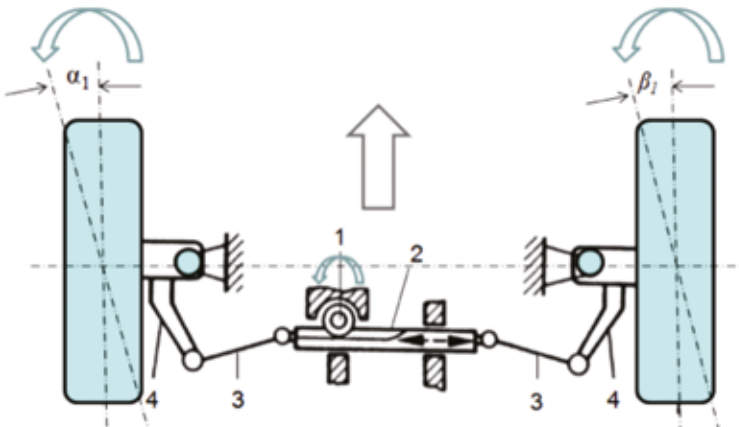


**Slika 8.23. Shema uređaja za upravljanje**

1 - upravljač, 2 - zračni jastuk, 3 - stup upravljača, 4 - elektromotor s reduktorom,  
5 - zglobno vratilo, 6 - glava upravljača (zupčanik, zupčasta letva), 7 - spona

### Prijenosni omjer mehanizma

Važno je održavanje odmjerene sile na upravljaču, približno istog uloženog rada. Sila na upravljaču ovisi o momentu otpora zaokretu kotača ( $M_k$ ) i prijenosnom omjeru od upravljača do kotača ( $i_{mu}$ ). Otpor zaokretu ovisi o opterećenju kotača, stanju pneumatika i podloge. Veći prijenosni omjer smanjuje silu na upravljaču, a polužni mehanizam čini sporijim. Kod većeg omjera potrebno je više okretaja upravljača za isti otklon kotača. Zato se koriste mehanizmi s konstantnim i promjenjivim prijenosnim omjerom. Shema mehanizma upravljanja sa zupčastom letvom prikazana je na *slici 8.24*.

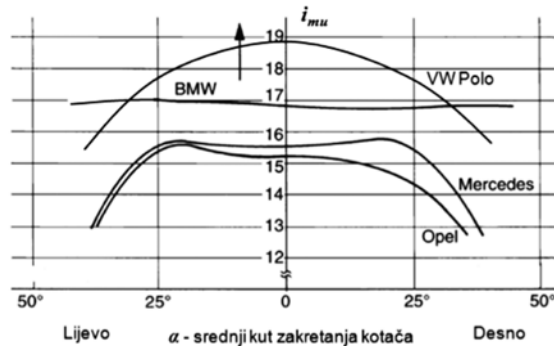


**Slika 8.24. Shema mehanizma upravljanja sa zupčastom letvom**

1 - pogonski zupčanik, 2 - zupčasta letva, 3 - spona, 4 - kutna poluga



Promjena prijenosnog omjera kod mehanizma klasične zupčaste letve ( $i_{mu}$ ), prema zaokretu kotača ( $\alpha$ ) kod osobnih vozila, prikazana je na *slici 8.25*. S većim kutom zakreta kotača, pada prijenosni omjer što otežava upravljanje. Međutim, promjena omjera može se konstrukcijom prijenosnika prilagođavati potrebnoj sili upravljanja na upravljaču. Za najčešće kutove zakreta kotača (do  $\alpha=20^\circ$ ) prijenosni omjer održava se približno konstantnim ( $i_{mu} = 15-19$ ).

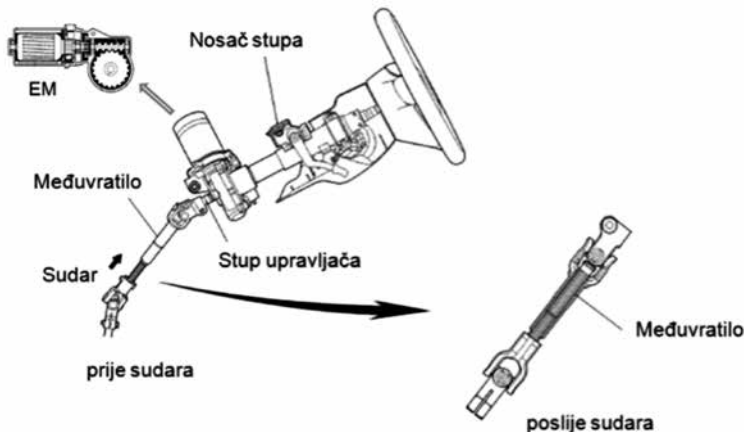


Slika 8.25. Promjena prijenosnog omjera sa zakretanjem kotača (lijevo, desno)

## 8.5.1. Upravljački mehanizam

### a) Sigurnosni elementi upravljača

U slučaju čelnog sudara, *sigurnosni stup upravljača* sprječava prodiranje upravljača u putnički prostor. Sigurnosni se stup pri sudaru uvlači i deformira te tako smanjuje mogućnost ozljede vozača, *slika 8.26*. Postoji više vrsta sigurnosnih stupova: *teleskopski*, *zglobni stup*, *višedijelni stup* i *mrežasti stup*. Teleskopski stup se pri sudaru skraćuje uvlačenjem kardanskog međuvratila ili kliznog vratila, zglobni stup se skraćuje lomom, a mrežasti stup se deformira. Najprije se skraćuje međuvratilo, zatim nastaje lom stupa upravljača.



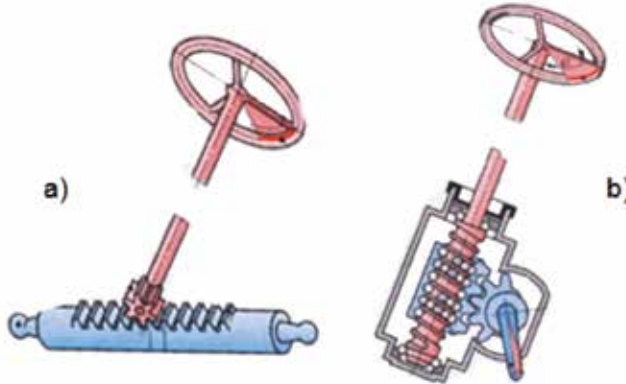
Slika 8.26. Stup upravljača

*Zračni jastuci* u kombinaciji sa sigurnosnim pojasevima zaštićuju vozača i putnike od mogućih ozljeda. Nekoliko milisekundi nakon sudara, na temelju signala senzora usporenja (30-50)g, upravljačka jedinica pirotehnički aktivira zračni jastuk. Zračni jastuci izbacuju se iz svojih skrivenih odjeljaka upravljača, apsorbirajući udarac tijela. Bočni zračni jastuci mogu biti smješteni u oblogama vrata ili na vanjskom rubu prednjih sjedala.

## b) Prijenosni mehanizam

Prijenosni mehanizam upravljača čini: kardan upravljača, glava upravljača i polužni mehanizam. Kardan upravljača omogućuje prijenos okretnog momenta od stupa upravljača do glave upravljača. Postoji veći broj prijenosnika glave upravljača, kao što su, *zupčasta letva*, *vretenasti*, *vijčani* i *pužni prijenosnik*. Najčešći prijenosnici glave upravljača su tipa *zupčaste letve* i *vretenastog prijenosnika*, **slika 8.27**.

Glava upravljača sa *zupčastom letvom* je prijenosnik koji pretvara kružno zaokretanje upravljača u translatorno kretanje zupčaste letve, zatim to pravolinijsko gibanje pretvara u zakretanje kotača. Takav prijenosnik treba biti povratan (tj. nepotpuno samokočiv), kako bi vozač imao osjećaj otpora zakretanju vozila.



**Slika 8.27. Glave upravljača: a - zupčasta letva, b - vretenasti prijenosnik**

Vretenasti prijenosnik s kugličnim navojnim vretenom koristi se kod težih vozila. Vanjska strana matice vretena izrađena je u obliku zupčaste letve, koja je u zahvatu sa segmentnim zupčanikom i polugom sponе. Okretanjem vratila upravljača pomiče se matica uzduž vijka. Kuglice posreduju u prijenosu sile između vijka i matice. Time se znatno smanjuje sila trenja i trošenje, a prijenos kretanja je znatno olakšan.

### Prijenosnik tipa zupčaste letve

Kod osobnih vozila najčešće se koristi prijenosnik tipa zupčaste letve: s *konstantnim omjerom* (*ravni zupci*), s *varijabilnim omjerom* (*ravni zupci*) ili s *progresivnim omjerom* (*kosi zupci*). Glava upravljača sastoji se od pogonskog zupčanika i zupčaste letve. Okretanjem upravljača, odnosno pogonskog zupčanika, aksijalno se, lijevo ili desno pomiče zupčasta letva koja dalje pokreće sponе i zakreće kotače. Zupčasta letva zauzima položaj poprečne sponе četverokuta u trapezu upravljanja. Na krajevima letve nalaze se kuglasti zglobovi sponа.

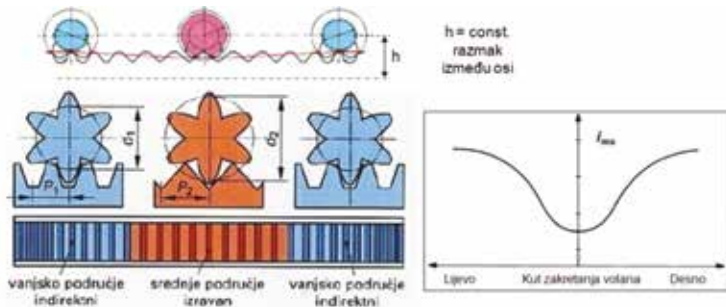
Kod uređaja s *konstantnim prijenosnim omjerom zupčaste letve*, što se upravljački kotači više zakreću - stvaraju veći otpor, a otpor zakretanja upravljača istodobno postaje sve teži. Kako bi se ta pojava korigirala, koriste se *zupčaste letve s varijabilnim prijenosnim omjerom*. Da bi se pri zakretanju povećavao prijenosni omjer, smanjuje se korak zupčastog para, čime se omogućuje lakše zakretanje upravljača, ali je zato potrebno više okretaja upravljača da se postigne krajnja pozicija.

### 8.5.2. Varijabilna zupčasta letva

*Varijabilni prijenosnik* tipa zupčaste letve razvila je ZF tvrtka. Zupčasta letva je izvedena s promjenjivim korakom zubaca koja pruža varijabilni prijenosni omjer. Tako se svladava povećani otpor pri zakretanju kotača (ulijevo, udesno), odnosno održava konstantni napor vozača. **slika 8.28**. Nema potre-

be za ugradnju vanjskog servouređaja. Osim toga, prednosti promjenjivog prijenosa je brži povratak kotača u središnji položaj, kao i manji napor vozača pri parkiranju vozila.

Zupčasta letva izvedena je s različitim korakom ravnih zubaca. U središnjem dijelu letve korak zubača je veći nego na bočnim stranama letve. To uzrokuje okretanje pogonskog zupčanika na dva različita promjera  $d_1$  i  $d_2$ . Put  $S_1$  kraći je od puta  $S_2$  pa se kotači više zakreću i zbog toga se prijenosni omjer na manjem koraku povećava. Porast prijenosnog omjera prati održavanje konstantne sile na upravljaču ( $F_u$ ). Zaokreti u središnjem dijelu ne izazivaju veće zaokrete kotača, što osigurava sigurnost držanja pravca pri većim brzinama. Kod letvi konstantnog omjera upravljač se duže zakreće istom silom (npr. 40 N), a kod letvi varijabilnog omjera volan se kraće zakreće ali s većom silom (npr. 140 N), tako da je uloženi rad približno isti.



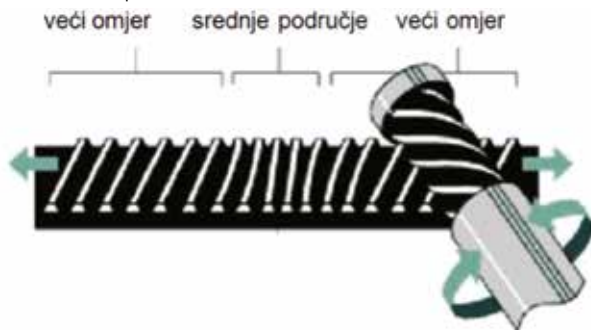
Slika 8.28. Promjena prijenosnog omjera varijabilne zupčaste letve s ravnim zupcima

### 8.5.3. Progressivna zupčasta letva

Kako bi se kod zaokretanja upravljača smanjila sila i put okretanja, pogonski zupčanik i zupčasta letva izvode se kao **progressivni prijenosnik** s kosim promjenjivim ozubljenjem i nagnutom osi pogonskog zupčanika, *slika 8.29*. Prednosti tog ozubljenja u odnosu na ravno ozubljenje jest to što njihovo opterećenje može biti veće jer zupci postupno ulaze u zahvat koji se širi po cijeloj širini zubača, a u zahvatu se istovremeno nalazi veći broj zubača, tako da je rad tiši.

Princip rada progresivnog prijenosnika (zupčaste letve)

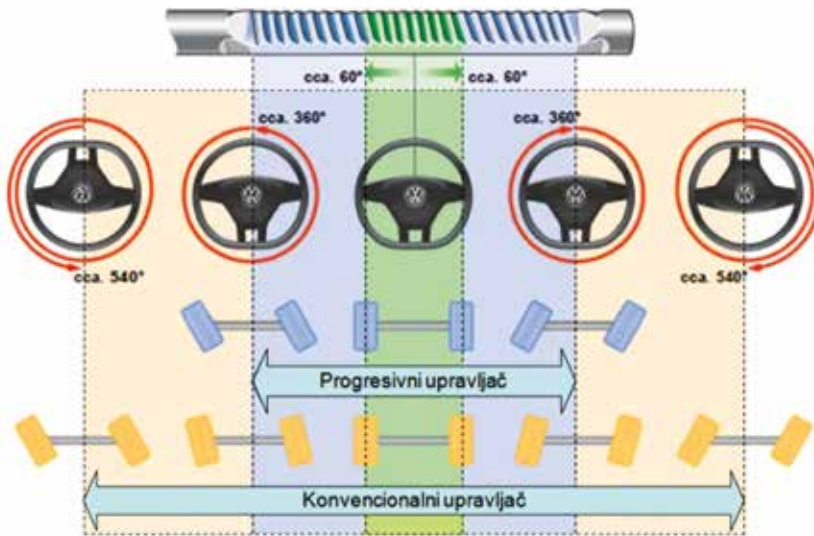
- kod pravolinijske vožnje koso postavljen pogonski zupčanik upravljača nalazi se na srednjem području zupčaste letve
- u zavoju pogonski se zupčanik nalazi na kosom ozubljenju, povećava se prijenosni omjer, smanjuje se sila na upravljaču, put okretanja upravljača je manji, a zupčasta letva dobiva veći pomak.



Slika 8.29. Shema progresivnog zupčastog prijenosnika

S kosim varijabilnim ozubljenjem zupčastog para i nagnutom osi pogonskog zupčanika prijenosni omjer se u zavoju progresivno povećava pa je put zakretanja upravljača kraći, a zupčasta letva prolazi veći put, **slika 8.30.**, kako slijedi:

- kod *upravljača s konstantnim prijenosnim omjerom (konvencionalni upravljač)* vozaču je potreban 1,5 okretaj upravljača kako bi dostigao graničnik hoda (lijevo, desno), odnosno maksimalni kut upravljača iznosi  $1080^\circ$ .
- kod *upravljača s progresivnim prijenosnim omjerom*, vozaču je potreban samo jedan okretaj upravljača ( $360^\circ$ ) kako bi dostigao graničnik hoda upravljača (lijevo, desno), odnosno maksimalni kut okretanja upravljača iznosi  $720^\circ$ ; *progresivni upravljač* prikladan je za sportska vozila i zavojite ceste jer konstrukcija brzog odziva omogućuje izravniji i „agresivniji“ zaokret vozila.



**Slika 8.30. Karakteristike upravljanja s konstantnim i progresivnim upravljačem**

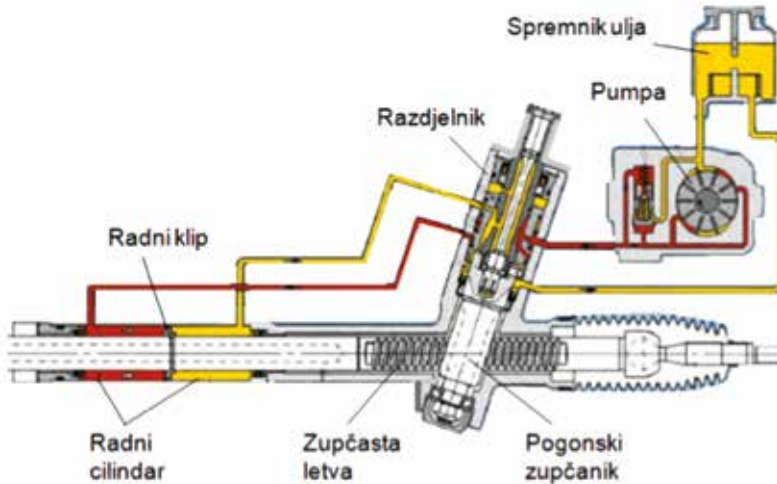
#### 8.5.4. Servouređaj upravljača

Uređaj za upravljanje oprema se servouređajem u sklopu glave upravljača ili na vratilu upravljača koji vozaču dodatno olakšava upravljanje, osobito kod teških vozila. Na osobnim vozilima koriste se slijedeće vrste servouređaja: *hidraulički, elektrohidraulički i elektromehanički*. Prema tom principu povećanja sile na upravljaču, dobiva se naziv: *hidraulički servouređaj, elektrohidraulički servouređaj i elektromehanički servouređaj*.

Osnovni zadatak servouređaja je smanjenje sile na kolu upravljača. Prilikom parkiranja vozila, sila se smanjuje sa 100 do 150 N na samo 25-35 N. Klasični servouređaj koristi princip hidraulike u glavi upravljača, zatim slijedi postupni razvoj i prijelaz na električne servouređaje. To je posljedica razvoja sustava koji troše manje potrošnje snage motora i ekološke prihvatljivosti. Aktivno upravljanje ima napredniji servouređaj, koji se radi sigurnijeg upravljanja povezuje se s aktivnim sustavom stabilnosti vozila (ESC). Upravljanje je s većim prijenosnim omjerom na manjim brzinama je direktnije odnosno progresivnije, a pri većim brzinama prijenosni omjer je manji pa je upravljanje indirektnije. U slučaju otkaza servouređaja, vozač može i dalje upravljati vozilom ali otežano, jer uvijek postoji mehanička veza upravljača i kotača.

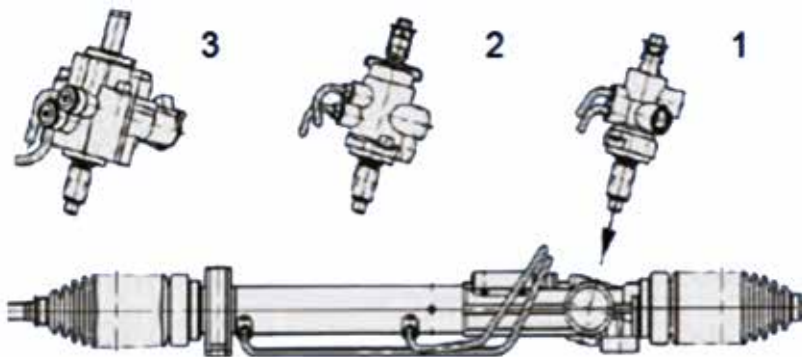
### 8.5.5. Hidraulički servouređaj

Na *slici 8.31.* prikazan je hidraulički servouređaj sa zupčastom letvom i nagnutim položajem pogonskog zupčanika, integrirani hidraulički radni cilindar, upravljački ventil i krilna pumpa. Kućište u kojem je smještena zupčasta letva s kosim zupčanicima ujedno je i radni cilindar podijeljen klipom na dva radna prostora. Upravljački ventil može biti različit, a najčešći je rotacijski razdjelnik. Utori ventila spojeni su kanalima koji vode do krilne pumpe i oba radna prostora cilindra. Uslijed opterećenja ulazno vratilo zakreće se ulijevo ili udesno u odnosu na profiliranu čahuru. Mijenja se položaj upravljačkih utora i otvaraju se izlazi stlačenog ulja prema radnom cilindru. Stvorena hidraulična sila pomaže mehaničkoj sili pogonskog zupčanika na zupčastoj letvi.



**Slika 8.31. Hidraulički servouređaj sa zupčastom letvom (ZF Lenksysteme)**

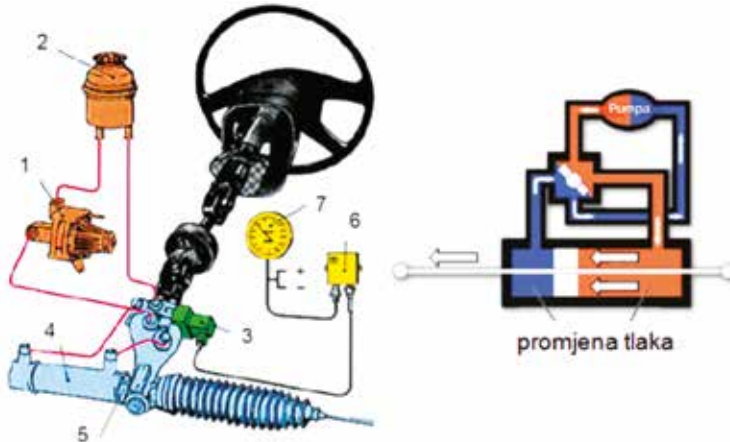
Zupčasta letva može biti opremljena jednim od više tipova hidrauličkih razdjelnika, *slika 8.32.* Za manji prostor i manji protok ulja - koristi se kompakt razdjelnik (1), standardni razdjelnik (2) koristi se za relativno velike protoke, a napredni **Servotronic** (3) koristi se za elektroničko upravljanje na temelju brzine vozila. Stalan pogon pumpe za rad hidrauličkog uređaja uzrok je većoj potrošnji goriva te otvara pitanje korištenja hidrauličnog ulja (radi zaštite okoliša).



**Slika 8.32. Upravljački prijenosnik s tri tipa hidrauličkih razdjelnika**

### 8.5.6. Elektrohidraulički servoureađaj - Servotronic

*Servotronic* je elektronički vođeni hidraulički upravljač kod kojega dodatna hidraulička sila ovisi samo o brzini vozila, *slika 8.33*. Pri malim brzinama (do 20 km/h) elektromagnetni ventil je otvoren, u hidrocilindru djeluje veći radni tlak, pa je okretanje upravljača lagano. Pri većim brzinama upravljačka jedinica (ECU) smanjuje dotok ulja hidrauličkom cilindru, jer okretanje upravljača ne traži veći napor. Upravljač ne dopušta prelazno okretanje kotača i vrludanje vozila.



**Slika 8.33. Elektrohidraulički servoupravljač, Servotronic ZF**

1 - elektrohidraulička pumpa, 2 - spremnik ulja, 3 - elektromagnetski ventil, 4/5 - hidrocilindar sa zupčastom letvom, 6 - ECU jedinica, 7 - senzor brzine

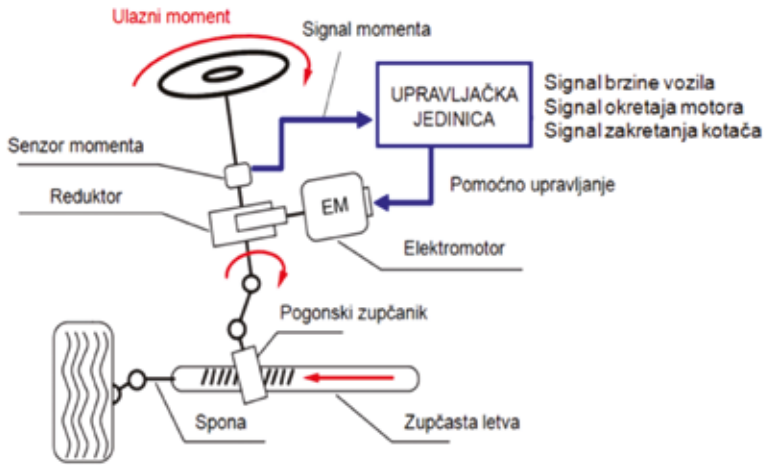
### 8.5.7. Elektromehanički servoureađaj – EPS Servolectric

Napredni servoureađaji su aktivni elektromehanički servoureađaji (*EPS-Electronic Power Steering*). Postoji više modela koji se razlikuju prema poziciji smještaja elektromotora (EM) i povezanosti sa ESC-sustavom stabilnosti vozila protiv zanošenja, a karakteristike primjene EPS servoureađaja dane su u *tablici 8.2*. Takvi pomoćni pogoni pokreću vratilo pogonskog zupčanika ili direktno pogone *progresivnu* zupčastu letvu. Spuštanjem pozicije elektromotora (EM) s reduktorom prema zupčastoj letvi ostvaruje se veće povećanje sile na zupčastoj letvi.

**Tablica 8.2. Karakteristike primjene EPS-servoureađaja**

Model	Konstrukcija	Primjena
EM na stupu i EM na pogonskom zupčaniku		Srednja klasa (kompakt) vozila -snaga EM 0,4 kW -sila na zupčastoj letvi (z/l) 3-10 kN
EM s dva zupčanika na zupčastoj letvi		Gornja srednja klasa vozila -snaga EM 0,6 kW -sila na z/l 7-12 kN
EM paralelan sa zupčastom letvom		Gornja klasa i terenska vozila -snaga EM 0,8 kW -sila na z/l 10-16 kN

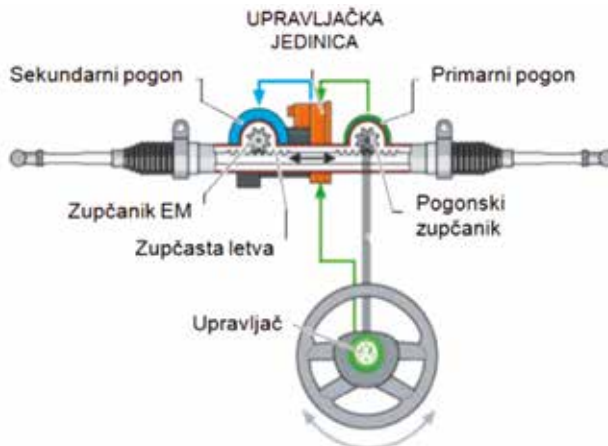
Struktura EPS-servouređaja prikazana je *slici 8.34*. Elektronički vođeni servouređaj, održava konstantan napor vozača. EPS upravljač dobiva signale o brzini vozila, okretaju motora, zakretu kotača i okretnom momentu na upravljaču. Upravljačka jedinica obrađuje informacije i upravlja pojačalom snage DC elektromotora. EM preko reduktora-pužnog prijenosnika predaje okretni moment vratilu, odnosno potisnu silu na zupčastoj letvi. Aktivni servouređaj u sklopu elektroničkog programa stabilnosti (ESC), djeluje upozoravajuće, primjerice, tako što EM ne prenosi moment u pogrešnom smjeru, čime otežava okretanje upravljača u pogrešnom smjeru.



**Slika 8.34. Struktura EPS-servouređaja (Servoelectric ZF)**

### Progresivni prijenosnik s dva ozubljenja zupčaste letve

S ciljem lakoće i pouzdanosti upravljanja primjenjuje se zupčasta letva s dva ozubljenja, *slika 8.35*. To je struktura s dva zupčanika na istoj zupčastoj letvi. Primarni pogon drži zupčanik pomoću progresivnog ozubljenja, a sekundarni pogon koristi elektromotor (EM) na ravnoj zupčastoj letvi kojim ECU upravlja.



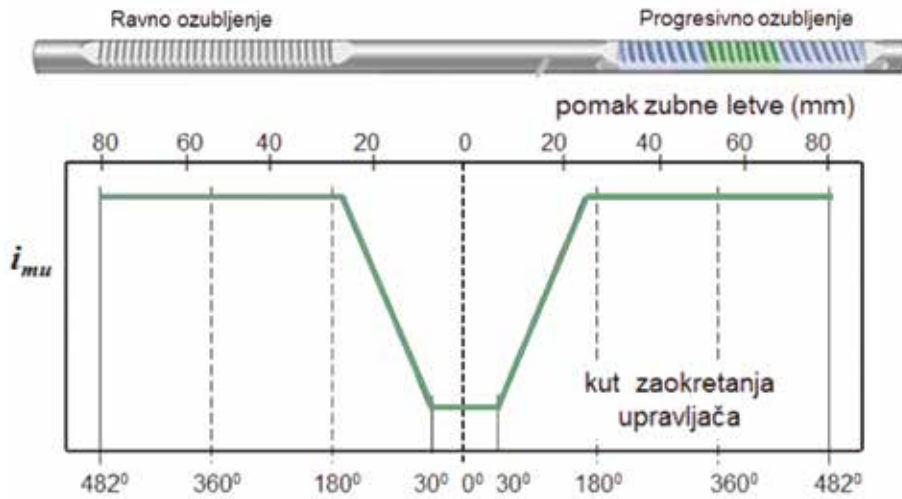
**Slika 8.35. Konstrukcija prijenosnika s dva pogona (Dual-Pinion Electric Power Steering, DPEPS, VW Golf 7)**

Karakteristika progresivnog prijenosnika je prikazana na *slici 8.36*. Progresivno ozubljenje povećava prijenosni omjer kod zaokretanja upravljača u jednu stranu od  $30^\circ$  do  $180^\circ$ , uz pomak zupčaste letve od 28 mm. Upravljač se pritom brže vraća u srednje područje držanja pravca.

Elektroničke komponente servopravljča s dva pogona prikazane su na *slici 8.37*. Dodatna funkcija ECU-a osigurava zadržavanje putanje vozila kod uspona i nizbrdica ili kada je vozilo izloženo udarima vjetra. Nije potrebna vozačeva korekcija putanje (kontriranje) jer korekciju preuzima EM.

Djelovanje servouređaja

- **Parkiranje:** dovod snage na primarni pogon i dva puta veći dovod snage na sekundarni pogon. Postoji osjetno povećanje sile i na upravljaču.
- **Gradska vožnja** (50 km/h): približno podjednaka snaga na jednom i drugom pogonu. Osjetno manje povećanje sile na upravljaču.
- **Brza cesta** (100 km/h): za držanje pravca primarni pogon ima glavnu ulogu, uz neznatnu pomoć sekundarnog pogona. Postoji osjetno lagana sila na upravljaču.
- **Bočni vjetar,** glavnu ulogu ima sekundarni pogon. Osjetno lagana sila na upravljaču.



*Slika 8.36. Karakteristika progresivnog prijenosnika*

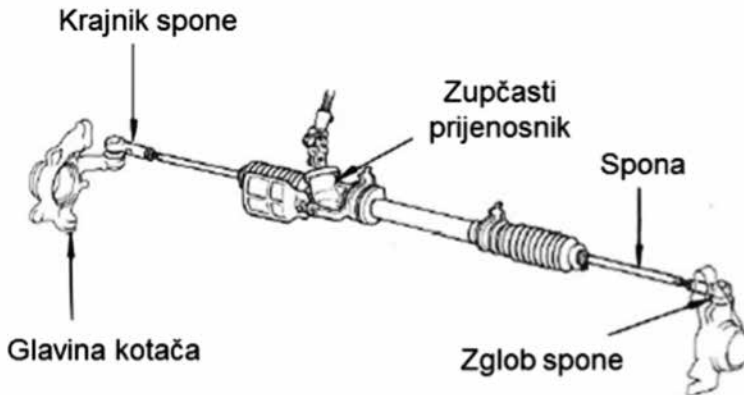


*Slika 8.37. Komponente elektromehaničkog servupravljča s dva pogona (Golf 7)*

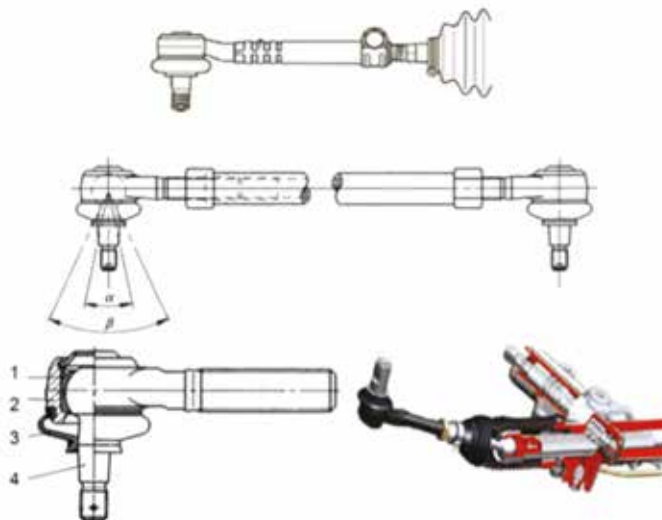


### 8.5.8. Polužni mehanizam

Povezanost zupčaste letve sa sponama i glavinom kotača, prikazana je na *slici 8.38*. Spona je jednim krajem povezana sa zupčastom letvom preko kuglastog zgloba, a drugim kuglastim zglobom (krajnikom) s kutnom polugom glavine kotača. Zglobovi spona iznimno su važni za sigurnost upravljanja jer su zazor u njima nedopušteni, *slika 8.39*. Zglobovi mogu biti kuglasti ili konusni. Stalni kontakt kugle i posteljice održava se oprugom ili drugim mehanizmom, čija je sila tolika da osigura njihov siguran prijenos kod inercijskih sila i vibriranja. Indikatori neispravnosti rada upravljačkog mehanizma su: povećanje slobodnog hoda upravljača i otežano okretanje upravljača uzrokovani povećanjem zračnosti zupčaste letve i zglobova.



*Slika 8.38. Polužni mehanizam zupčaste letve*



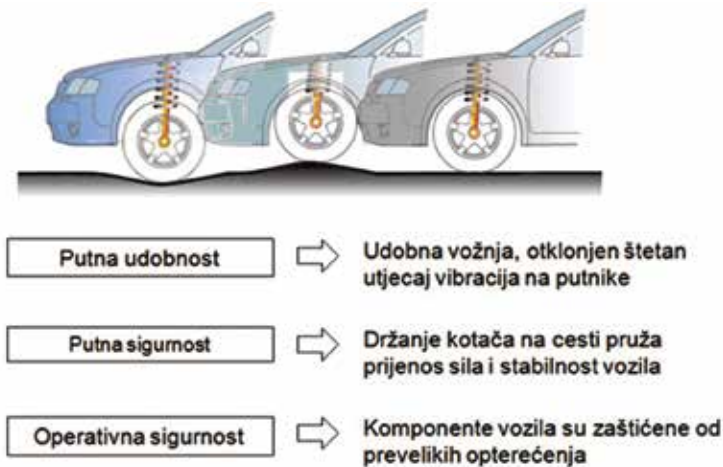
*Slika 8.39. Spone i zglobovi (krajnik, „kugla“)*

1 - posteljica (*polyacetal*), 2 - kućište (legirani čelik C35V),  
3 - manžeta (*polyurethan*), 4 - kugla (legirani čelik 41Cr4V)

# 9. Ovjes vozila

## 9. Ovjes vozila

Ovjes motornog vozila povezuje kotače i karoseriju vozila, odnosno neovještene i ovještene mase vozila. Sastoji se od elastičnih, prigušnih i vodećih elemenata. Ovjes omogućuje vožnju velikim brzinama po različitim putovima. Svojstva ovjesa određuju značajne karakteristike motornog vozila: *putnu udobnost*, *putnu sigurnost* i operativnu sigurnost vozila, *slika 9.1.*



*Slika 9.1. Karakteristike motornog vozila*

**Putna udobnost** vozila ovisi o vibracijama. Vibracije su najvažnije za ocjenu udobnosti vozila. Pritom je važno otkloniti nepoželjne vibracije koje izazivaju tjelesni i psihički zamor putnika.

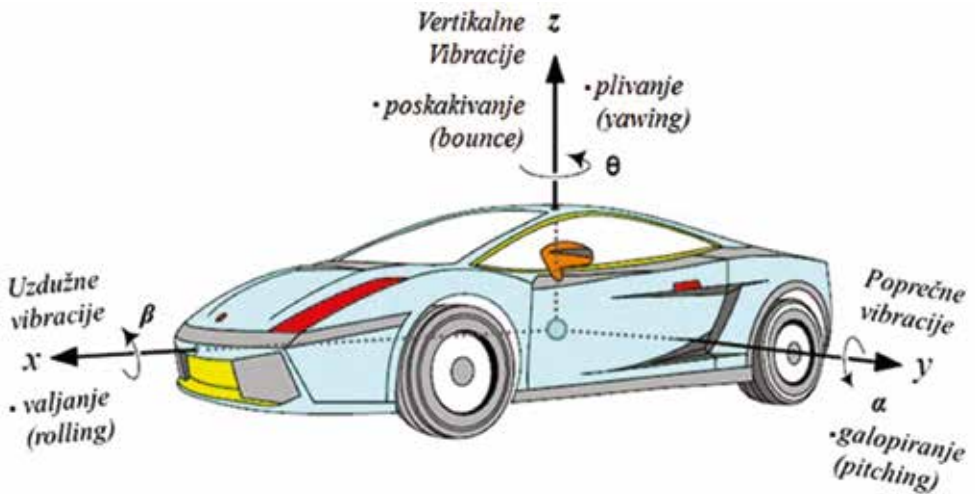
**Putna sigurnost** vozila ovisi o držanju kotača na cesti, što omogućuje prijenos vučnih, kočnih i bočnih sila između kotača i podloge, što utječe na performanse i stabilnost vozila.

**Operativna sigurnost** vozila ovisi o čvrstoći konstrukcije ovjesa. Komponente ovjesa su koeficijentom sigurnosti zaštićene od prevelikih opterećenja.

U okviru udobnosti vozila i sigurnosti držanja na cesti, zahtijevaju se značajke samo-podešavanja (samo-niveliranja) vozila od prevelikog uzdužnog i poprečnog naginjanja, te mogućnost promjene visine karoserije. Takva karoserija udobnija je i pruža manji otpor kretanju, što daje veći osjećaj sigurnosti vožnje.

## Vibracije vozila

Motorna vozila imaju vertikalne, uzdužne, poprečne i kutne vibracije. Takve vibracije vozila u koordinatnom sustavu X, Y i Z, prikazane su na *slici.9.2.*

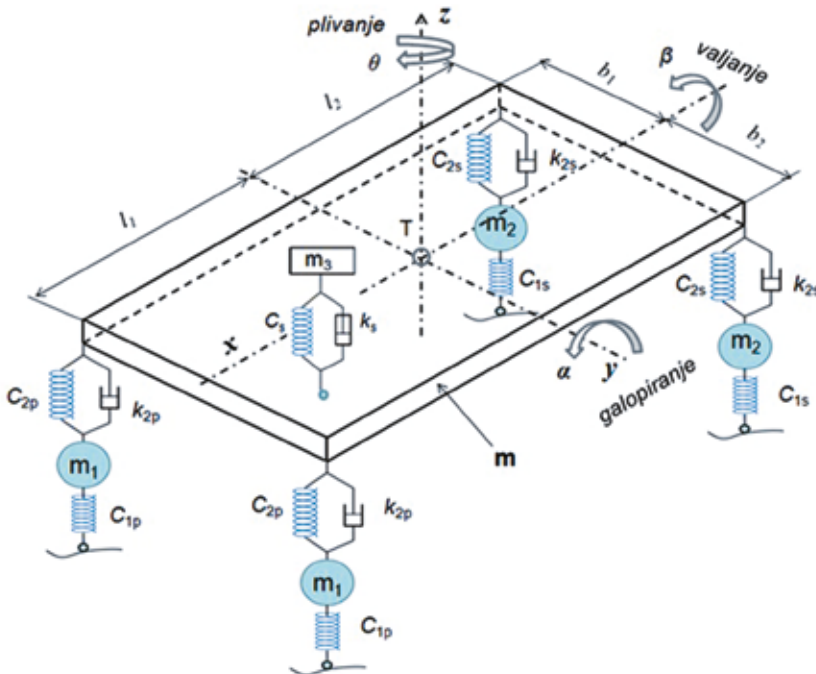


**Slika 9.2. Vibracije vozila u koordinatnom sustavu (Jazar, 2008)**

Z-os/vertikalne vibracije (poskakivanje/*bounce*), "plivanje" vozila oko osi (*yaw, yawing*); Y-os/poprečne vibracije, "galopiranje/poniranje" oko osi (*pitch, pitching*); X-os/uzdužne vibracije, "valjanje/ljuljanje" vozila oko osi (*roll, rolling*)

Elastični elementi prikazani su oprugama krutosti  $C_{2i}$  i krutosti pneumatika  $C_{1i}$ , *slika 9.3.* Otpore vibriranju karakteriziraju prigušivanja amortizera  $k_{2i}$ . Translatorne vibracije čine: amplitude (pomaci), frekvencije, brzine i ubrzanja vibracija, a kutne vibracije čine: kutni pomaci, kutne brzine, kutna ubrzanja i moment inercije oko osi, što je važno s gledišta udobnosti putnika i stabilnosti vozila.

Vozilo kao cjelina velikog broja sklopova koji vibriraju ima velik broj stupnjeva slobode. Inženjeri nastoje konstrukcijom vozila spriječiti ili smanjiti uzdužne i poprečne pomake karoserije, a reguliraju vertikalne i kutne vibracije oko poprečne osi. To određuje broj stupnjeva slobode gibanja vozila. Od svih pomaka najvažniji su pomaci i rotacije karoserije. Svaki kotač neovisnog ovjesa ima svoj stupanj slobode. Sjedalo vozača ima jedan stupanj slobode, itd. Prema tome, model vozila na *slici 9.3.* ima 8 stupnjeva slobode gibanja (**8 DoF, degrees of freedom**). Radi manje složenosti modela, nije uključena masa čovjeka, pa se sustav promatra sa 7 stupnjeva slobode (7 DoF).



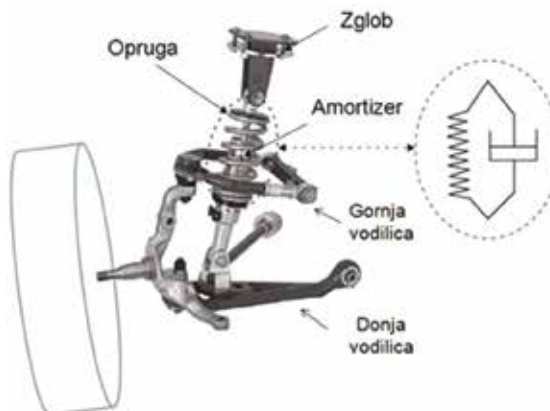
**Slika 9.3. Trodimenzionalni vibracijski model vozila s nezavisnim ovjesom**

$m$  - ovješena masa (karoserija),  $m_1$  - neovješena masa (prednji kotači),  $m_2$  - neovješena masa (stražnji kotači),  $m_3$  - masa čovjeka i sjedala,  $C_{zi}$  - krutost opruga,  $C_{1i}$  - krutost pneumatika,  $k_{z,p,s}$  - prigušivanje amortizera,  $\alpha$  - kut rotacije oko poprečne osi,  $\beta$  - kut rotacije oko uzdužne osi,  $\theta$  - kut rotacije oko vertikalne osi

## 9.1. Klasični ovjes

Najviše korišteni ovjes kod motornih vozila je *klasični (pasivni) ovjes*, zatim *poluaktivni* i *aktivni* sustav ovjesa. Klasični ovjes sastoji se od opruge i hidrauličkog amortizera, vodilice koja omogućuje vođenje kotača (gore-dolje), torzijskog stabilizatora koji smanjuje bočno naginjanje vozila te graničnika hoda, *slika 9.4.*

Klasični ovjes izvodi se kao: *standardni ovjes*, *sportski ovjes* i *terenski ovjes*. To određuje povišenost vozila od tla, tzv. klirens vozila (primjerice, sportski 150 mm, standardni 180 mm, terenski 200 mm i više). Prema tome, razlikuju se karakteristike opruga, pneumatika, amortizera, stabilizatora i vodilica.



**Slika 9.4. Klasični ovjes kotača**

## Elastični elementi

Elastični elementi ovjesa jesu opruge i pneumatici. Ako vozilo ne bi imalo elastične elemente, svaki udar kotača o neravnine bi se prenosio na putnike pa vožnja ne bi bila udobna, ne bi se mogle ostvariti velike brzine vozila. Opruga akumulira energiju udara kotača o neravnine ceste, kotači poskakuju a sila udara se prenosi na karoseriju.

Krutost elastičnog elementa ( $C$ ) čini odnos sile ( $F$ ) i progiba ( $z$ ):

$$C = \frac{F}{z} \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (9.1)$$

Krutost opruga

- krutost opruge osobnih vozila iznosi 15-50 N/mm
- krutost opruge teretnih vozila iznosi 150-700 N/mm

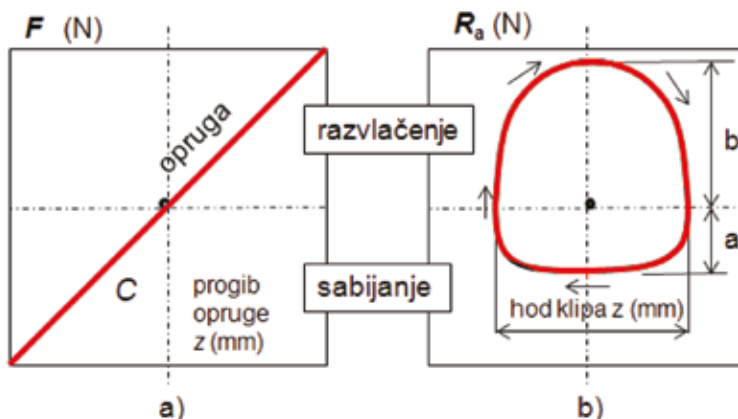
*Napomena: krutost pneumatika*, nekoliko je puta veća od krutosti opruge:

- krutost pneumatika osobnih vozila iznosi 150-500 N/mm
- krutost pneumatika teretnih vozila iznosi 1000-2000 N/mm

Zavojne opruge imaju linearnu karakteristiku promjene sile ( $F$ ) u funkciji progiba ( $z$ ), *slika 9.5.a.*, dok pneumatske i hidropneumatske opruge imaju nelinearne karakteristike. Krutost opruge prednjih kotača obično je veća od krutosti opruge stražnjih kotača.

## Prigušni elementi

Prigušni elementi su amortizeri koji prigušuju vertikalne vibracija karoserije i kotača. Amortizer ne preuzima statička nego samo dinamička opterećenja. Najčešće se koristi hidraulički amortizer dvostranog djelovanja, kod kojega je sila razvlačenja amortizera nekoliko je puta veća od sile sabijanja ( $a:b = 1:3 \dots 1:5$ ), što se vidi na radnom dijagramu sile prigušivanja ( $R_a$ ) u funkciji hoda klipa ( $z$ ), *slika 9.5.b.*



Slika 9.5. Karakteristike opruge (a) i amortizera (b)

### 9.1.1. Utjecaj vibracija na čovjeka

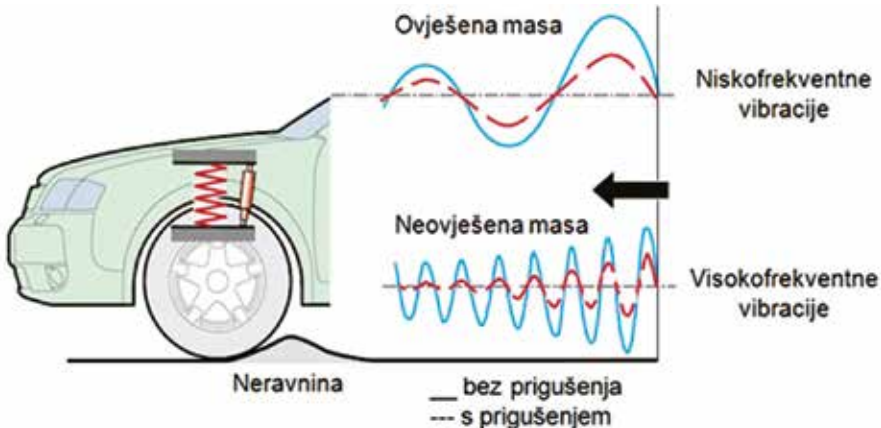
Vibracije se prenose s kotača i ovjesa na karoseriju, putnike i teret. Vibracije također dolaze od strane rada motora, transmisije, ovjesa i kotača koji nisu uravnoteženi. Ovjes vozila ograničava nepoželjne vibracije za putnike i vozilo. Putna udobnost može se definirati kao sposobnost vozila da tijekom vožnje smanji negativan utjecaj vibracija na čovjeka. Za rješavanje problema vibracija važan je također prijenos vibracija kroz ljudsko tijelo i njihov utjecaj na psihofizičke karakteristike čovjeka. U konačnici

potrebno je putnike izolirati od neugodnih vibracija, a da se pritom održi putna sigurnost. Dopuštenu izloženost ljudi vibracijama propisuje ISO 2631 norma.

Intenzivne vibracije izazivaju neugodan osjećaj i brzo zamaranje vozača, što ograničava vrijeme vožnje. Na vozilu se razlikuju sljedeće vrste vibracija, **slika 9.6.**:

- niskofrekventne vibracije: 60-120 vibr./min (1-2 Hz) na karoseriji ( $m_2$ )
- visokofrekventne vibracije: 600-900 vibr./min (10-15 Hz) na kotačima ( $m_1$ ).

Čovjek osjeća vibracije vozila kao: *frekvencije, pomake, brzine, ubrzanja i brzine promjene ubrzanja*. Ljudsko tijelo još se od djetinjstva privikava na frekvencije hoda od 1-2 Hz (1-2 ciklusa gore-dolje u sekundi). Zbog toga se frekvencije vibracija karoserije suvremenih vozila nalaze u granicama od 60 do 90 vib/min (udobna-sportska vožnja).



**Slika 9.6. Niskofrekventne i visokofrekventne vibracije vozila**

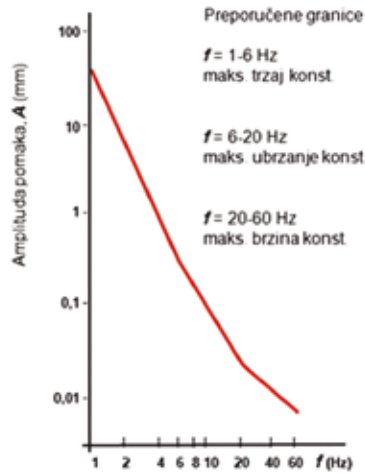
### **Vibracijske karakteristike udobnosti vožnje**

Vlastita frekvencija pojedinih masa iznosi: *ovješena masa, 1-1,2 Hz; neovješena masa, 10-15 Hz; motor, 12-15 Hz; sjedište, 1,6-2,6 Hz; čovjek-tijelo, 4-8 Hz; čovjek-glava, 20-22 Hz, a centra za ravnotežu 0,5-1,3 Hz*. Čovjek je osjetljiv a posebice djeca na niske frekvencije 0,1-0,63 Hz, što izazva mučninu (morska bolest). Također, čovjek je osjetljiv na zabacivanje glave kod valjanja vozila (2-8 Hz). Vibrira li karoserija s manje od 60 ciklusa u minuti, ovjes je mekan. Ako je vibriranje preko 90 ciklusa u minuti ovjes je pretvrd pa može uzrokovati oštećenja dijelova tijela. Kotači dobivaju visokofrekventne vibracije pa su izloženi većim opterećenjima. U rasponu frekvencija pojedinih masa, kratkotrajno preklapanje vlastite i prinudne frekvencije u polju rezonancije ne izazva oštećenja.

Granice udobnosti putne vožnje teško je odrediti zbog velikih razlika osobne osjetljivosti na vibracije. Utjecaj vibracija na čovjeka ocjenjuje se na temelju kriterija: *amplitude vertikalnih vibracija, ubrzanja vibracija i brzine vibracija*.

#### **a) Amplituda vertikalnih vibracija**

Amplituda vertikalnih vibracija kao kriterij udobnosti putnika prikazuje se u funkciji frekvencije, prema *Priručniku SAE (Society of Automotive Engineers), slika 9.7*. Kako se frekvencija povećava, tako se dopuštena amplituda pomaka bitno smanjuje. Kriterij udobnosti sastoji se od triju referentnih odnosa od kojih svaki pokriva određeni raspon frekvencija i konstantne parametre udobnosti. Kod 1 Hz najveća granica amplitude iznosi 50,8 mm, kod 6 Hz iznosi 0,5 mm, itd. Veće amplitude izvan toga izazivaju neprijatan osjećaj i brzo zamaranje.



Slika 9.7. Amplituda vertikalnih vibracija (SAE)

Preporučena ograničenja:

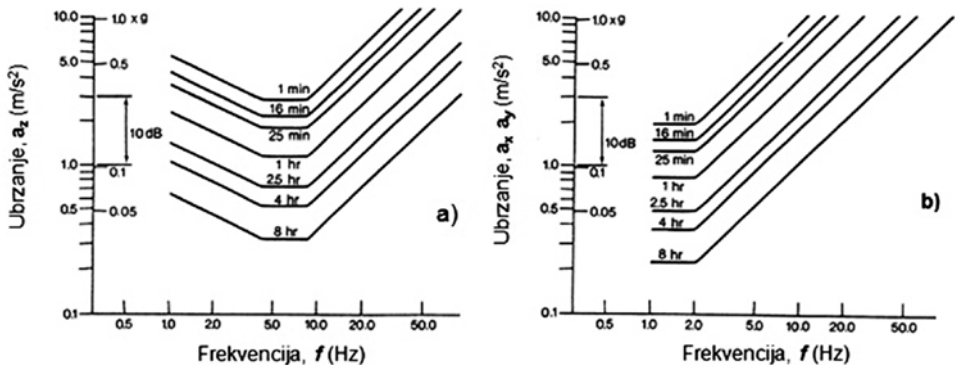
- u rasponu 1-6 Hz, vrijednost trzaja / *jerk* < 12,6 m/s<sup>3</sup>
- u rasponu 6-20 Hz, vrijednost ubrzanja < 0,33 m/s<sup>2</sup>
- u rasponu 20-60 Hz, vrijednost brzine < 2,7 mm/s

### b) Ubrzanje vibracija

Za određivanje dopuštenih ubrzanja vibracija u prijevoznim sredstvima i industriji, koristi se norma HRN ISO 2631, *slika 9.8*. Postavljena su tri kriterija podnošljivosti na ubrzanja u rasponu frekvencija 1-80 Hz:

1. održanje radne efikasnosti (granica zamora)
2. održanje zdravlja/sigurnosti (granica izloženosti)
3. održanje udobnosti

**Granice vertikalnih ubrzanja** prikazane su na *slici 9.8.a*. To su **granice ubrzanja** zbog zamora i pada vještina (noga-prema-glavi/uzduž **Z**-osi) koje su izražene **r.m.s** iznosima (korijen srednjih kvadrata) kao funkcije frekvencije za različita vremena izloženosti od 1 min do 8 sati. Vrijeme do pojave zamora uslijed vibracija, koje se prenose sa sjedala na čovjeka, iznosi 4-8 h. Kako se vrijeme dnevne izloženosti povećava, tako se granice ubrzanja skraćuju. Nakon 4 sata stalne vožnje potreban je obvezni odmor od vibracija. Ugrađeni aktivni sustav nadzora vozača detektira nekoncentriranost vozača i upozorava ga zvučnim i svjetlosnim signalom na potrebu odmora.



Slika 9.8. Osjetljivost na uzdužne i poprečne vibracije, granice ubrzanja zbog zamora, kao funkcija frekvencije i vremena izloženosti, a - vertikalna ograničenja ( $a_z$ ), b - poprečna ograničenja ( $a_x, a_y$ ), ISO 2631

**Granice poprečnih ubrzanja** zbog zamora i pada vještina (bok-na-bok/uzduž Y-osi, i leđa-ka-prsima/X-osi), prikazane su na **slici 9.8.b**. Granice su dane ubrzanjima  $a_x$  i  $a_y$  kao funkcija vremena izloženosti od 1 minute do 8 sati.

**Granice uzdužnih i poprečnih ubrzanja** dobivaju se povećavanjem prethodnih granica ubrzanja *faktorom* 2 (10 dB više), a prikazane su na **slici 9.8.a.b**. Također, *granice ubrzanja za održavanje udobnosti* dobiju se skraćivanjem prethodnih granica ubrzanja *faktorom* 3,15 (10 dB niže). Manje dopuštene granice ubrzanja povezane su s funkcijama kao što su čitanje, pisanje i hranjenje u vozilu).

U literaturi se navode i drugi jednostavniji pokazatelji putne udobnosti:

- **vertikalno ubrzanje,  $a_z$**

Ubrzanja koja izazivaju neprijatne ili bolne osjećaje, dana su u **tablici 9.1**.

**Tablica 9.1. Učinak frekvencija i ubrzanja na ljudsko tijelo**

Broj vibracija u minuti (vibr/min)	Ubrzanje (m/s <sup>2</sup> )	
	neprijatne	bolne
60	2,3	2,7
90	2,1	2,5
120	1,9	2,3
180	1,7	2,0

Najveći utjecaj na čovjeka ima brzina promjene ubrzanja - trzaj (**jerak**), čija vrijednost može doći,  $t_{\max} = 25 \text{ m/s}^3$ .

- **uzdužna i poprečna ubrzanja,  $a_x, a_y$**

Radi udobnost putnika važno je smanjenje svih vrsta ubrzanja. S tog gledišta, ubrzanja i usporenja vozila u uzdužnom i poprečnom pravcu su ograničena, **tablica 9.2**.

**Tablica 9.2. Ograničenje ubrzanja vozila u uzdužnom i poprečnom pravcu**

Udobnost vožnje	Uzdužno ubrzanje vozila (m/s <sup>2</sup> )		Poprečno ubrzanje vozila (m/s <sup>2</sup> )	
Udobna	2,65	0,27 g	2,5	0,25 g
Neudobna	3,45	0,35 g	3,0	0,31 g
Posebna	4,25	0,45 g	3,5	0,36 g

Čovjek najbolje podnosi vertikalne vibracije, na uzdužne je osjetljiviji, a najteže podnosi poprečne (bočne) vibracije. Ta osjetljivost može se izraziti odnosom:

$$a_z : a_x : a_y = 5 : 3 : 2$$

- **kutno ubrzanje**

Čovjek je veoma osjetljiv na kutna ubrzanja oko sve tri osi, oko poprečne osi Y-osi (galopiranje), uzdužne osi X- osi (valjanje) kao i oko Z-osi (plivanje). Svako takvo kutno ubrzanje može se pratiti kao normalna i tangencijalna komponenta ubrzanja. Kutno ubrzanje oko poprečne Y- osi (galopiranje, kod ubrzanja i kod kočenja vozila), u ovisnosti o vrsti vozila i brzini kretanja, pri svladavanju cestovnih prepreka - uspornika, iznosi  $\varepsilon = 2,5\text{-}6,0 \text{ rad/s}^2$ . Kut poniranja vozila uslijed galopiranja, s maksimalnim ubrzanjem od 1g, kreće se do  $5^\circ$ , a kut naginjana karoserije u zavoju pri bočnom ubrzanju od 0,5g iznosi do  $5^\circ$ , a kod trkaćih vozila do  $2^\circ$ .

### c) Brzina vibracija

Udobnost se može ocijeniti osjetljivošću prema kriteriju brzine vibracija, **tablica 9.3**.



**Tablica 9.3. Osjetljivost prema kriteriju brzine vibracija**

Vibracije	Brzina vibracija, $v$ (m/s)
neosjetne	0,035
osjetne	0,035-0,1
više osjetne	0,1-0,2
jako osjetne	0,2-0,3
neprijatne	0,3-0,4

## 9.2. Vibracijski modeli vozila

Mogu se analizirati vibracijski modeli vozila prema stupnju slobode, od najjednostavnijeg do trodimenzionalnog vibracijskog modela. Broj nezavisnih koordinata koji je potreban za opisivanje kretanja sustava naziva se stupanj slobode. Ako se sustav sastoji od mase, opruge i prigušivača tada ima jedan stupanj slobode. Taj se sustav može kretati samo u jednom pravcu i potrebna je samo jedna koordinata za opisivanje tog kretanja.

### a) Model vozila s prigušivanjem vibracija

Za dobru procjenu vertikalnih vibracija koristi se  $\frac{1}{4}$  model s prigušivanjem, tj. *quarter-car model*, *slika 9.9*. Ovjes se sastoji od opruga i amortizera koji prigušuju poskakivanje kotača i njihanje karoserije. Krutost opruga i prigušivanje amortizera konstantni su u tijekom vožnje. Takav model ima 2 stupnja slobode (vertikalni pomak mase  $m_1$  i  $m_2$ ). Pretpostavlja se pritom da se kotač ne odvaja od podloge, ne uzima se u obzir utjecaj prednjih kotača na stražnje kotače, a karakteristike pneumatika, opruge i prigušivanja smatraju se linearnima.

Putna udobnost i putna sigurnost držanja kotača na cesti analiziraju se parametrima:

$a_z$  – vertikalna ubrzanja karoserije ( $\text{m/s}^2$ )

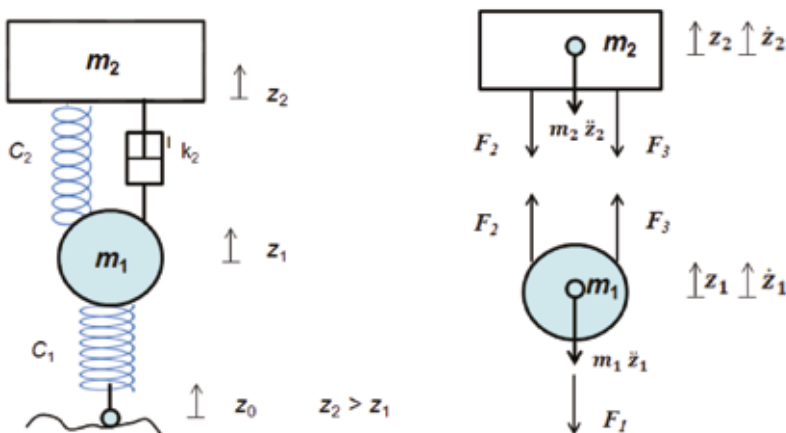
$F_{z\text{din}}$  – vertikalna dinamička sila kotača (N)

#### 1. Ovješena masa ( $m_2$ )

- motor, transmisija, okvir vozila, putnici, teret, i drugo.

#### 2. Neovješena masa ( $m_1$ )

- kotači s pneumaticima, pogonski mostovi, mehanizam za upravljanje.



**Slika 9.9. Vibracijski model  $\frac{1}{4}$  vozila s amortizerom (2 DoF),**  
 $k_2$  - koeficijent prigušivanja,  $C_1$  - krutost pneumatika,  $C_2$  - krutost opruge

Sile i parametri ¼ modela vozila

$$F_1 - \text{sila pneumatika, } F_1 = C_1(z_1 - z_0)$$

$$F_2 - \text{sila opruge, } F_2 = C_2(z_2 - z_1)$$

$$F_3 - \text{sila amortizera, } F_3 = -k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$$

Sile inercije karoserije:  $m_2, \ddot{z}_2$  i kotača na  $m_1, \ddot{z}_1$

$$C_2 - \text{krutost opruge, } C_1 - \text{krutost pneumatika } (k_1 = 0, \text{ prigušivanje zanemareno})$$

$$k_2 - \text{koeficijent prigušivanja amortizera}$$

$$\ddot{z}_1, \ddot{z}_2 - \text{ubrzanja masa } (m_1, m_2)$$

$$\dot{z}_1, \dot{z}_2 - \text{brzine masa } (m_1, m_2)$$

$$z_1, z_2 - \text{pomaci masa } (m_1, m_2)$$

$$z_0 - \text{pomak cestovne uzbude}$$

Dinamička ravnoteža sila

$$m_2 \ddot{z}_2 + F_2 + F_3 = 0 \quad (9.2)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 - F_2 - F_3 + F_1 = 0$$

Diferencijalne jednadžbe

• za ovješenu masu (karoserija):

$$m_2 \ddot{z}_2 + C_2(z_2 - z_1) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \quad (9.3)$$

• za neovješenu masu (kotač):

$$m_1 \ddot{z}_1 - C_2(z_2 - z_1) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + C_1(z_1 - z_0) = 0 \quad (9.4)$$

Rješenje diferencijalnih jednadžbi i određivanje pomaka, brzine i ubrzanja izvodi se putem *simulacije* (integracijom jednadžbi primjenom računalnih programa). Određuju se vertikalna ubrzanja za dvije realne uzbude: asfalt-beton u dobrom stanju i asfalt-beton u lošem stanju.

### Primjer

#### Izračun osnovnih parametara vibriranja, simulacija u programu MATLAB-Simulink

Model opisan jednadžbama gibanja (9.3 i 9.4) prikazuje se blokovima koji se povezuju linijama s ciljem definiranja toka podataka. Jednadžbe ubrzanja promatranih masa svode se na oblik:

$$\ddot{z}_2 = z_1 \frac{C_1}{m_2} + \dot{z}_1 \frac{k_2}{m_2} - z_2 \frac{C_2}{m_2} - \dot{z}_2 \frac{k_2}{m_2} \quad (9.5)$$

$$\ddot{z}_1 = z_0 \frac{C_1}{m_1} - z_1 \frac{C_1 + C_2}{m_1} - \dot{z}_1 \frac{k_2}{m_1} + z_2 \frac{C_2}{m_1} + \dot{z}_2 \frac{k_2}{m_1} \quad (9.6)$$

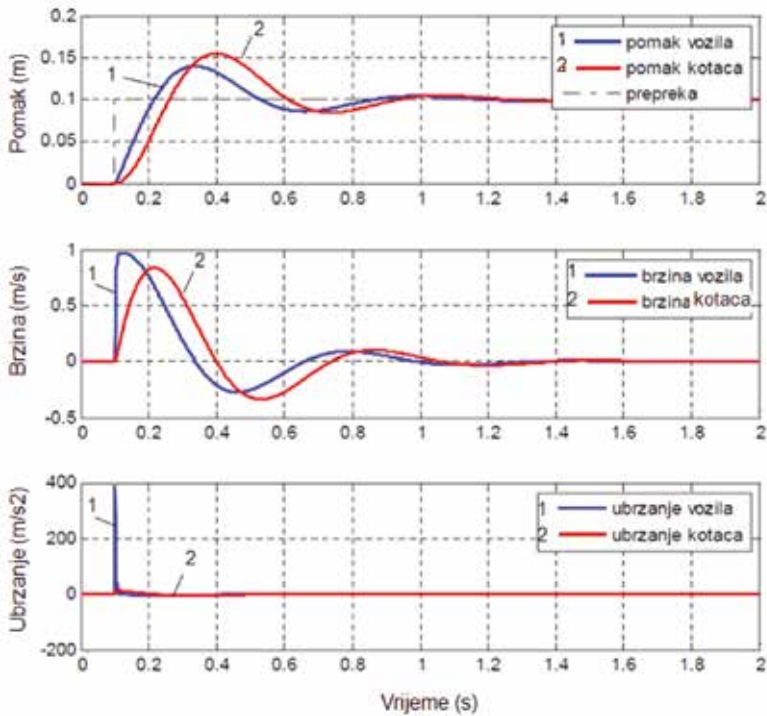
Ulazni podaci<sup>1</sup>:

$$m_1 = 18 \text{ kg, } m_2 = 450 \text{ kg}$$

$$C_1 = 70000 \text{ N/m, } C_2 = 35000 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 1000 \text{ Ns/m}$$

Nailaskom na neravninu visoku 10 cm (skokovita uzbuda), slijede odzivi, *slika 9.10*.



Slika 9.10. Promjena parametara vibriranja

- pomak oko 150 mm karoserije od ravnotežnog položaja i nešto veći pomak kotača događa se u vremenu 0,3-0,4 sekunde, i brzo se smiruje na konstantnu vrijednost.
- brzina vibracija karoserije od 1 m/s veća je od brzine podizanja kotača za 0,5 sekundi.
- ubrzanje karoserije i udar kotača o prepreku od 10 cm daju veliko ubrzanje, koje je veće od ubrzanja kotača, što je važno za proračun čvrstoće.

Frekvencija slobodnog vibriranja karoserije

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_e}{m_2}} = 1,14 \text{ Hz}$$

ekvivalentna krutost serijski povezanih opruga:

$$C_e = C_1 C_2 / C_1 + C_2 \quad C_e = 23333 \text{ N/m} \quad (23,33 \text{ N/mm})$$

Frekvencija slobodnog vibriranja kotača

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_e}{m_1}} = 95 \text{ Hz}$$

ekvivalentna krutost paralelno povezanih opruga:

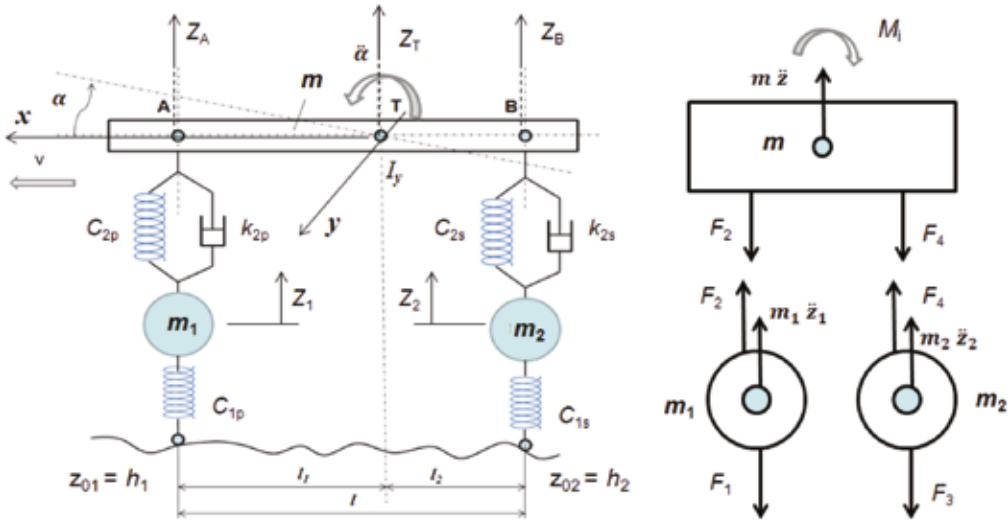
$$C_e = C_1 + C_2 \quad C_e = 105000 \text{ N/m} \quad (105 \text{ N/mm})$$

### b) Vibracijski model vozila u uzdužnoj ravnini

#### Jedna polovina vozila (half car model, 4 DoF)

Pomaci karoserije u uzdužnoj ravnini opisuju se vertikalnim pomakom težišta po pravcu **z**-osi i kutnim vibracijama karoserije oko poprečne **y**-osi (galopiranje). Ekvivalentan dvodimenzionalni model vibriranja u uzdužnoj ravnini, prikazan je na slici 9.11. Ovjешena masa koncentrirana se u tri materijalne točke (**A** - iznad prednje osovine, **T** - spregnuta masa u težištu karoserije, **B** - iznad stražnje osovine).

Pretpostavlja se da vibracije prednjih kotača utječu na vibracije stražnjih kotača. S obzirom na to da su sve tri mase povezane, njihovi su vertikalni pomaci različiti:  $Z_A, Z_T, Z_B, Z_1, Z_2$



Slika 9.11. Dvodimenzionalni vibracijski  $\frac{1}{2}$  model vozila u uzdužnoj ravnini (4 DoF)

Jednadžbe modela

$$m\ddot{z}_T - F_2 - F_4 = 0 \quad (9.7)$$

$$m_1\ddot{z}_1 - F_1 + F_2 = 0 \quad (9.8)$$

$$m_2\ddot{z}_2 - F_3 + F_4 = 0 \quad (9.9)$$

$$I_y\ddot{\alpha} - F_2l_1 + F_4l_2 = 0 \quad (9.10)$$

gdje je:

$$F_1 = C_{1p}(z_1 - h_1)$$

$$F_2 = C_{2p}(z_A - z_1) + k_{2p}(\dot{z}_A - \dot{z}_1)$$

$$F_3 = C_{1s}(z_2 - h_2)$$

$$F_4 = C_{2s}(z_B - z_2) + k_{2s}(\dot{z}_B - \dot{z}_2)$$

$$M_i = I_y\ddot{\alpha}$$

$M_i$  - moment rotacije mase,  $m = m_A + m_t + m_B$

kutno ubrzanje ( $\epsilon$ ),  $\alpha$  - kut zaokreta ovješene mase

$I_y$  - moment inercije mase karoserije,  $I_y = m \rho_y^2 = m_A l_1^2 + m_B l_2^2$

$\rho_y$  - radijus inercije u odnosu na poprečnu težišnu os karoserije,  $\rho_y^2 = I_y l_2$

$m_A l_1 = m_B l_2$  - položaj težišta ostaje nepromijenjen

$z_{01} = h_1, z_{02} = h_2$  - funkcije pobuđivanja prednje i stražnje osovine

Ekvivalentne koncentrirane mase karoserije

$$m_A = m \frac{\rho_y^2}{l_1^2}; \quad m_B = m \frac{\rho_y^2}{l_2^2}; \quad m_T = m \left( 1 - \frac{\rho_y^2}{l_1 l_2} \right) \quad (9.11)$$

Ispitivanja vozila pokazuju da postoji određena ali slaba veza između vibracija ovješene mase prednje osovine i ovješene mase stražnje osovine (isključujući cestovne prepreke). Tome pridonosi raspodjela masa prema periferiji vozila (pomak motora naprijed, a pomak prtljažnika – straga), što pokazuje faktor raspodjele ovješene mase:  $\psi = \rho_y^2 / l_1 l_2$ , koji se nalazi u granicama 0,8 - 1,2. Najpovoljniji položaj

sjedišta nalazi se na sredini osovinskog rastojanja vozila, jer su u središnjoj točki najmanja vertikalna i kutna ubrzanja. Sjedišta kod kamiona ili autobusa, koja se nalaze na prednjoj ili stražnjoj osovini, a pogotovo ispred njih, stoga su nepovoljna.

#### d) Vibracijski model vozila u poprečnoj ravnini

Pomaci karoserije opisuju se u poprečnoj ravnini vertikalnim pomakom težišta po pravcu Z-osi i kutnim vibracijama karoserije oko uzdužne X-osi (valjanje/roll). Postavlja se ekvivalentan dvodimenzionalni model vibriranja u poprečnoj ravnini, pri naginjanju vozila sa zavisnim i nezavisnim ovjesom. Postavljanje i rješavanje jednadžbi stanja ekvivalentno je prethodnim analizama. Ekvivalentna kutna krutost ovjesa u prvom redu ovisi o širini traga kotača (2s). S većim tragom i većom krutosti pneumatika, povećava se bočna krutost vozila.

#### Primjer

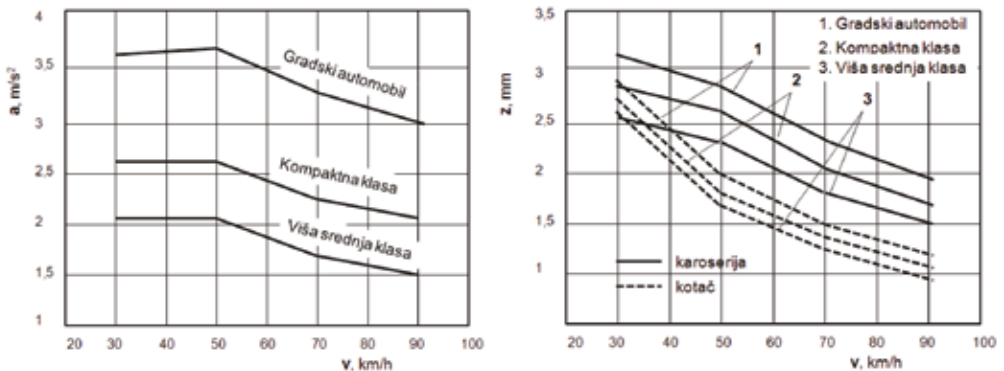
##### Izračun parametara udobnosti osobnih vozila<sup>2</sup>, simulacija u programu MATLAB-Simulink

Na temelju simulacije punog vibracijskog modela (7 DoF) procijenjeni su parametri udobnosti nekoliko osobnih vozila. Korišteni su podaci za tri klase vozila, *mali gradski automobil, kompaktna klasa i viša srednja klasa vozila*, **tablica 9.4**. Za uzbudu je uzeta cestovna prepreka u obliku vibracijske trake koja je namijenjena za *smirivanje prometa* - ograničenjem brzine od 50 km/h, koju vozilo prelazi brzinama od 30, 50, 70 i 90 km/h.

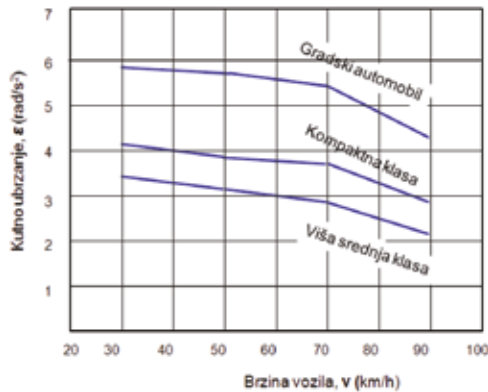
Izračunati su parametri ubrzanja i pomaka karoserije, **slici 9.12**. Vertikalna ubrzanja (a) i pomaci karoserije i kotača (z) prikazani su za tri klase osobnih vozila (numerička simulacija prolaska preko umjetnih cestovnih prepreka - vibracijskih traka, širine 20 cm i visine 2 cm). Rezultati pokazuju da su teža vozila s istim karakteristikama ovjesa udobnija od lakših vozila jer su ubrzanja manja. Teža vozila imaju veću inerciju te na istu uzbudu daju manji odziv, a veća baza vozila daje manje naginjanje vozila.

**Tablica 9.4. Karakteristike ovjesa osobnih vozila**

Vozila	$m_1$ (kg)	$m$ (kg)	$l_1/l_2$ (m)	$C_1$ (N/m)	$C_2$ (N/m)	$k_2$ (Ns/m)	$I_x$ (kgm <sup>2</sup> )	$I_y$ (kgm <sup>2</sup> )
Gradski automobil	30	920	1,2	150000	16000	1400	400	700
Kompaktna klasa	36	1200	1,3	150000	16000	1400	560	1000
Viša srednja klasa	40	1500	1,4	150000	16000	1400	780	1200



**Slika 9.12. Utjecaj mase vozila na ubrzanje (a) i pomake karoserije i kotača (z).**



**Slika 9.13. Kutno ubrzanje  $\epsilon$  () oko poprečne Y-osi za tri klase osobnih vozila (simulacija prolaska preko vibracijskih traka)**

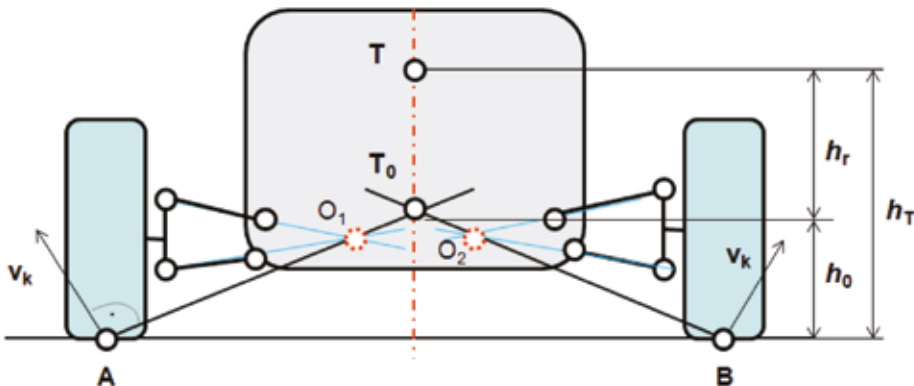
Rezultati kutnog ubrzanja pri prelasku vibracijske trake, kod promatrane tri klase vozila, *slika 9.13.* pokazuju da su kutna ubrzanja manja kod težih vozila, a prema tome takva su vozila udobnija. Kutna ubrzanja također se smanjuju s povećanjem osovinskog rastojanja ( $l$ ). Primjerice, dva vozila različitih osovinskih rastojanja gotovo se ne razlikuju po vertikalnim ubrzanjima ali se zbog mase znatno razlikuju u pogledu kutnih ubrzanja.

### 9.3. Centri rotacije vozila

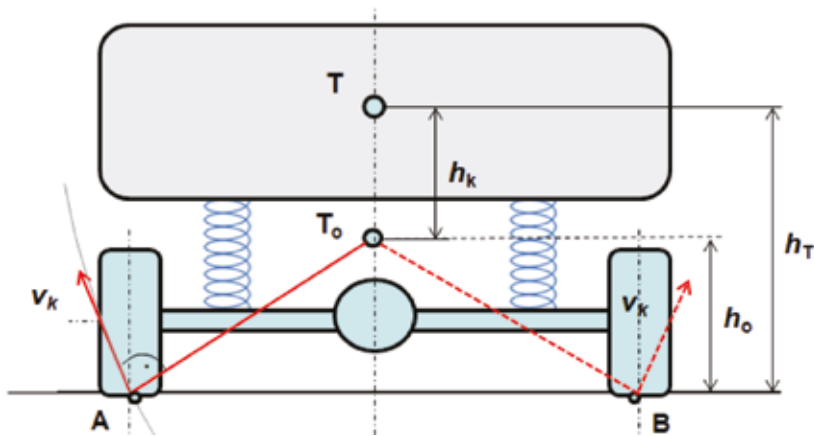
Kružno kretanje krutog tijela može se opisati kao rotacija oko jedne točke koja se naziva centar rotacije (CR). Centar rotacije vozila u poprečnoj i uzdužnoj ravnini određuje **konstrukciju ovjesa**. Okretanje karoserije oko trenutnog centra, relativno je kretanje u odnosu na kotače i podlogu, *slika 9.14.* i *slika 9.15.* Dakle, s obzirom na osovine, svako vozilo ima prednji i stražnji centar rotacije u poprečnoj ravnini.

#### a) Centar rotacije u poprečnoj ravnini

Putanja kotača **A** točke ima brzinu  $v_k$  kotača. Povučena okomita linija na brzinu točke A ima sjecište  $O_1$  s pravcima vodilice kotača. Sjecište  $O_2$  dobiva se od drugog kotača. Presjek tih pravaca određuje **trenutačni centar rotacije karoserije  $T_0$  u poprečnoj ravnini**. S obzirom na simetriju ovjesa, to odgovara osi težišta vozila. Uslijed promjene opterećenja mijenja se položaj vodilica a prema tome i visina centra rotacije  $h_0$ . Također, uslijed djelovanja bočne sile, karoserija će se naginjati oko centra rotacije za određeni kut ( $\beta$ ). Zakretanje kotača odvija se oko sjecišta  $O_1$  i  $O_2$ .

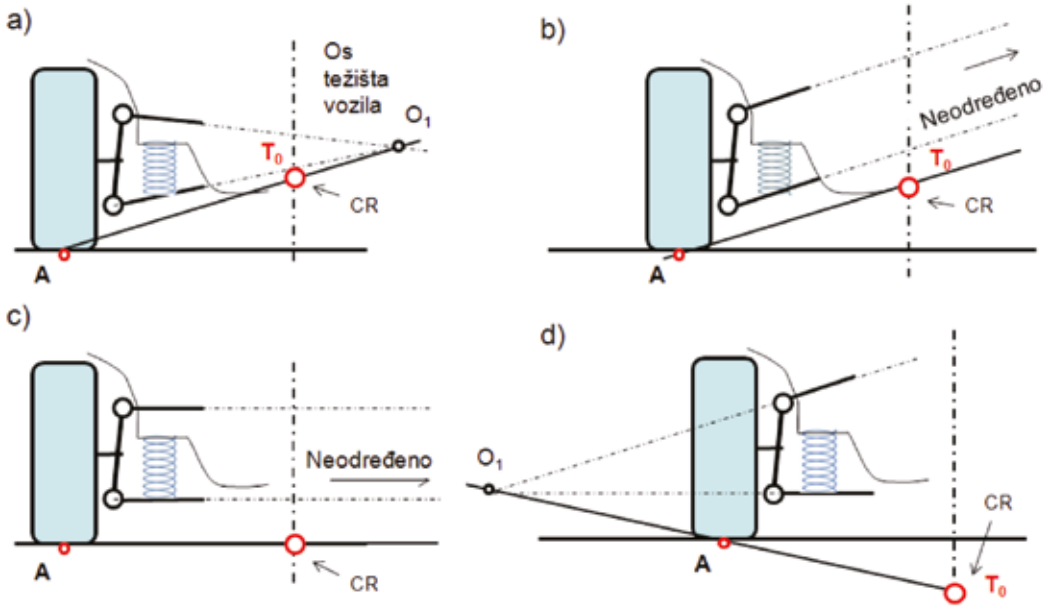


**Slika 9.14. Određivanje centra rotacije vozila ( $T_0$ ) kod nezavisnog ovjesa s dvostrukom vodilicom**



**Slika 9.15. Određivanje centra rotacije vozila ( $T_0$ ) kod zavisnog ovjesa**

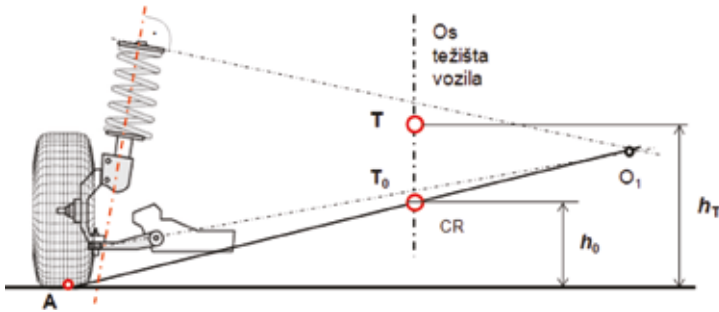
S obzirom na geometriju nezavisnog ovjesa, centar rotacije karoserije može biti pozitivan (iznad ravnine kretanja, u ravnini kretanja) i negativan (ispod ravnine kretanja), *slika 9.16*.



**Slika 9.16. Određivanje centra rotacije ovjesa s dvostrukom vodilicom, a - pozitivan, b - pozitivan paralelno s vodilicama, c - pozitivan s ravninom kretanja, d - negativan**

### MacPhersonov ovjes

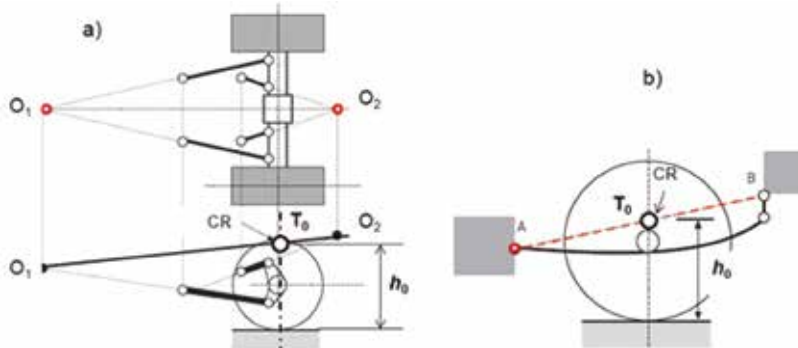
MacPhersonov ovjes izveden je na temelju dvostruke vodilice, tako da se gornja vodilica zamjenjuje elastično-prigušnim nogom (*amortizerom*), koja je preuzela i ulogu gornje vodilice. Postupak određivanja poprečnog centra rotacije karoserije prema modelu MacPhersonova ovjesa prikazan je na *slici 9.17*. Spuštanjem prednjeg dijela vozila ugradnjom kraćih opruga ili nagiba donje vodilice premješta se centar rotacije prednje osovine. Centar rotacije je pozitivan.



Slika 9.17. Određivanje centra rotacije kod MacPhersonova ovjesa

### Centar rotacije stražnje osovine

Postupak određivanja centra rotacije kod stražnjeg zavisnog ovjesa, prema modelu 4 polužne veze, prikazan je na slici 9.18.a. Centar rotacije mjesto je u kojoj pravac  $O_1-O_2$  siječe središnju liniju osovine. Geometrijom poluga može se dobiti povišenje ili sniženje stražnjeg centra rotacije karoserije, a poprečno vođenje osiguravaju Panhardove ili Wattove poluge. Centar rotacije kod primjene lisnate opruge, dan je na slici pod b.



Slika 9.18. a - određivanje centra rotacije kod četiri polužne veze, b - određivanje centra rotacije kod lisnate opruge (gibanj)

### b) Os valjanja vozila

Što je visina centra rotacije  $h_0$  manja, moment naginjanja karoserije je manji, pa vozilo ima manju sklonost kutnoj rotaciji oko  $X$ -osi. Kako ovjes prednjih i stražnjih kotača nije jednak, kao ni njihovo opterećenje  $N_{1,2}$  tako ni trenutačni centar rotacije stražnjih kotača  $T_{02}$ , a prema tome ni razmak težišta  $h_{02}$ , nije isti. Stoga je potrebno odrediti dva trenutačna centra rotacije, jedan centar prednje osovine a drugi centar stražnje osovine ( $T_{01} - T_{02}$ ), slika 9.19. Os valjanja koja se usmjerava prema dolje-naprijed pridonosi podupravljujivosti vozila.

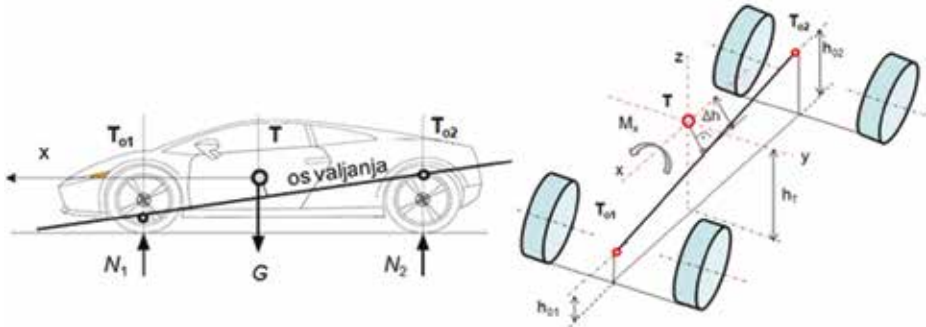
Kada se centri rotacije prednje i stražnje osovine spoje pravcem, dobiva se uzdužna os oko koje se bočno zakreće karoserija (os valjanja/roll). Kako je centar rotacije prednje osovine obično niži od centra stražnje osovine, os valjanja ima pad prema naprijed. Što je težište vozila ( $T$ ) bliže osi valjanja, to vozilo stvara manje kutne vibracije. Razmak  $\Delta h$  između visine težišta vozila  $h_T$  i pravca valjanja čini krak bočne sile čiji moment naginje karoseriju.

Moment rotacije oko  $X$ -osi dolazi od bočne sile:  $M_x = F_c h_T = m_2 a_y h_T$

Rotacija karoserije putničkog vozila iznosi obično do  $5^\circ$ , dok je rotacija kod trkaćih vozila manja. Određena rotacija potrebna je da bi se dobio osjećaj skretanja. Ako se centar rotacije postavi u težište vozila neće



biti momenta rotacije. Stvaranje pozitivnog centra rotacije ispod težišta prirodno je kretanje vozila. Stvaranje negativnog centra rotacije ispod tla ima negativan učinak u situacijama brzog upravljanja - pri slalom vožnji. Opcija „što niže to bolje“ nije najbolja, jer vozilo postaje osjetljivo na pretjerano spuštanje. Centar rotacije mora se držati pod kontrolom, pod svim opterećenjima. Smjernice dizajna kod sportskih vozila nude specifikacije da prednji centar rotacije bude 25-75 mm iznad tla, a stražnji centar rotacije 200-300 mm.



Slika 9.19. Centar rotacije prednje i stražnje osovine, te os valjanja vozila ( $T_{o1} - T_{o2}$ )

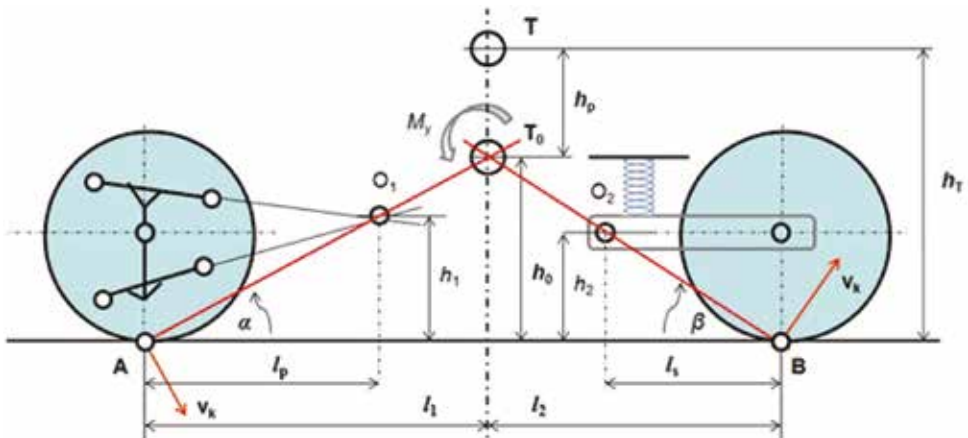
### c) Centar galopiranja vozila

Sukladno postupku određivanja centra rotacije karoserije oko X-osi, a u ovisnosti o izvedbi ovjesa, određuje se centar galopiranja karoserije oko Y-osi. Na primjeru izvedbe nezavisnog ovjesa prednje i stražnje osovine prikazan je način određivanja centra galopiranja, *slika 9.20*.

Presjek pravaca (A- $T_0$ , B- $T_0$ ) okomitih na brzine pomicanja prednjih i stražnjih kotača ( $v_k$ ), koji prolaze kroz sjecište dviju vodilica ( $O_1$ ) te stražnju uzdužnu vodilicu ( $O_2$ ), određuje **trenutačni centar rotacije karoserije  $T_0$  u uzdužnoj ravnini**. Sjecišta  $O_1$  i  $O_2$  označavaju trenutačne centre rotacije kotača prednje i stražnje osovine u odnosu na karoseriju. Pod djelovanjem momenta  $M_y$  u uzdužnoj ravnini dolazi do rotacije karoserije oko Y-osi. To se najčešće događa pri djelovanju sila inercije, kod ubrzanja i kod kočenja vozila u težištu vozila ( $T$ ). Moment rotacije oko Y-osi dolazi od sile inercije pri ubrzanju ili kočenju:

$$M_y = F_i h_p = m_2 a_x h_r \quad (9.12)$$

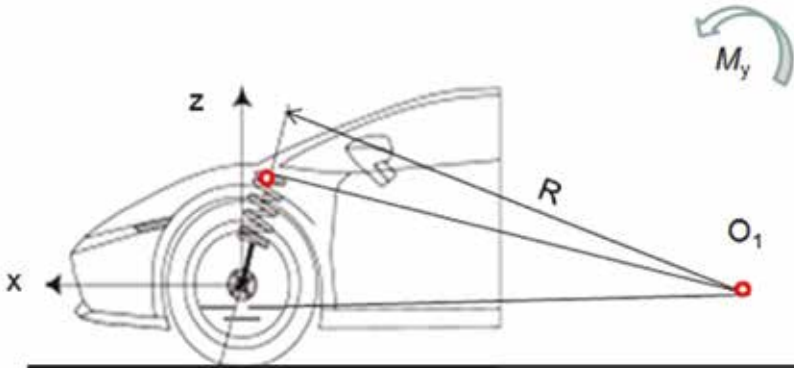
Što je težište vozila  $T$  bliže centru galopiranja  $T_0$ , to vozilo stvara manje kutne vibracije oko Y-osi. Razmak između visine težišta vozila  $h_r$  i trenutačnog centra galopiranja  $T_0$  stvara krak uzdužne sile čiji moment uzrokuje galopiranje karoserije.



Slika 9.20. Određivanje centra galopiranja vozila, sprijeda dvostruka vodilica, straga uzdužna vodilica

Uslijed ubrzanja ili kočenja nastaje raspodjela opterećenja na prednji odnosno stražnji ovjes. Da bi se smanjio utjecaj opterećenja na poniranje prednje osovine (*anti dive*), odnosno *sjedanje* stražnje osovine (*anti squat*) određuju se krakovi  $l_p$  i  $l_s$  koji utječu na galopiranje. Što je dužina pravca  $A-O_1$  kraća to su otpori prijenosu težine veći, pa će *poniranje* ili *sjedanje* biti manje (manji moment, manji zamah).

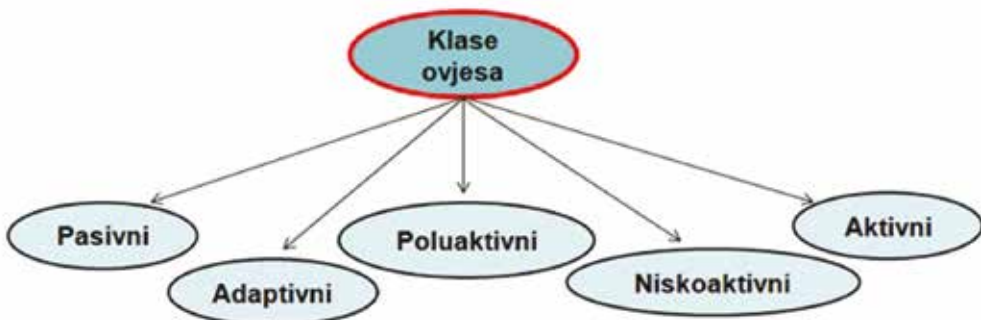
Slični rezultati smanjenja galopiranja mogu se dobiti od *MacPhersonova* ovjesa, **slika 9.21**. Udaljenost od osi zakretanja *MacPhersonove* noge prema trenutnom centru rotacije prednje osovine, odgovara radijusu zakretanja  $R$ . Uslijed kočenja i punog poniranja može doći do promjene zatura kotača ( $\gamma$ ), s pozitivne na negativnu vrijednost ili obrnuto. To može pri skretanju uzrokovati manji moment stabilizacije kotača i promjenu pravca kretanja. Konstrukcija *MacPhersonova* ovjesa akumulira manje poniranja u odnosu na ovjes s dvostrukom vodilicom, što rezultira otežanim upravljanjem kod kočenja.



**Slika 9.21. Uzdužni centar rotacije prednje osovine kod MacPhersonova ovjesa**

#### 9.4. Klase ovjesa

Postoje različite izvedbe ovjesa na motornim vozilima koji se prema načinu upravljanja mogu podijeliti na pet klasa: *pasivni*, *adaptivni*, *poluaktivni*, *niskoaktivni* i *aktivni sustavi ovjesa*, **slike 9.22**. *Pasivni ovjesi* standardni su klasični ovjesi, na kojima je prethodno razmatrana teorija ovjesa. Svi sustavi ovjesa, osim pasivnog ovjesa, mehatronički su sustavi, kojima upravlja upravljačka jedinica, pa se nazivaju *aktivni sustavi ovjesa*.



**Slika 9.22. Podjela ovjesa**

*Pasivni*, *poluaktivni* i *aktivni* ovjesi pokrivaju sva područja frekvencija karoserije i kotača (0-40 Hz). U niskom frekvencijskom području rada karoserije razlikuju se *adaptivni ovjesi* i *niskoaktivni ovjesi* (0-1 Hz i 0-5Hz).

*Adaptivni ovjes* karakterizira regulacija pneumatskog elastičnog i prigušnog elementa. *Poluaktivni ovjes* karakterizira varijabilno prigušivanje hidrauličnog amortizera. *Niskoaktivni ovjes* karakterizira korištenje hidrauličnog aktuatora za regulaciju krutosti elastičnog elementa.

*Aktivni ovjes* karakterizira korištenje aktuatora koji generira silu ovjesa u širokom području frekvencija karoserije i kotača, za čiji rad je potrebna znatna vanjska energija. Aktivni ovjesi bolje približavaju suprotne zahtjeve osiguranja udobnosti i sigurnosti, ali su teži i skuplji.

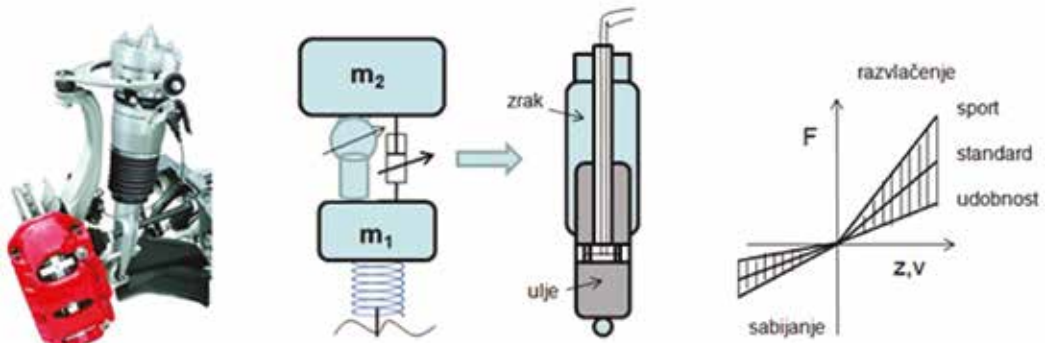
1. **Pasivni ovjes** koristi klasične metalne opruge i hidraulične amortizere. Funkcija opruga jest apsorbirati energiju udara o neravnine i konvertirati je u potencijalnu energiju. Funkcija amortizera je potencijalnu energiju opruge pretvoriti prigušivanjem u toplinu i predati okolini. Pasivni ovjes cilja na izoliranje putnika u vozilu od vibracijskih smetnji kako bi se ostvarila udobnost, održavajući pritom sigurnost kontakta između kotača i ceste. Konvencionalni amortizeri imaju unaprijed podešenu konstantnu karakteristiku. Međutim, ona nije optimalna za stalno promjenljive situacije u vožnji. To je dovelo do razvoja varijabilnih prigušivača, koji se prilagođavaju uvjetima vožnje.
2. **Adaptivni ovjes** ili prilagodljivi ovjes zasniva se na prilagodbi elastičnog i prigušnog elementa u području niske frekvencije karoserije 0-1 Hz. To se postiže putem zračnih opruga i prigušivanjem hidrauličnog amortizera sukladno stilu vožnje (*Audi, Porsche*). Radi se o kompaktnom ovjesu s niskim zahtjevom vanjske energije. Vozač ima izbor reguliranja razine vozila i programa (stila) vožnje, *udoban, standardan, individualno i sportski*. Pri sportskoj vožnji karoserija se spušta, pa otpor zraka postaje manji, što daje manju potrošnju goriva. Primjerice *AIRmatic DC* ovjes je ovjes s podešavanjem karakteristika oba elemenata, zračne opruge i amortizera (*DC-Dual Control, Mercedes S-klasa*).
3. **Poluaktivni ovjes** omogućuje prilagodbu vibracija karoserije i kotača izboru programa vožnje, slično adaptivnom ovjesu, ali u širokom području frekvencija 0-40 Hz. Koristi se amortizer s varijabilnim prigušivanjem (hidraulični, magnetno-reološki, elektro-reološki), a potrebna snaga iznosi 20-40 W. Sila prigušivanja ovisi o relativnom smjeru gibanja ovjesa. Poluaktivni ovjes koristi se kod vozila *Audi R8, BMW 7, Porsche 99 i Mercedes Benz E-klasa*.
4. **Niskoaktivni ovjes** karakterizira dodatni aktuator u seriji s oprugom (npr. hidrocilindar), koji generira silu u nisko frekventnom području 0-5 Hz. Potrebna snaga za rad iznosi 1-5 kW. Ovjes smanjuje i ograničava niskofrekvencijska vertikalna i kutna gibanja karoserije. Izbor programa vožnje povezan je sa spuštanjem vozila kod velikih brzina. Koristi se kod vozila *Mercedes Benz S-klase, CL-klase, SL Roadster*.
5. **Aktivni ovjes** karakterizira aktuator generiranja sile koji zamjenjuje pasivni amortizer ili se paralelno s oprugom dodaje aktuator. Obuhvaća široko frekvencijsko područje rada karoserije i kotača, kod primjene hidrauličnih aktuatora je 0-30 Hz, a kod primjene elektro-magnetskih aktuatora 0-200 Hz. Ovjes smanjuje i ograničava sva vertikalna i kutna gibanja karoserije. Izbor programa vožnje povezan je sa spuštanjem vozila kod velikih brzina. Nedostatak čini velika potreba za snagom, 4-20 kW, te visoka cijena.

#### 9.4.1. Adaptivni ovjes

Adaptivni ovjes elektronički je upravljani zračno-hidraulični ovjes s konstantno prilagodljivom karakteristikom elastičnog i prigušnog elementa u području niskih frekvencija karoserije 0-1 Hz.

U kompaktnoj jedinici, *slika 9.23.*, pneumatska glava ili balon čini gornji dio, a donji dio je varijabilni amortizer (*Audi A8*). U balonu dolazi do promjene tlaka zraka i krutosti u ovisnosti o opterećenju. Sastavni dio sustava čine kompresor, spremnik zraka, zračni ventili, senzori i kontroler. Osim, osiguranja visoke udobnosti, adaptivni ovjes pruža samoreguliranje razine vozila. U gradskim uvjetima vožnje i u vožnji na

autocesti vozač obično odabire opciju udobnosti, a na krivudavoj cesti sportsku vožnju koja omogućuje dodatnu silu držanja kotača na cesti. Uz pomoć pneumatske regulacije spušta se visina karoserije ovisno o brzini - niža visina vozila rezultira nižim težištem i većom stabilnošću u zavoju. U sportskoj vožnji preko 120 km/h karoserija se spušta od 10 do 15 cm. To smanjuje otpor zraka vozila i potrošnju goriva.



**Slika 9.23. Model adaptivnog ovjesa, elastičnosti i prigušivanja**

Kod varijabilnih amortizera (*CDC-Continuous Damping Control*), sila prigušivanja prilagođava se izabranom programu vožnje, tj. *proporcionalni prigušni ventil* se otvara (*meko*) ili *sužava* (*tvrd*). Kroz klipnjaču prolazi žica za magnetske namotaje ventila radi otvaranja i zatvaranja ventila. Senzori položaja karoserije šalju informacije jedinici, koja upravlja elektromagnetskim ventilom te otvara ili zatvara protok ulja. Brzo se računaju potrebne prigušne sile i signali se šalju prigušnom ventilu. Pomoću tog ventila prigušne sile se prilagođavaju uvjetima vožnje. Povećanje udobnosti i sigurnosti prijanjanja u usporedbi s pasivnim ovjesom iznosi oko 20%.

Varijanta PDC amortizera (*Pneumatic Damping Control, Audi A6*) u kompaktnoj jedinici povezuje zračni balon i hidraulički amortizer. Pri radu ovjesa, pneumatski tlak balona regulira (preko PDC ventila na amortizeru) manje ili veće prigušivanje ovjesa.



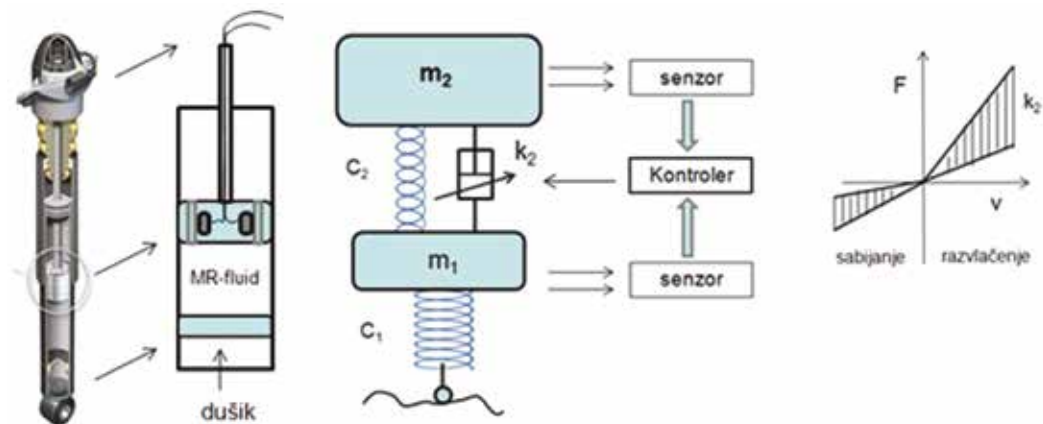
**Slika 9.24. Izbornik programa/stila vožnje kod vozila, Audi A7 i Audi Q7 3.0**

Audi A7 Sportback	Audi Q7 3.0 TDI
<b>Comfort</b> - udobna vožnja (osnovna visina)	<b>Lift</b> - vozilo podignuto od tla 24 cm
<b>Automatic</b> - gradska vožnja (pri brzinama većim od 120 km/h vozilo se automatski spušta, a kada brzina vozila pada ispod 30 km/h vozilo se podiže)	<b>Offroad</b> - terenska vožnja
<b>Dynamic</b> - sportska vožnja, niska razina (10 cm od osnovne visine)	<b>Comfort</b> - udobna vožnja
<b>Lift</b> - vozilo podignuto 20 cm (teren)	<b>Automatic</b> - gradska vožnja, idealan omjer sigurnosti i udobnosti
	<b>Dynamic</b> - spušta podvozje za 15 milimetara za brzu vožnju i manje naginjanja u zavojima

Kod vozila Mercedes Benz vozila *S*-klase, ovjes *AIRmatic* (*Adaptive Intelligent Ride control*) specifične je izvedbe u kojoj pneumatska glava i adaptivni prigušivač (*ADS-Adaptive Damping System*) čine jednu kompaktnu jedinicu. *AIRmatic DC-Dual Control* označava podešavanje karakteristika obaju elemenata, zračne opruge i amortizera. Pneumatski se dio sastoji od *pneumatske glave*, kompresora, spremnika zraka, zračnih ventila, kontrolera i više senzora, međusobno povezanih vodovima.

#### 9.4.2. Poluaktivni ovjes

Poluaktivni ovjes elektronički je upravljani sustav prigušivanja hidrauličnog amortizera u širokom području niskofrekventnih i visokofrekventnih vibracija karoserije i kotača, 0-40 Hz, *slika 9.25*.



**Slika 9.25. Model poluaktivnog ovjesa i karakteristika prigušivanja**

Poluaktivni ovjes je zastupljeniji u modernim vozilima, zbog njihove manje potrošnje energije, jednostavnije konstrukcije i načina upravljanja. To obuhvaća vertikalne vibracije, galopiranje (*pitch*), valjanje (*roll*) i samoniveliranje visine vozila (*self-leveling*). *Skyhook strategija* upravljanja koristi poluaktivni prigušivač radi ostvarivanja udobnosti karoserije. Amortizer je upravljani između dviju prigušnih vrijednosti - minimalne i maksimalne. Princip te strategije jest simulirati situaciju gdje je masa karoserije vezana s prigušivačem na takozvano 'nebo' s ciljem smanjenja vertikalnih oscilacija karoserije. *Skyhook* pruža najbolju udobnost pri niskoj frekvenciji dok *ADD* (*Acceleration-Driven-Damper*) kontrola poboljšava udobnost pri visokoj frekvenciji. Veliki raspon prigušivanja osigurava energija za rad elektromagnetskih ventila. Senzori prate parametre ovjesa, sukladno programu vožnje aktivira se prigušivanje u pojedinim amortizerima. Individualni izbor programa vožnje, *udobno* (*comfot*), *standardno* (*normal*) ili *sportski* (*sport*) donosi poboljšanje putne udobnosti i sigurnosti držanja kotača na cesti. U usporedbi s pasivnim ovjesom poboljšanja iznose 25-30%.

Razlikuju se tri načina prigušivanja:

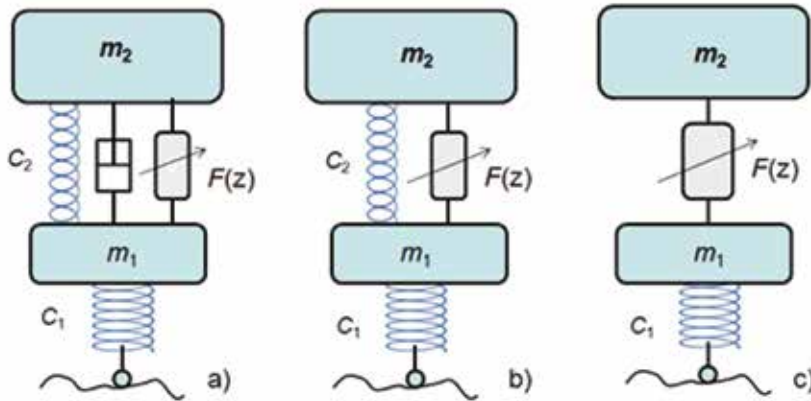
- Hidraulični amortizeri reguliraju silu prigušivanja protjecanjem ulja između dviju komora. Upravlja se uz pomoć elektromagneta koji otvaraju i zatvaraju ventile između komora zbog čega varira sila otpora prigušivanja.
- Kod magnetno-reoloških amortizera (MR), regulacija sile prigušivanja mijenja se uz pomoć promjene viskoznosti radnog fluida, koristeći magnetno polje, što olakšava ili otežava protjecanje ulja između komora amortizera. Radni fluid čini ulje i određena količina željeznog praha. Pritom je potrebna neznatna količina energije za rad.

- Kod elektro-reoloških amortizera (ER) viskoznost ulja mijenja se električnim poljem. Prednost se daje elektro-reološkim prigušivačima nad magnetno-reološkim zbog veće trajnosti brtvljena.

Poluaktivni ovjes koristi se kod vozila *Audi R8*, *BMW 7*, *Porsche 99* i *MB E-klasa*.

### 9.4.3. Aktivni ovjes

*Modele potpunog aktivnog ovjesa* karakterizira aktuator generiranja sile, po hibridnom konceptu (koji se može dodati pasivnim elementima ili se aktuator dodaje paralelno s oprugom) ili samostalno, kada postoji samo aktuator koji generira ukupnu silu ovjesa, *slika 9.26*.



**Slika 9.26. Modeli aktivnog ovjesa,**

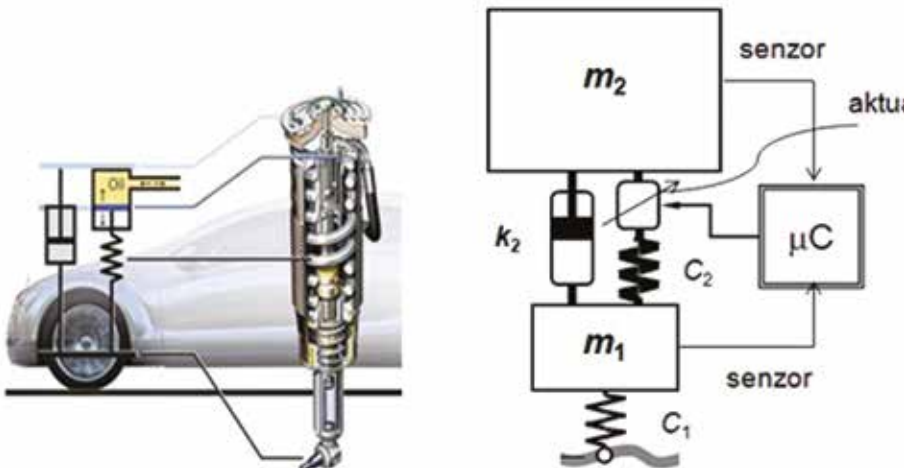
a - aktuator s pasivnim elementima ovjesa, b - aktuator poduprt oprugom,

Aktivni sustavi ovjesa koriste hidraulični ili elektromagnetski aktuator određene snage za postizanje veće sigurnosti sile držanja kotača na cesti. Aktivni ovjes osigurava brži odziv i širi raspon frekvencija od većine trenutnih sustava ovjesa, ali uz veću potrošnju energije, što je osnovna mana sustava. Kao i kod poluaktivnog ovjesa, bez obzira na to koliko i kako je vozilo opterećeno, ovjes održava njegovu visinu na konstantnom nivou na obje osovine, uzdužno i poprečno. Senzori visine prate pomake između osovina i karoserije. Osim što poboljšava putnu udobnost i sigurnost prijanjanja kotača za cestu, povećava i stabilnost vozila u zavojima. Poboljšanje parametara putne udobnosti i putne sigurnosti držanja kotača na cesti, u usporedbi s pasivnim ovjesom, iznosi preko 25%.

#### a) Niskoaktivni ovjes

Niskoaktivni ovjes koristi aktuator kao dodatni upravljački hidraulički cilindar (*plunđer*) koji je montiran u seriji s primarnom oprugom, za nisko frekventno područje rada 0-5 Hz. **ABC sustav** (*Active Body Control*, *Mercedes Benz S-klase*), *slika 9.27.*, ograničava vertikalna i kutna gibanja karoserije, galopiranje i valjanje te omogućuje samoniveliranje vozila. Prigušivanje kotača ostvareno je pasivnim amortizerom.

Senzori položaja karoserije šalju informacije jedinici mikrokontrolera, koja upravlja aktuatorom, pa se u plunđer dostavi toliko ulja da se promijeni napon opruge. Time se vozilo izravna, a ovjes postaje tvrdi, kod galopiranja, valjanja i kod skretanja. U gradskim uvjetima vožnje i vožnji na autocesti vozač obično odabire opciju udobnosti, a na krivudavoj cesti čvrste postavke, tj. sportsku vožnju.



**Slika 9.27. Niskoaktivni ovjes (ABC), 1/4 model desno,  $\mu\text{C}$  - mikrokontroler**

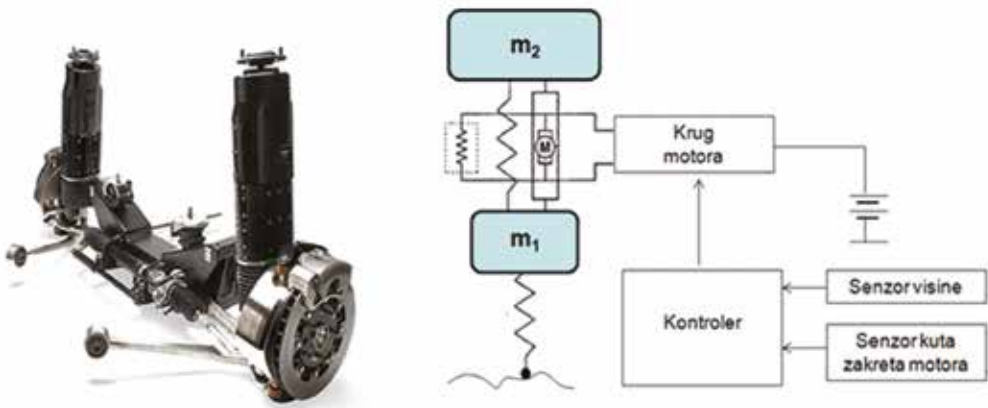
Napredni dinamički ABC sustav (*Mercedes Benz F700*) uz pomoć dva lasera u prednjim svjetlima skenira neravnine ceste te unaprijed priprema uzbuđu ovjesa. Informacija se prenosi upravljačkoj jedinici nakon čega ovjes može apsorbirati uočene neravnine. Uz osiguranje udobnosti, sustav pruža najveće prljanje kotača na cesti. S obzirom na to da su galopiranje ( $Y$ -os) i rotacija ( $X$ -os) prigušeni, moguć je brži prolaz vozila kroz zavoje.

### **b) Aktivni elektromagnetski ovjes**

Aktivni elektromagnetski ovjes (**EMS-Electromagnetic Suspension**) zasniva se na elektromagnetskom linearnom elektromotoru, tj. **LEM** aktuatoru, *slika 9.28*.

Aktivni **EMS**-ovjes poznat je kao **Bose ovjes** (izumitelj *dr. Amar G. Bose*). Ovjes nudi visoke parametre udobnosti i sigurnosti prljanja kotača. Svaki kotač ima **LEM** -aktuator s pojačalom snage, koji reagira veoma brzo na uzbuđu u širokom rasponu frekvencija karoserije i kotača. Senzori su postavljeni na različitim mjestima za detekciju gibanja karoserije i kotača. Kada pojačalo snage napaja namotaje motora, motor podiže i spušta ovjes i na taj način brzo i precizno upravlja ovjesom. Pritom je potražnja sustava za snagom još uvijek velika, a predviđa se da će u budućnosti biti manja od trećine snage koju koristi klimatizacijski uređaj.

Zahtjev generiranja sile aktuatora iznosi do 5000 N, raspon frekvencije veći od 100 Hz. U usporedbi s hidrauličnim aktivatorima, prednosti elektromagnetskih aktivatora jesu veća djelotvornost, dinamično ponašanje, stabilnost, kontrola sile i dvojnja radnja aktivatora. Nedostatak je povećanje obujma, mase ovjesa i veća cijena.



**Slika 9.28. Koncept i shema elektromagnetskog sustava Bose ovjesa, 1/4 model vozila**

Sastavnice Bose ovjesa:

- linearni elektromagnetski aktuator
  - reagira dovoljno brzo da neutralizira učinak izbočina i neravnina ceste
- pojačalo snage
  - povećava snagu aktuatora razvlačenjem, a vraća snagu sabijanjem
- upravljački algoritmi
  - obrađuju senzorske podatke i šalju informacije pojačalima snage

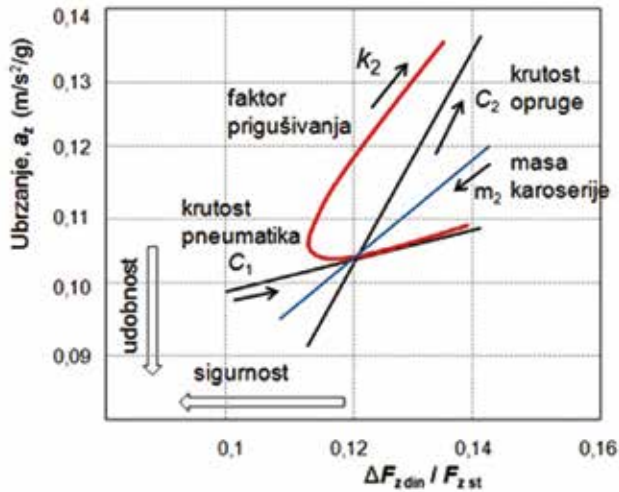
Unutar LEM-aktuatora postoje zavojnice i permanentni magneti. Promjenom struje na zavojnici aktivator ima pravocrtno gibanje gore-dolje, tj. sabijanje-razvlačenje aktivatora između kotača i karoserije s različitim karakteristikama.

LEM-aktuator generira silu  $F(z)$  pomaka gore-dolje (pri valjanju vozila, nailasku na rupu, ili izbočine) puno većom brzinom nego klasični amortizer (u milisekundama). Takva super brza reakcija dopušta da gibanje kotača bude precizno kontrolirano kako bi karoserija ostala ravna, bez obzira na to što se događa na razini kotača. Opruga podupire kotač, dopuštajući Bose sustavu da se usredotoči na optimiziranje dinamike rada. EMS-ovjes je interesantan za električna vozila, zbog promjene klasičnih omjera ovješene i neovješene mase.

#### 9.4.4. Udobnost vozila i sigurnost držanja puta

Udobnost vozila može biti ostvarena s manjim prigušivanjem koje dopušta veći progib ovjesa. Međutim, sigurnost držanja kotača na cesti radi prijanjanja, može se postići većim prigušivanjem. Zbog toga su udobna vožnja i sigurnost držanja kotača na cesti dva suprotna zahtjeva. Mogu se prikazati u konflikt dijagramu, **slika 9.29.**, gdje je na apscisi dan odnos dinamičke sile (razlika između dinamičke i statičke sile) i statičkog opterećenja kotača ( $\Delta F_{z\text{ din}} / F_{z\text{ st}}$ ), a na ordinati vertikalno ubrzanje karoserije ( $a_z/g$ ). Što je manja razlika srednjih vrijednosti između dinamičke i statičke sile to je bolje držanje kotača i prijanjanje. To znači da kotač manje poskakuje. Kako se vidi iz dijagrama, fiksne postavke klasičnog ovjesa čine kompromis između udobnosti i sigurnosti držanja puta.





Slika 9.29. „Konflikt dijagram“ udobnosti i sigurnosti kod pasivnog ovjesa

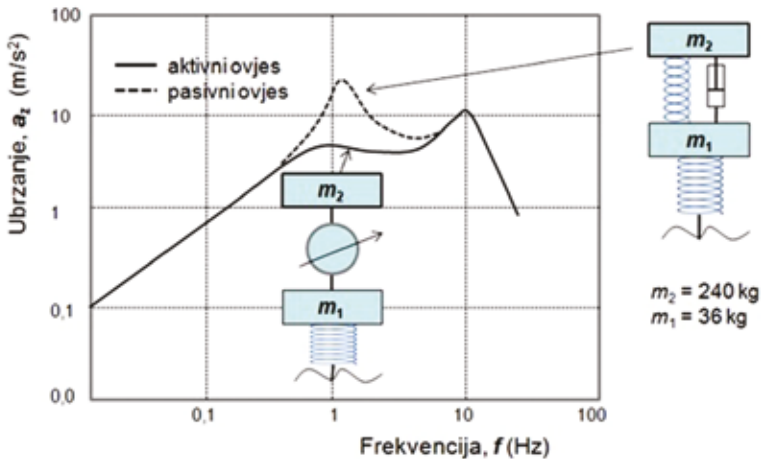
Poluaktivni/aktivni ovjesi mogu približiti te suprotne zahtjeve. Potencijal performansi različitih vrsta mehatroničkih ovjesa u usporedbi s pasivnim ovjesom prikazuje *slika 9.37*. Prednost aktivnog ovjesa jest fleksibilnost koja dolazi od aktivatora. Ako se to varijabilno upravljanje ne koristi, onda podešavanje ovjesa ne daje optimalne rezultate za bilo koju cestovnu uzbudu. Zbog toga se traži rješenje punog potencijala aktivnog sustava za zadovoljenje oba kriterija putne udobnosti i putne sigurnosti maksimalnim.



Slika 9.30. „Konflikt dijagram“ udobnosti i sigurnosti kod različitih ovjesa

### Ubrzanje masa

Kontrolom gibanja ovješene i neovješene mase, blizu njihove rezonantne frekvencije (1 Hz, 10 Hz), izolira se ubrzanje karoserije od cestovnih neravnina i smanjuje se rezonancija ovješene mase, *slika 9.31*. Pri frekvenciji od 1 Hz aktivni ovjes smanjuje amplitudu rezonancije u odnosu na onu koja se događa kod pasivnog ovjesa amortizera. Budući da ovjes detektira ubrzanja ovješene mase i određuje sile smanjenja njezine amplitude, postiže se učinkovito prigušivanje. S ciljem veće putne sigurnosti držanja kotača na cesti, tj. pri frekvenciji neovješene mase od 10 Hz, aktivni ovjes ponaša se kao pasivni ovjes. To se događa zato što sile ovjesa za kontrolu poskakivanja kotača reagiraju na ovješenu masu.



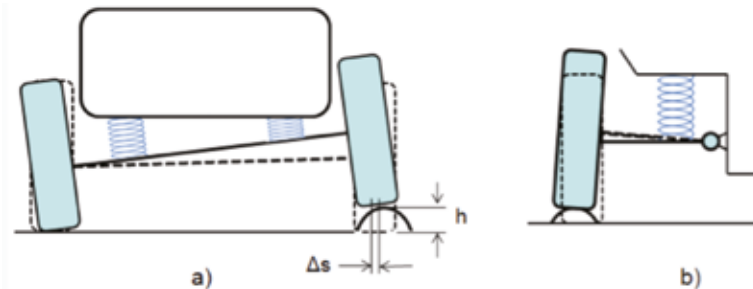
**Slika 9.31.** Vertikalno ubrzanje kod pasivnog i aktivnog ovjesa, quarter-car model, referentna područja karoserije (1 Hz) i kotača (10 Hz)

## 9.5. Konstrukcija ovjesa

Razlikuju se tri vrste ovjesa: *zavisni*, *nezavisni* ili *kombinirani* ovjes. Teretna vozila najčešće koriste zavisni ovjes, a osobna, terenska i sportska vozila koriste nezavisni ovjes. Na jednoj osovini može biti nezavisni a na drugoj osovini zavisni ovjes što čini kombinirani ovjes, primjerice nezavisni ovjes na prednjoj a zavisni na stražnjoj osovini.

### 9.5.1 Zavisni ovjes

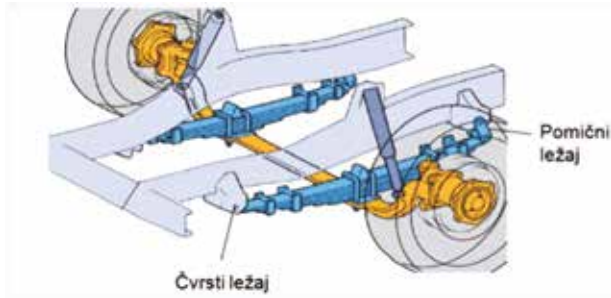
Kod zavisnog ovjesa, podizanje jednog kotača na izbočini ( $h$ ) odražava se na položaj drugog kotača, **slika 9.32.a**. Ta posljedica utječe na smanjenje traga kotača ( $\Delta s$ ) i na bočni nagib oba kotača. Zavisni ovjes koristi se kod krutih i polukrutih osovina. Kod nezavisnog ovjesa, pri nailasku jednog kotača na izbočinu, njegovo pomicanje se ne odražava na položaj drugog kotača (**b**).



**Slika 9.32.** Tipične vrste ovjesa: a - zavisni ovjes, b - nezavisni ovjes

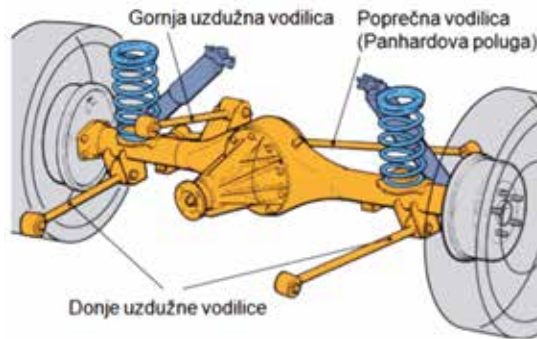
#### • Kruta osovina

Kruta osovina s lisnatim oprugama prikazana je na **slici 9.33**. Lisnata opruga ima višestruku ulogu. Prvo, služi kao elastični element između osovine i okvira vozila i drugo služi za vertikalno, uzdužno i poprečno vođenje osovine. Opruga je za osovinu učvršćena stegama, prednji dio opruga čini čvrsti radijalni klizni ležaj, vezan za okvir vozila, a stražnji dio ima pomični ležaj, tj. ima mogućnost izduživanja uslijed opterećenja. Kao prigušni element opruge služi hidraulički amortizer. Gumeni odbojници na oprugama ograničavaju vertikalni pomak. Lisnate opruge dakle, prenose vertikalne, uzdužne i poprečne sile između osovine i karoserije.



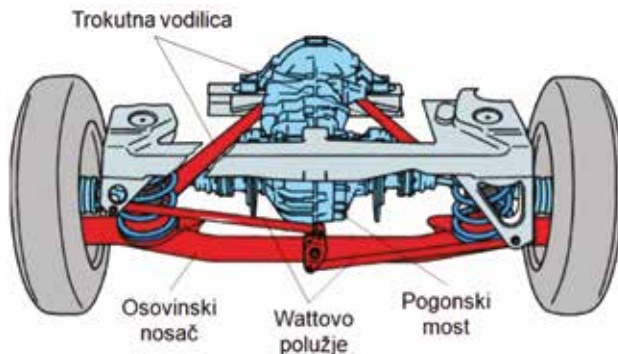
**Slika 9.33. Prednja kruta osovina s lisnatim oprugama**

Ako se kod krutog mosta, lisnate opruge zamijene zavojnim oprugama, tada je vodilicama potrebno osigurati prihvaćanje uzdužnih i poprečnih sila. Zavojna opruga može prenositi samo vertikalna opterećenja. Dakle, ugradnjom zavojnih opruga (ili pneumatskih), uzdužna i poprečna opterećenja se moraju prihvatiti ugradnjom uzdužnih i poprečnih vodilica (tzv. štapova za uzdužno i poprečno ukrućivanje), *slika 9.34*.



**Slika 9.34. Stražnja kruta pogonska osovina s uzdužnim i poprečnim vodilicama**

Kako bi se smanjile velike neovještene mase pogonskog mosta, odvaja se pogon od krute osovine i smješta u karoseriju, *slika 9.35*. Prijenos snage od diferencijala do kotača odvija se bočnim vratilima. Vertikalni progib opruga je ograničen između osovinskog nosača i karoserije. Uzdužno vođenje krute osovine postignuto ugradnjom *trokutnih* vodilica, a poprečno vođenje je u ovom slučaju izvedeno *Wattovim* polužjem. Kada se opruge sabijaju na izbočini puta ili u zavoju, poluge se zakreću na osovinskom nosaču, tako da sprječavaju bočne pomake karoserije.

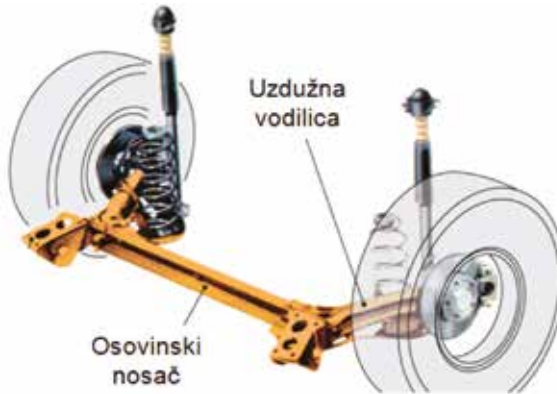


**Slika 9.35. Wattovo polužje za poprečno vođenje stražnje pogonske osovine i trokutna vodilica za uzdužno vođenje (De Dion ovjes)**

Za razliku od *Panhardove* poluge koja ima kružno gibanje svog hvatišta na osovini, *Wattovo* polužje održava vertikalno gibanje osovine, a ravnomjerna raspodjela opterećenja na kotače pruža veću stabilnost osovine.

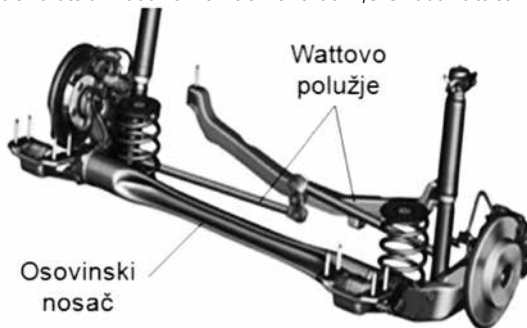
### • Polukruta osovina

Polukrutu *spregnutu osovину* čini osovinski nosač od opružnog čeličnog profila na kojem je sa strana zavarena uzdužna vodilica, *slika 9.36*. Osovinski nosač je pričvršćen za karoseriju gumeno-metalnim ležajima. Kod različitog progiba kotača, nosač se uvija i djeluje poput dijagonalne vodilice i torzijskog stabilizatora. Pritom su neznatne promjene bočnog nagiba kotača i traga kotača. Polukruta osovina najčešće se koristi na kompaktnim vozilima. Postoje neznatne promjene bočnog nagiba kotača.



**Slika 9.36. Polukruta spregnuta osovina (Golf 4)**

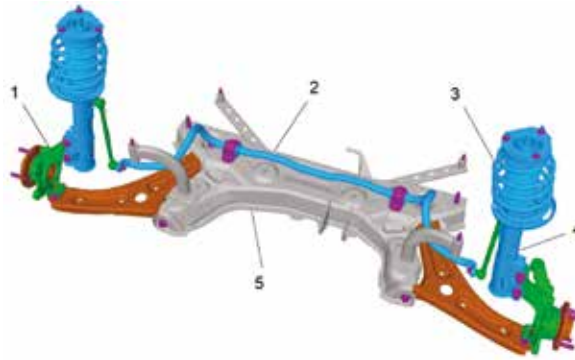
Kod polukrutih osovine kotači su međusobno čvrsto povezani poprečnim nosačem, *slika 9.37*. Ugrađuju se na stražnjoj osovini vozila. Zahvaljujući izvedbi nosača kotači se mogu pomicati neovisno jedan od drugoga. Središnji zglob polužja vezan je za nosač karoserije, a krajevi polužja su pričvršćeni za donji dio glavine kotača. Pri jednakom progibu opruga oba kotača, polukrute osovine se ponašaju kao krute osovine. Progiba li se samo jedan kotač, osovina se ponaša kao neovisan ovjes. Bočni udar na jednoj strani odmah se kompenzira jednakom silom na drugoj strani, sprječavajući bočno podizanje osovine. Mehanizam poboljšava bočnu stabilnost vozila i održava usmjerenost kotača i bočni nagib u zavojima.



**Slika 9.37. Polukruta stražnja osovina i Wattovo polužje (Opel Astra)**

## 9.5.2. Nezavisni ovjes

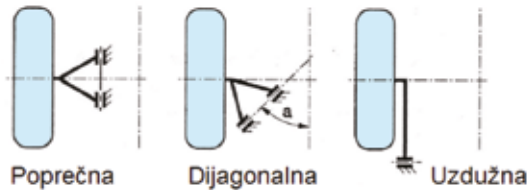
Neovisni ovjes čini pojedinačni ovjes kotača. Kotači jedne osovine su neovisni, tj. podizanje ili spuštanje jednog kotača ne utječe na drugi kotač. Na osobnim vozilima najčešće je primijenjen neovisni ovjes, tzv. *MacPhersonov ovjes*, *slika 9.38*.



**Slika 9.38. Neovisni ovjes prednje osovine (MacPhersonov ovjes)**

1 – rukavac kotača, 2 – torzijski stabilizator, 3 – opruga, 4 – amortizer, 5 - podokvir

Osnovni dijelovi nezavisnog ovjesa su: *vodilice kotača, zavojne opruge, amortizer i poprečni stabilizator*. Vodilice spajaju kotače s karoserijom, odnosno prenose sile između kotača i karoserije. Često se nazivaju i oscilirajuća ramena, ili uzdužna ili poprečna ramena. Osnovni zadatak vodilica je držati optimalnu kinematiku geometrije kotača pri podizanju i spuštanju kotača uslijed opterećenja i vožnje. S obzirom na položaj ugradnje, vodilice kotača mogu biti *poprečne, dijagonalne, uzdužne i prostorne*, **slika 9.39**.



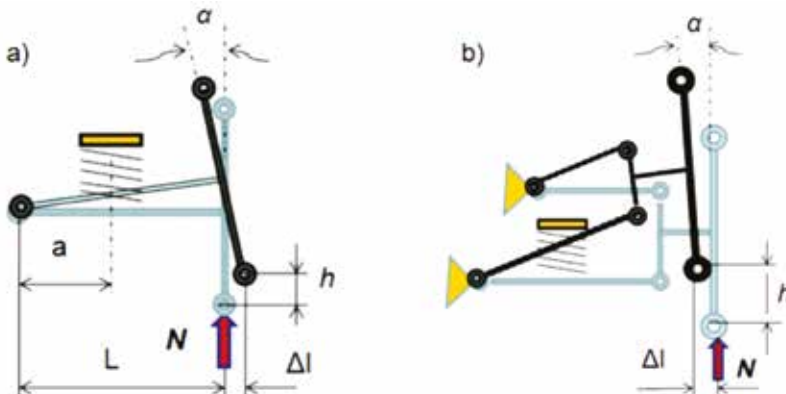
**Slika 9.39. Vrste vodilica**

#### a) Poprečne vodilice

Vođenje kotača kod nezavisnog ovjesa, može biti pomoću: *jednostruke vodilice, dvostruke vodilice, MacPhersonove vodilice, dijagonalne (kose) vodilice, torzijske vodilice i prostorne (multilink) vodilice*.

#### • Jednostruka i dvostruka vodilica

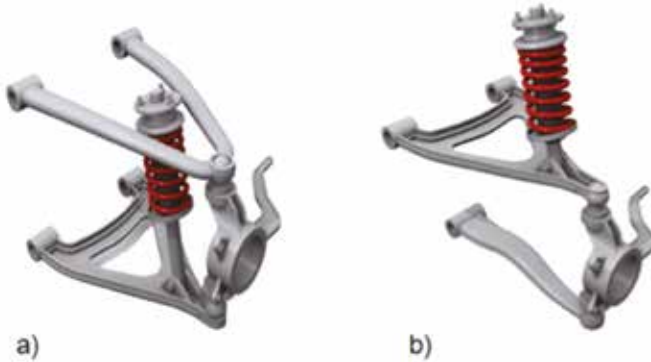
Kod jednostruke poprečne vodilice, os podizanja kotača nalazi se pod kutom ( $\alpha$ ) u odnosu na uzdužnu os vozila, **slika 9.40.a**. Podizanjem kotača znatno se mijenja bočni nagib kotača i trag kotača ( $\Delta l$ ), guma se deformira, a bok pneumatika se više troši. Stoga se jednostruka vodilica rjeđe koristi.



**Slika 9.40. Shema jednostruke i dvostruke vodilice**

Kako bi kotač cijelim profilom gume stalno ležao na cesti, koristi se najčešće dvostruka vodilica s gornjom kraćom vodilicom, zbog čega se kotač manje naginje ( $\alpha$ ) te ima neznatnu promjenu traga kotača ( $\Delta l$ ), **slika 9.40.b**. Pritom se dobiva negativni nagib kotača, što povoljno utječe na stabilnost vozila u zavoju. Precizno vođenje kotača omogućuje 4-zglobni mehanizam. Dvostruka vodilica vodi kotač u dvije ravnine, a izvodi se kao *tip 1* ili *tip 2*, **slika 9.41**.

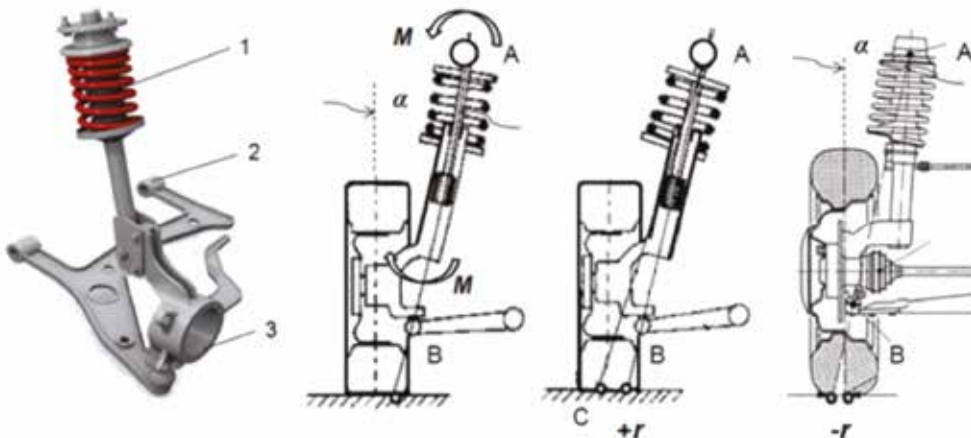
*Vodilica tipa 1*: donja vilica podnosi veća naprezanja. *Vodilica tipa 2*: donja vilica zamijenjena je jednom vodilicom iznad koje prolazi pogonsko vratilo upravljačke osovine. Takav tip vodilice zahtijeva više prostora. Sklop opruga/amortizer premješten je na gornju vilicu, radi smještaja pogonskog vratila kotača.



**Slika 9.41. Dvostruka vodilica upravljačke osovine, a - tip 1, b - tip 2**

### • MacPhersonova vodilica

*MacPhersonova* vodilica izvedena je na temelju dvostruke vodilice s tri oslonca, gdje je gornju vodilicu zamijenila elastično-prigušna jedinica, tzv. *MacPhersonova* noga, **slika 9.42**. Klipnjača hidrauličkog amortizera vezana je za karoseriju aksijalnim kugličnim ležajem i gumenim jastukom. Oko klipnjače je gumeni ublaživač hoda i zavojna opruga. Amortizer u ulozi vodilice prenosi sile ubrzanja, kočenja i bočne sile. Zato klipnjača i njeno vođenje mora biti ojačano. Osim manje mase, ova vodilica u odnosu na druge vodilice zauzima manji prostor. *MacPhersonov ovjes* osigurava neznatne promjene nagiba kotača i zatura.



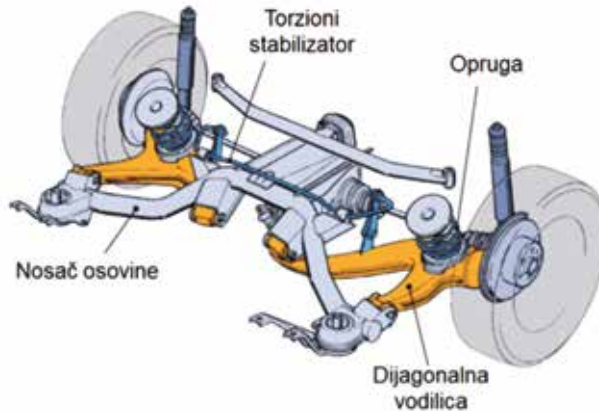
**Slika 9.42. MacPhersonova vodilica**

(1 - opruga i amortizer, 2 - donja vodilica, 3 - rukavac),  $\alpha$  - kut nagiba osovine kotača, **A-B** os zakretanja kotača: negativni i pozitivni radijus zaokreta (+/-), **A-C** os zakreta opruge

Problem bočnog opterećenja amortizera i njegova klipnog trenja neutralizira se ugradnjom zavojne opruge (A-C) pod određenim kutom u odnosu na os zakretanja kotača (A-B). Opruga se suprotstavlja momentu bočnog opterećenja (*slika 9.42. sredina*). Prelazak s pozitivnog na negativni radijus zaokreta kotača - uz podudaranje osi A-B-C daje suvremeno rješenje (*desno*).

### b) Dijagonalna vodilica

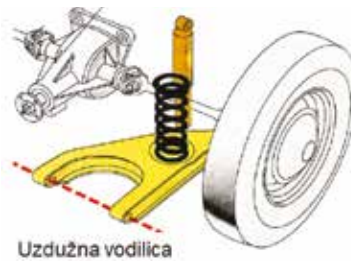
Ovjes kotača s dijagonalnim vodilicama čine dvije trokutaste vodilice, *slika 9.43*. Vodilice omogućuju primanje velikih uzdužnih i poprečnih sila, što osigurava dobro vođenje kotača i neznatnu promjenu geometrije kotača.



**Slika 9.43. Stražnji ovjes s dijagonalnom vodilicom kotača**

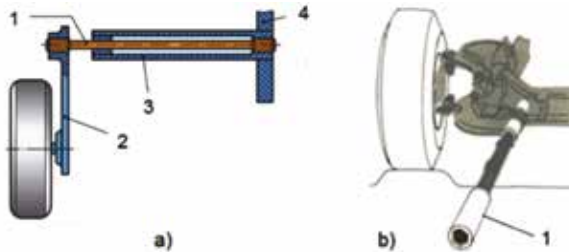
### c) Uzdužna vodilica

Ovjes kotača s uzdužnim vodilicama čine vodilice, postavljene pod kutom  $90^\circ$  u odnosu na poprečnu os vozila, *slika 9.44*. Vodilice omogućuju primanje velikih uzdužnih i poprečnih sila i neznatnu promjenu geometrije kotača.



**Slika 9.44. Uzdužna vodilica**

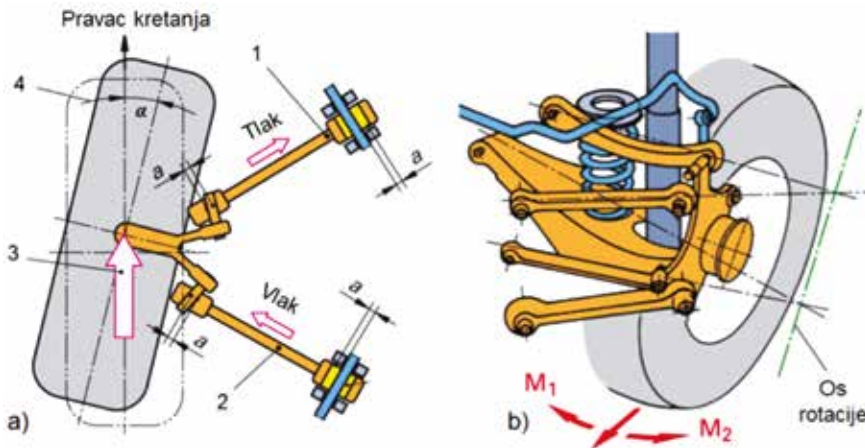
Torzijaska opruga služi kao uzdužna vodilica i kao elastični element ovjesa. Koristi se najčešće na terenskim vozilima, *slika 9.45*. Osim uzdužne (a), može biti i poprečna vodilica (b). Opterećena momentom uvijanja opruga ima linearnu karakteristiku. Veća dužina opruge daje veću mekoću, ali i manju silu držanja kotača na cesti. Vodilice omogućuju primanje velikih uzdužnih sila, ali u zavojima može doći do promjena geometrije kotača.



Slika 9.45. Uzdužna torzijska vodilica, 1 - opruga, 2 - vodilica, 3, 4 - okvir

#### d) Prostorna vodilica (Multilink)

U zglobnim vezama dvostruke vodilice s karoserijom, mogu se pojaviti tijekom vožnje neželjeni zazori i otkloni kotača, **slika 9.46.a**. Dok stražnji krak vodilice (spona) ima naprezanje na vlak, prednji krak ima naprezanje na tlak. To uzrokuje izduživanje odnosno skraćivanje spona. Zbog toga se kotač s pravca skreće prema unutra za određeni kut otklona ( $\alpha$ ), dok se u zavoju vanjski kotač otvara prema vani. Stoga je važno radi održanja smjera potrebno poništavati otklon kotača. To omogućuje prostorna vodilica, tzv. *multi-link* (multilink) vodilica, **slika 9.46.b**.



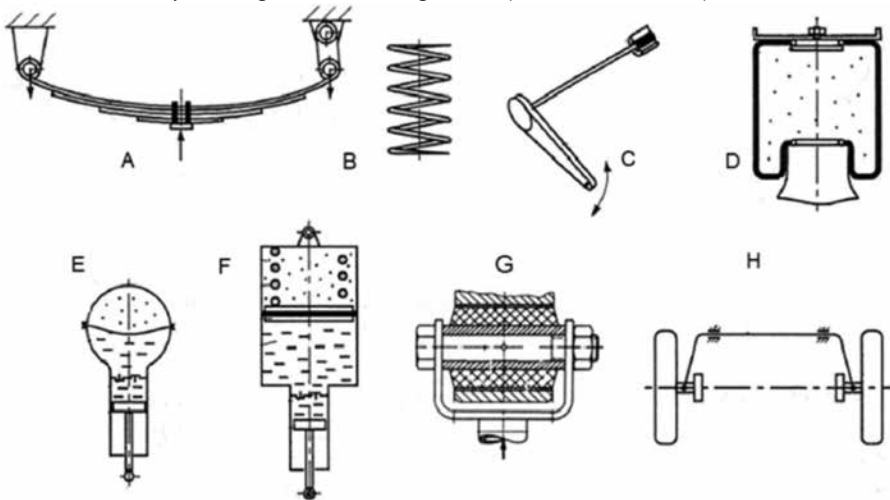
Slika 9.46. Dvostruka vodilica (lijevo) i multilink vodilica stražnje osovine (desno), 1, 2 - poluge vodilice, 3 - vučna sila, 4 - kut otklona ( $\alpha$ )

Sjecište osi vodilica leži izvan središnje ravnine kotača pa se kotač pod utjecajem, npr. momenta vučne sile, toliko vodi prema vani ( $M_2$ ) koliko se zbog elastične pogreške (*selena*) vodi prema unutra ( $M_1$ ). Takav kotač zadržava svoj položaj i pravac kretanja u zavoju. *Multilink* vodilica otklanja nedostatak vođenja kotača s jednostrukom i dvostrukom vilicom. Ako prilikom prolaza kroz zavoj dolazi do otvaranja stražnjih kotača tj. promjene usmjerenosti kotača, to može uzrokovati zanošenje vozila. Stoga je *multi-link* vodilica stražnje osovine važna radi sprječavanja zanošenja vozila u zavoju. Također, u vožnji po zavojima uslijed sabijanja opruga dobiva se negativni bočni nagib kotača, što poboljšava bočno vođenje. Kod prednje upravljačke osovine *multilink* se izvodi s više vodilica. Donju ravninu čini po jedna nosiva vodilica, a gornju dvije vodilice.



### 9.5.3. Elastični elementi ovjesa

Elastični elementi ovjesa mogu biti metalni, gumeni, pneumatski i hidropneumatski, *slika 9.47*.

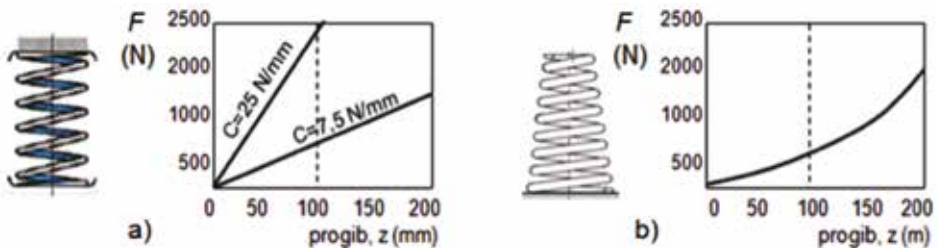


**Slika 9.47. Elastični elementi ovjesa**

A - lisnata opruga, B - zavojna opruga, C - torzijska opruga, D - pneumatska opruga,  
E i F - hidropneumatska opruga, G - gumena opruga, H - poprečni stabilizator

#### a) Zavojna opruga

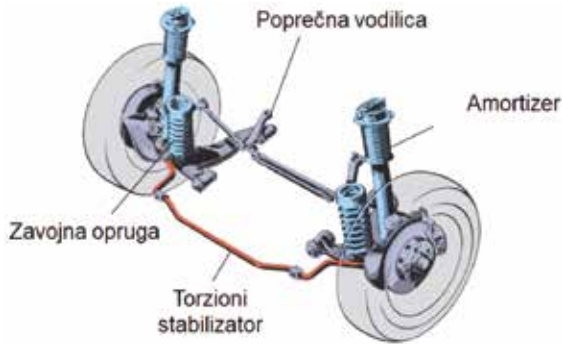
Opruge se ugrađuju između vodilica i karoserije. Mogu biti zavojne i lisnate opruge. Kod osobnih vozila najčešće se ugrađuje zavojna opruga. Zavojna opruga može imati različite oblike, primjerice: *cilindrični*, *konusni* ili *bačvasti* oblik. Cilindrične zavojne opruge imaju linearnu karakteristiku (a), a konusne i bačvaste nelinearnu - progresivnu karakteristiku (b), *slika 9.48*. Kako bi se dobila progresivna karakteristika, opruga može biti izrađena s promjenjivim korakom navoja, promjenjivom debljinom, ili promjenjivim oblikom. Bačvasta opruga može biti kraća u odnosu na prethodne, s velikim progibima, jer se susjedni zavoji opruge ne smiju dotaknuti. Ako se zavojna opruga koristi kod zavisnog ovjesa, tada ovjes treba imati uzdužne i poprečne vodilice za ukrućivanje. Oblik zavojne opruge omogućuje ugradnju amortizera unutar opruge tako da ovjes zauzima manji prostor.



**Slika 9.48. Karakteristike zavojne opruge ( $C = F/z$ )**

#### b) Torzijska opruga

Bočno naginjanje vozila može se smanjiti torzijskom oprugom, tzv. torzijskim stabilizatorom. Primjer opružnog stabilizatora na prednjoj upravljačkoj osovini prikazan je na *slici 9.49*. Izveden je u obliku dvokrake poluge, čiji su krajevi zglibno vezani za vodilice kotača, a sredina poluge je s dva ležaja zglibno vezana s karoserijom. Pri bočnom naginjanju vozila, stabilizator pruža otpor uvijanju čime se smanjuje bočno naginjanje vozila.



Slika 9.49. Torzijski stabilizator

### c) Lisnata opruga

Lisnata opruga se sastoji od većeg broja listova opružnog čelika, *slika, 9.50*. Listovi različitog radijusa zakrivljenosti i dužine, međusobno spojeni čine trapezoidni lisnati gibanj. Jedan kraj gibanja je pričvršćen u prednjem ležaju na okviru vozila, a drugi je pomični ležaj s druge strane. Karakteristika lisnatog gibanja je linearna. Osim elastičnosti, međusobno trenje listova gibanja pruža određena prigušna svojstva (a). Naprednija izvedba lisnatog gibanja otklanja prigušna svojstva zbog trenja i zagrijavanja te oštećenja (b). Parabolična izvedba listova gibanja smanjuje problem trenja (c).

Usporedba mase lisnatih opruga različite konstrukcije upućuje na prednosti paraboličnog lisnatog gibanja. Primjerice, kod istog opterećenja gibanja od  $F = 33$  kN, krutosti  $C = 200$  N/mm, i dužine gibanja  $L = 1650$  mm, potrebno je:

- za klasični gibanj 14 listova, mase 92 kg
- za klasični gibanj 9 listova (plastični sloj između listova), mase 94 kg
- za parabolični lisnati gibanj 3 lista (plastični sloj između listova), mase 61 kg



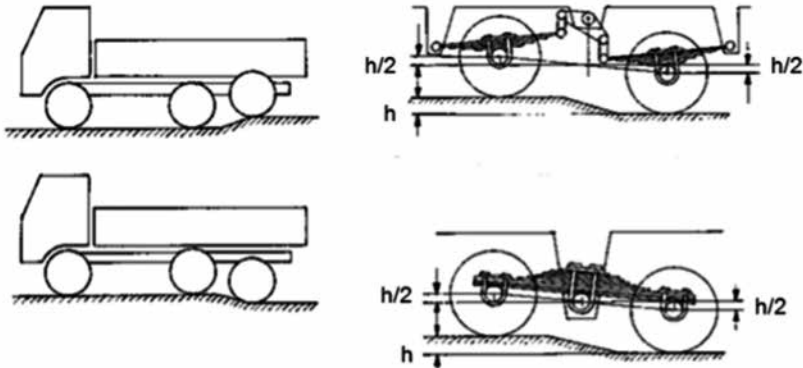
Slika 9.50. Izvedbe lisnatih opruga

a, b - klasični gibanj, c - parabolični gibanj, d - dvostruki gibanj

Kod stražnje osovine teretnih vozila često se izvodi dvostruki gibanj (d), gdje se uz glavni gibanj (donji) dodaje i pomoćni gibanj (gornji). Kada je vozilo prazno, potrebnu elastičnost daje glavni gibanj, a kada je vozilo opterećeno funkciju dobiva i pomoćni gibanj koji preuzima dodatno opterećenje, čime se povećava linearna karakteristika i mijenja vlastita frekvencija ovjesa. Pored lisnatog gibanja ugrađuje se amortizer za prigušivanje vibracija.

#### d) Balansirni elementi ovjesa

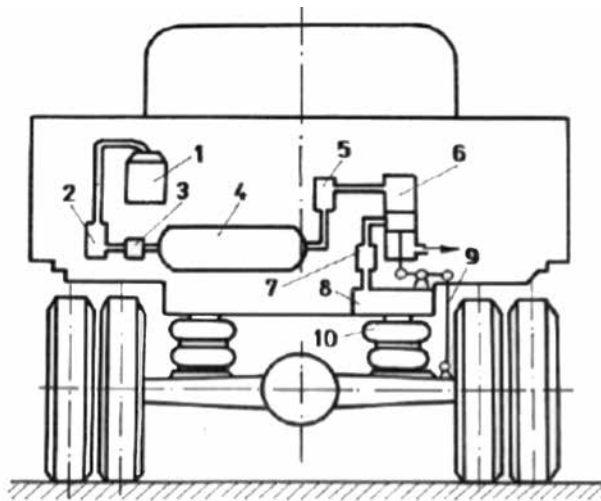
Lisnate opruge koriste se i kao balansirni ovjes između dviju osovina, *slika 9.51*. Karakteristika balansirne izvedbe je to što podizanje jedne osovine na visinu neravnine daje upola manji pomak karoserije od visine prepreke, uz podjednako opterećenje dviju susjednih osovina.



*Slika 9.51. Balansirna izvedba zavisnog ovjesa s jednom ili dvije lisnate opruge*

#### 9.5.4. Pneumatski elementi ovjesa

Između karoserije i osovina ugrađuju se pneumatski elementi (zračne opruge, zračni jastuci, baloni) kao dio pneumatskog ovjesa. Prednost pneumatskog ovjesa nad klasičnim ovjesom vidi se u načinu regulacije visine karoserije autobusa ili kamiona, *slika 9.52*.



*Slika 9.52. Tipična shema pneumatskog ovjesa*

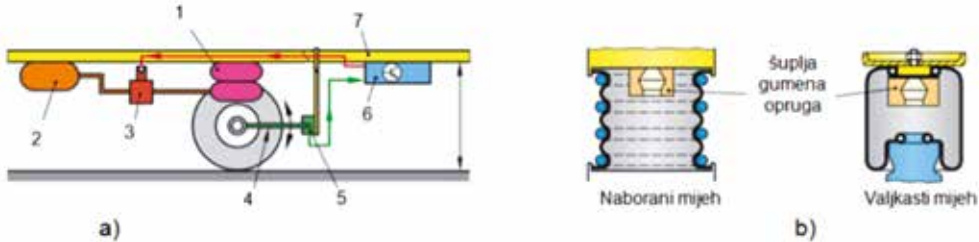
1 - kompresor, 2 - separator odvajanja vode, 3 - regulator tlaka, 4 - spremnik zraka, 5 - pročištač zraka, 6 - regulator visine karoserije, 7 - ventil regulatora, 8 - dopunski spremnik, 9 - poluga regulatora, 10 - zračni jastuk

Regulacija visine karoserije primjenjuje se kod vozila kod kojih se ovješena masa značajno mijenja u ovisnosti o opterećenju (autobusi, kamioni i drugo), a pritom se zahtjeva održavanje stalne visine karoserije i visoka udobnost putnika.

Pri svakom opterećenju karoserije, regulator (6) osigurava konstantni razmak između osovine i karoserije. Ako se vozilo opterećuje, tada se preko poluge (9) spušta klip i zrak pod većim tlakom ulazi u

rezervoar (8) i balon (10) pa tlak u balonu raste. Stoga se karoserija podiže do prvobitnog položaja kada se prekida dovod zraka. Pri rasterećenju klip se pomiče naviše a zrak se ispušta u atmosferu. Ugrađuje se u vozila gdje se zahtjeva visoka mirnoća hoda, gdje se opterećenje znatno mijenja (gradski autobusi, kamioni, i drugo).

Regulacija visine karoserije prikazana je na *slici 9.53.a*. Neravnine puta prati senzor pomaka (5) i prenosi signale upravljačkoj jedinici za regulaciju visine koja upravlja elektropneumatskim ventilom (3) za prolaz stlačenog zraka prema zračnoj opruzi (1). Promjenom tlaka zraka u balonu regulira se krutost ovjesa i održava se vlastita frekvencija. Zračni jastuci se izrađuju od armirane gume (*b*). Unutarnja gumena opruga ograničava hod, a pri potpunom pražnjenju balona zadržava mogućnost ograničene vožnje.



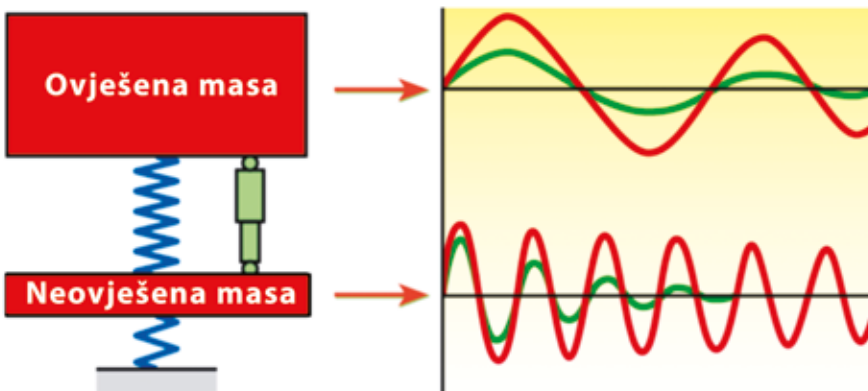
**Slika 9.53. Regulacija visine karoserije**

1 - zračni jastuk, 2 - spremnik zraka, 3 - elektropneumatski ventil, 4 - poluga,  
5 - senzor pomaka kotača, 6 - kontroler, 7 - karoserija

### 9.5.5. Prigušni elementi ovjesa

Kako su ovještene i neovještene mase povezane oprugama, međusobno djeluju jedna na drugu i vibriraju različitim frekvencijama, *slika 9.54*. Vibracije nastaju pri vožnji zbog neravnina na cesti, a ovise o krutosti opruga i inerciji mase karoserije i kotača.

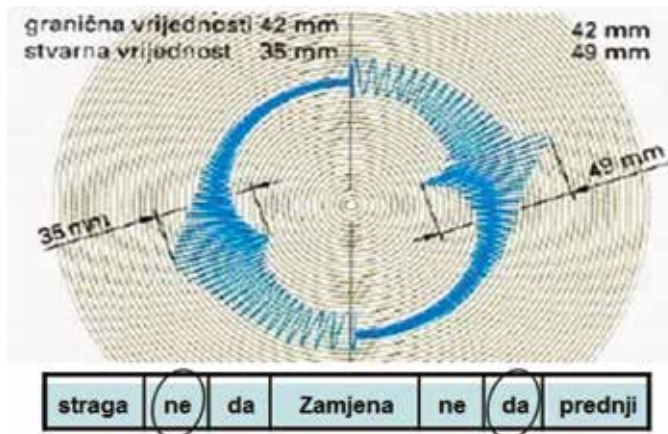
Harmonijsko gibanje ovještene i neovještene mase na oprugama pretvara se pomoću amortizera u prigušeno vertikalno gibanje, čime se zadržava putna udobnost vozila i putna sigurnost držanja kotača na cesti. U cilju povećanja udobnosti, potrebno ja što veći omjer mase između ovještene i neovještene mase, odnosno neovještene mase moraju biti što manje. Najširu primjenu imaju hidraulički amortizeri. Princip prigušivanja temelji se na pretvaranju mehaničke energije opruga u toplinsku energiju ulja hidrauličnog amortizera.



**Slika 9.54. Prigušeno i neprigušeno vibriranje ovještene i neovještene mase**

Amortizeri su ključni sklopovi za dobro držanje kotača uz podlogu. Sila prigušivanja nije jednaka kod tlačenja i kod razvlačenja. Prigušivanje je veća pri razvlačenju amortizera (čuva kotač od udara u rupe oštećenog kolovoza). Ispravan amortizer omogućava veću brzinu kretanja vozila, povećava radni vijek dijelova u vozilu, daje kraći put kočenja pri zaustavljanju vozila, te smanjuje oštećenje kolovoza.

Na tehničkim pregledu, zbog njihove važnosti, provodi se kontrola ispravnosti prigušivanja amortizera. Na mjernom uređaju testeru ispituju se amortizeri jedne osovine. Lijevi i desni kotač stoje na vibracijskoj ploči testera, koju pogoni elektromotor preko ekscentra. U kontroli stanja amortizera prolazi se kroz cjelokupno područje vibracija (16 Hz). Nakon isključivanja testera, u rezonantnom području vibracija, amplitude poprimaju najveće vrijednosti. Usporedbom izmjerenih vrijednosti s dopuštenim vrijednostima amplituda, utvrđuje se ispravnost rada amortizera, *slika 9.55*.



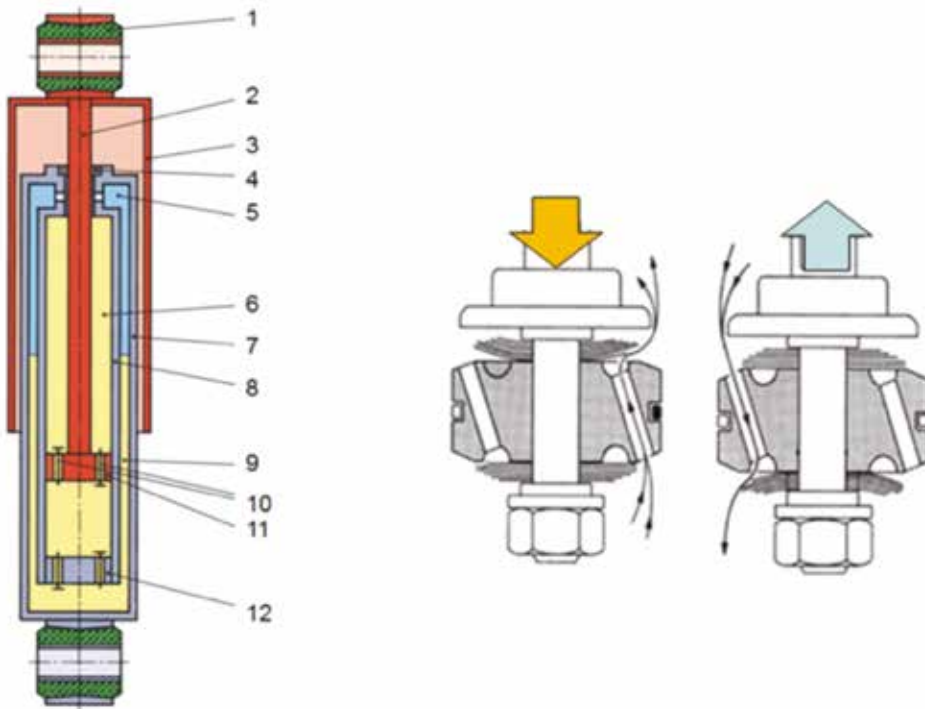
*Slika 9.55. Testiranje ispravnosti rada amortizera*

## 9.5.6. Klasični amortizeri

### a) Dvocilindrični hidraulički amortizer

Najčešće korišteni amortizer je *dvocilindrični* hidraulički amortizer, *slika 9.56*. Dva cilindra čine unutarnja i vanjska cijev. U unutarnjoj cijevi nalazi se klip koji se giba u prostoru ispunjenim uljem. Prostor između vanjske i unutarnje cijevi čini prostor za kompenzaciju tj. prostor za izjednačavanje tlaka i samo je djelomično ispunjeno uljem. To omogućuje prihvat ulja koje istiskuje klipnjača, osim toga u radu ulje se zagrijava, pjeni i širi, čime se povećava njegov volumen pa prostor za kompenzaciju preuzima taj volumen. Radna temperatura amortizera iznosi oko 60 °C.

Klip se *pri sabijanju* kreće prema dolje, ulje prolazi kroz klipne kanale i podiže lamele ventila pri čemu nastaje prigušivanje. Ako je brzina klipa velika (ili ako je viskozitet ulja velik), tlak ispred klipa jako poraste što uzrokuje otvaranje kompenzacijskog ventila i prelijevanje ulja u kompenzacijski prostor. *Pri razvlačenju* klip se kreće prema gore, ulje prolazi kroz kanale i podiže lamele ventila pri čemu nastaje veće prigušivanje. Kompenzacija ulja se i u ovom slučaju ostvaruje povratkom ulja iz kompenzacijskog prostora. Dakle, silu prigušivanja u hodu sabijanja i hodu razvlačenja osiguravaju ventili klipa i kompenzacijski ventili. Pri sabijanju nastaju manji otpori prigušivanja amortizera, a kod razvlačenja nastaju veći otpori prigušivanja. Tim načinom prigušivanja postiže se bolje držanje kotača uz podlogu te realizacija vučne ili kočne sile.



**Slika 9.56. Dvocilindrični hidraulički amortizer**

1 - gumeni ležaj, 2 - klipnjača, 3 - zaštitna cijev, 4 - brtva, 5 - zračni prostor, 6 - gornja komora, 7 i 8 - dva cilindra/vanjska i unutarnja cijev cilindra, 9 - prostor za izjednačenje tlaka, 10 - lamelasti ventili, 11 - klip, 9 - kompenzacijski ventili

Karakteristika prigušivanja je funkcija sile otpora amortizera o hodu klipa i o brzini njegova klipa, **slika 9.57**. Pritom postoje razlike između sile sabijanja i sile razvlačenja, što određuje stupanj prigušivanja ( $D$ ). Karakteristika može biti linearna, progresivna ili degresivna. Sportska vožnja zahtjeva veće progresivne sile prigušivanja, a udobna vožnja manje degresivne sile. Velika sila prigušivanja pri razvlačenju amortizera čuva karakteristike sigurnosti kotača od udara o rupe oštećenog kolovoza. Hod amortizera pri sabijanju je određen graničnikom hoda koji može biti gumeni element velike krutosti. Udaranje o graničnike hoda izaziva jake udare pa se brzina vozila treba smanjiti.

Sila prigušivanja amortizera

$$R_a = k v^m \text{ [N]} \quad (9.13)$$

$R_a$  - sila prigušivanja amortizera

$k$  - koeficijent prigušivanja amortizera,

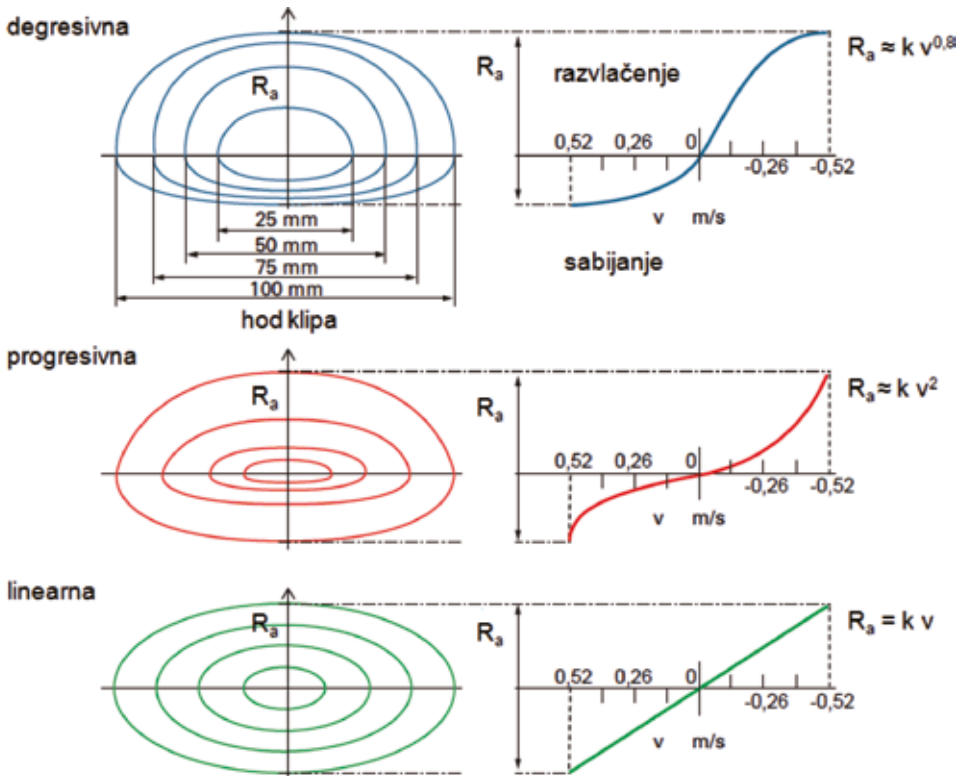
srednja vrijednost prigušivanja je:  $k = (k_s + k_r)/2$

$k_s$  - koeficijent prigušivanja kod sabijanja,  $k_r$  - koeficijent prigušivanja kod razvlačenja

$v$  - brzina klipa amortizera (m/s)

$m$  - oblik karakteristike:  $m=1$ , linearna;  $m=2$ , progresivna;  $m<1$ , degresivna,

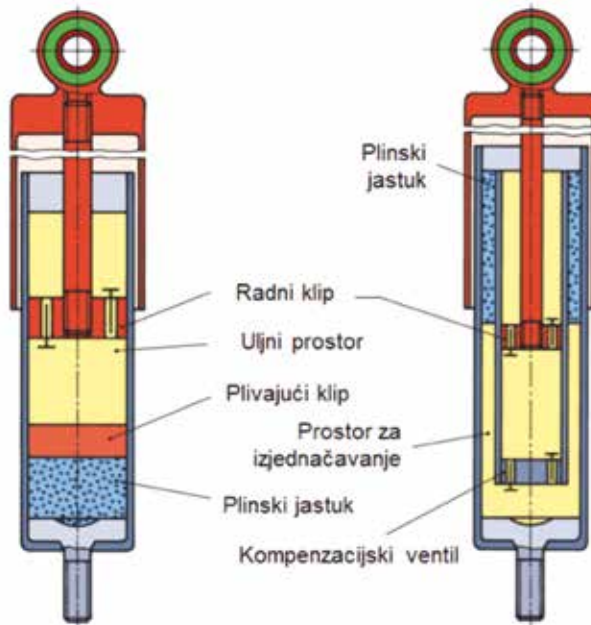
$D$  - stupanj prigušivanja amortizera:  $D = k_s/k_r = 0,2-0,33$ , ( $k_r > k_s$ ),  $k_r = (2-5)k_s$



Slika 9.57. Karakteristike prigušivanja

### b) Jednocilindrični i dvocilindrični plinski amortizer

Jednocilindrični plinski amortizer prikazan je na *slici 9.58*. Inertni plin (dušik) stlačen na 20-30 bara je odvojen od uljnog prostora međuklipom (tzv. plivajućim klipom). Silu prigušivanja u hodu sabijanja i hodu razvlačenja određuju ventili klipa. Pomicanjem hidrauličnog klipa gore-dolje pomiče se istovremeno i plivajući klip gore-dolje tlačeći ili šireći volumen plina, jer se tijekom rada, oba medija griju i hlade preko cijevi. Razliku promjene volumena zbog povećanja temperature ulja kompenzira plivajući klip svojim pomicanjem. Kako se ne bi miješala dva medija potrebna je visoka preciznost brtvljenja plivajućeg klipa. Jednocilindrični plinski amortizeri na prednjem ovjesu mogu biti predugi za ugradnju, pa se koriste dvocilindrični plinski amortizeri (*desno*).

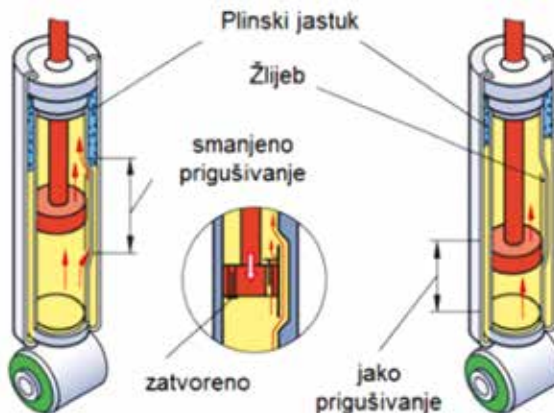


Slika 9.58. Jednocilindrični (lijevo) i dvocilindrični plinski amortizeri (desno)

### 9.5.7. Amortizeri s varijabilnim prigušivanjem

#### a) Dvocilindrični plinski amortizer

Dvocilindrični plinski amortizer s varijabilnim prigušivanjem, slika 9.59., sličan je dvocilindričnom uljnom amortizeru, s razlikom što je inertni plin dušik pod pretlakom 3-8 bara. Stlačeni plin sprječava pjenjenje ulja i stvaranje parnih mjehurića. Kod teretnih vozila s velikom promjenom opterećenja, potrebno je osigurati vrlo promjenjivo prigušivanje. U tom cilju se dodaju *bypass* kanali ili žljebovi uz stjenjke cilindra. Kod malih opterećenja radni klip se giba u području žljebova, pa ulje prolazi kroz provrte ventila i kroz žljebove što daje manje prigušivanje. Kod velikog opterećenja, radni klip se giba ispod žljebova pa prigušivanje raste progresivno jer ulje prolazi samo kroz provrte ventila. Konstrukcijom žljebova amortizeri se mogu prilagoditi opterećenju.



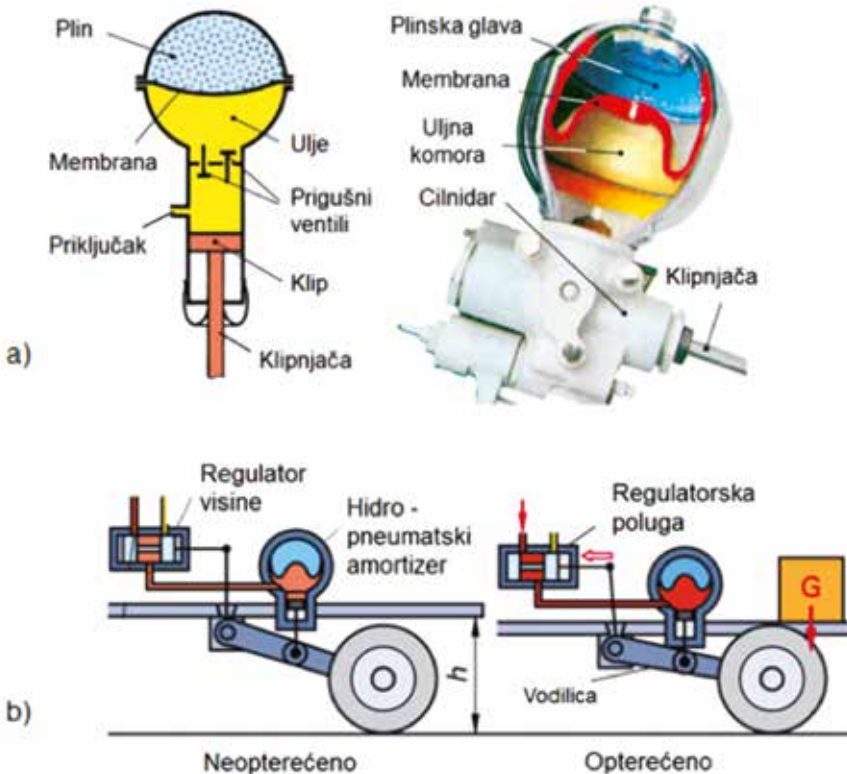
Slika 9.59. Dvocilindrični plinski amortizer s varijabilnim prigušivanjem



### b) Hidropneumatski amortizer

Hidropneumatski amortizer čine kombinaciju plinske opruge i radnog hidrauličkog cilindra, *slika 9.60.a*. U sklopu kugle nalazi se stlačeni plin dušik po uljnim tlakom, koji su odvojeni membranom. Tlačenjem ulja ( $\approx 180$  bar) pomoću klipa, ulje protječe kroz ventile čime prigušuju protok u oba smjera i djeluju kao amortizer. Takav sklop istovremeno djeluje kao opruga i amortizer. Hidropneumatski sustav suvremenih vozila (*Hydroactive*) pomoću tih amortizera, te senzora, upravljačke jedinice i drugih komponenata i omogućuje smanjenje bočnog naginjanja vozila u zavojima, smanjenje prednjeg dijela vozila kod kočenja te stražnjeg dijela kod ubrzanja.

Uz izbor programa vožnje (*Comfort, Sport*), automatsku regulaciju visine vozila od podloge izvodi se spajanjem regulatora visine s uzdužnom vodilicom (*b*). Pri svakom opterećenju vozila, regulator visine osigurava konstantni razmak između podloge i karoserije. Ako se vozilo opterećuje, tada se preko regulatorne poluge klip regulatora pomiče i ulje pod tlakom ulazi u rezervoar uljnu komoru pa tlak plina kugli raste. Stoga se karoserija podiže do prvobitnog položaja i prekida dovoda ulja. Veći teret vodi povećanju tlaku ulja u cilindru, a time i tlaka dušika. Opruga postaje tvrđa, a ovjes postaje neudobniji. Pri rasterećenju vozila, klip regulatora se vraća a prema tome i ulje, pa se vozilo podiže na konstantnu visinu.



**Slika 9.60. Shema hidropneumatskog ovjesa**

**a** - hidropneumatski amortizer, **b** - neopterećena i opterećena funkcija ovjesa

### c) CDC-amortizer (*Continous Damping Control*)

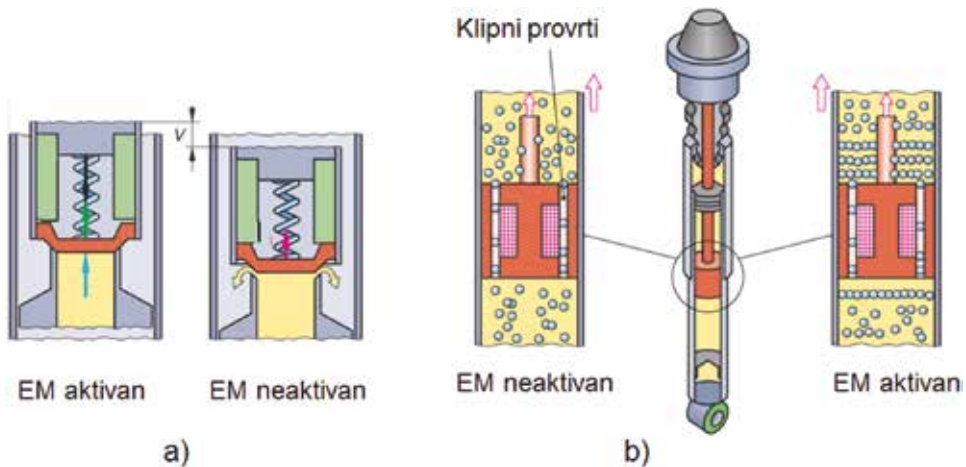
Cilj je adaptivnog ovjesa u niskofrekventnom području rada karoserije 0-1 Hz je smanjiti valjanje vozila, smanjiti bočni nagib karoserije u zavoju, pružiti izbor udobne ili sportske vožnje, te sigurnost držanja kotača na cesti. Upravljački uređaj na temelju većeg broja senzora izračunava potrebnu struju

za prigušne elektromagnetske ventile svakog pojedinog amortizera. **CDC** amortizer je dvocjevni plinski amortizer koji osigurava bezstupanjsko prigušivanje, otvaranjem elektromagnetskog ventila, *slika 9.61.a*. Pri svakom hodu tlačnja i razvlačenja sila prigušivanja prilagođava se individualno izabranom programu vožnje (*normal, comfort, sport*), tj. *proporcionalni prigušni ventil se otvara (meko) ili sužava (tvrdo)*. Kroz klipnjaču prolazi žica za magnetske namotaje ventila. Kada kroz namotaj proteče struja, proporcionalni ventil se svojim hodom suprotstavlja sili opruge. Presjek prigušnog otvora se postupno mijenja promjenom jakosti struje. Prigušna sila se realizira u vremenu od 2-4 ms.

Adaptivni i poluaktivni ovjesi, osim **CDC dvocijevnog plinskog amortizera s proporcionalnim ventilom**, mogu koristiti različite vrste amortizera, kao što su **MR amortizeri** i **PDC amortizeri**.

#### d) **MR-amortizer (Magneto-Rheological)**

MR-amortizer je magnetno-reološki amortizer, koji se najviše koristi kod poluaktivnog ovjesa za prilagodbu vibracija u širem području frekvencija 0-40 Hz karoserije i kotača. *slika 9.61.b*. Sintetičko ulje sadrži čestice željeza, promjera 3-10  $\mu\text{m}$ . Aktiviranjem namotaja elektromagneta u sklopu klipa, magnetsko polje povezuje čestice u lance pa ulje postaje viskoznije, čime se povećava otpor protjecanju kroz klipne provrte, što stvara potrebno prigušivanje.

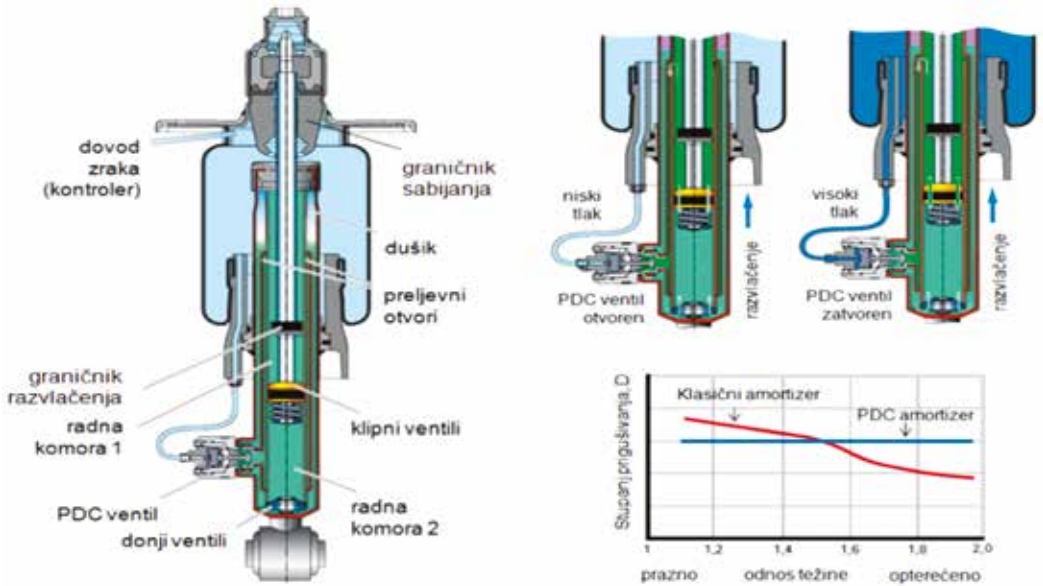


**Slika 9.61. Princip prigušivanja: a - CDC amortizer, b - MR amortizer**

#### e) **PDC-amortizer (Pneumatic Damping Control)**

Varijanta **PDC** amortizera povezuje zračnu oprugu i hidraulični amortizer u jednu cjelinu. Pomoću tlaka **PDC** ventila na amortizeru izvodi se varijabilno prigušivanje, *slika 9.62*. Promjena tlaka u pneumatskom amortizeru obavlja se iz vanjskog izvora stlačenog zraka, čime se regulira krutost sukladno zahtjevu programa vožnje. Nazivaju se i *plinski amortizeri* ili *progresivni amortizeri*.

Amortizer održava stupanj prigušivanja na konstantnoj razini, a time i putnu sigurnost držanja kotača na cesti, od djelomičnog do punog opterećenja vozila. **PDC** ventil koji ima stalnu vezu s upravljačkim jedinicom stvara povećanje i smanjenje prigušivanja preko radne komore 1, koja je povezana pomoću preljevnih otvora. Kod manjeg opterećenja, dio ulja zaobilazi klipne ventile, smanjujući silu prigušivanja.

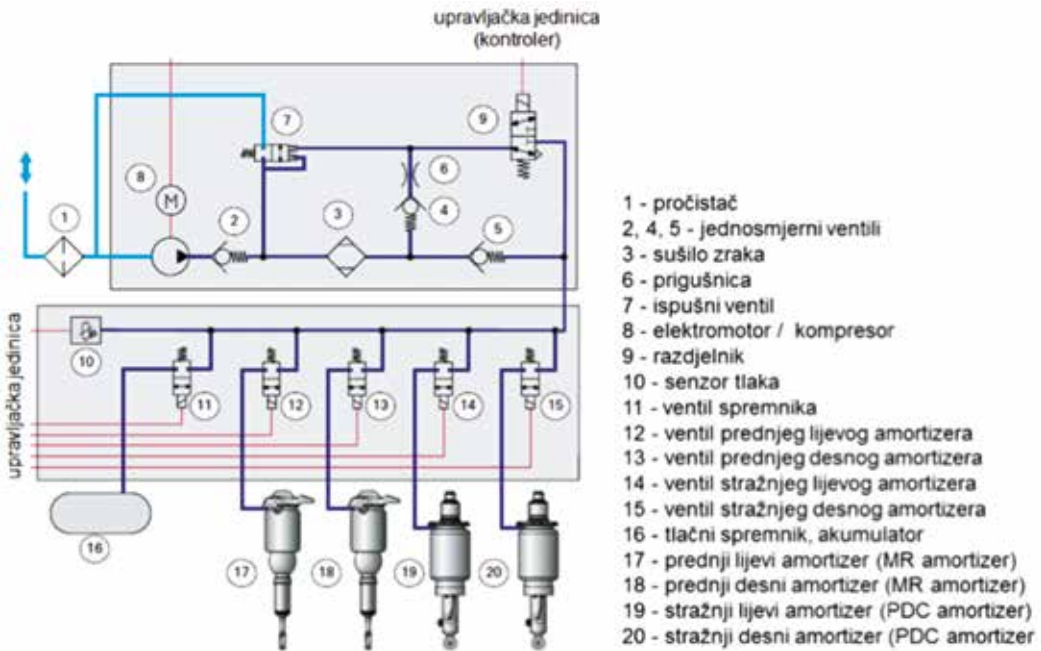


Slika 9.62. PDC amortizer (Audi A6)

*Funkcija razvlačenja pri visokom tlaku zraka:* upravljački tlak i otpor prigušnice PDC ventila je visok (ventil zatvoren). Veća količina ulja protječe kroz klipne ventile, povećavajući time silu prigušivanja. *Funkcija razvlačenja pri niskom tlaku:* klip se povlači prema gore, dio ulja protječe kroz klipne ventile, a ostatak kroz preljevne otvore u radnu komoru 1 (PDC ventil otvoren). Kako je upravljački tlak manji, tako je i prigušna sila manja.

*Funkcija sabijanja pri niskom tlaku:* klip se gura prema dolje i prigušivanje je određeno donjim ventilom i prigušivanjem klipnih ventila. Ulje djelomično protječe preko donjeg ventila, a ostatak ulja protječe kroz preljevne otvore u radnu komoru 1 (PDC ventil otvoren). Kako je upravljački tlak manji, otpor prigušnice PDC ventila je manji, pa je i sila prigušivanja manja. *Funkcija sabijanja pri visokom tlaku* daje veliko prigušivanje ventila (PDC ventil zatvoren). Veća količina ulja protječe kroz klipne ventile amortizera povećavajući silu prigušivanja.

Shema pneumatske instalacije **adaptivnog sustava ovjesa** (*self-leveling suspension*) prikazana je na **slici 9.63**. Promjena tlaka kod prednjih zračnih opruga iznosi 6-9 bar, a kod stražnjih 6-9 bar. U cilju smanjenja otpora zraka a time i manje potrošnje goriva i veće stabilnosti, visina karoserije se iznad brzine 90 km/h automatski spušta na nižu razinu u vremenu do 30 sekundi.

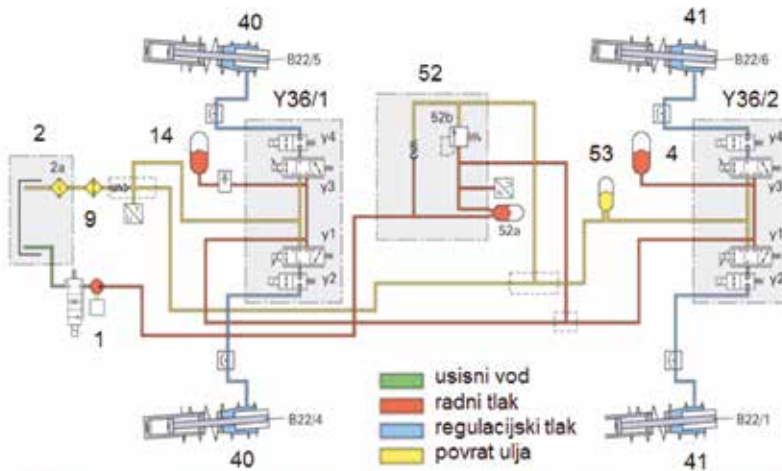


**Slika 9.63. Komponente adaptivnog ovjesa (Audi A6 Q)**

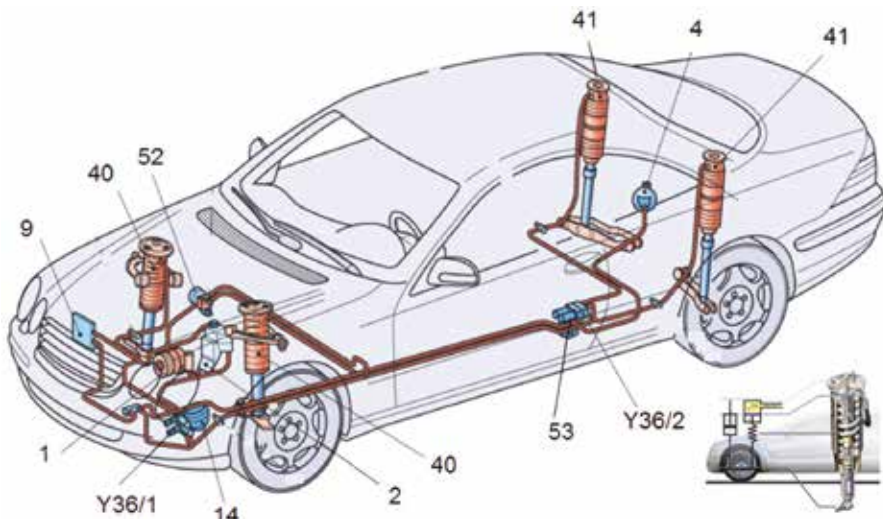
Upravljanje niveliranjem razine vozila izvodi se pomoću pneumatsko-hidrauličnog sustava. Tim sustavima je zajedničko načelo rada: upravljačka jedinica prikuplja podatke, brzini vozila, kutu i brzini zaokreta upravljačkih kotača, nagnutosti vozila, aktiviranju kočnica, obrađuje te podatke i uspoređuje s dopuštenim kriterijima, na temelju čega upravlja razinom vozila. Ako je visina opruge jednog kotača niža od drugih opruga kotača (npr. opterećenje opruge vanjskog kotača u zavoju) upravljačka jedinica povećava tlak u njegovu cilindru za regulaciju krutosti i sprječava nagninjanje vozila. Na sličan se način sprječava galopiranje i održava stalna razina karoserije.

### 9.5.8. Aktivna regulacija visine vozila

Shema hidrauličke instalacije niskoaktivnog sustava ovjesa (**ABC-Active Body Control**), prikazana je na **slici 9.64**. Upravljačka jedinica na temelju senzora upravlja svim funkcijama ovjesa pomoću aktuatora - plunžera koji je montiran u seriji s oprugom. **ABC ovjes** ograničava vertikalna i kutna gibanja karoserije, galopiranje i valjanje te omogućuje stalno održavanje visine vozila.



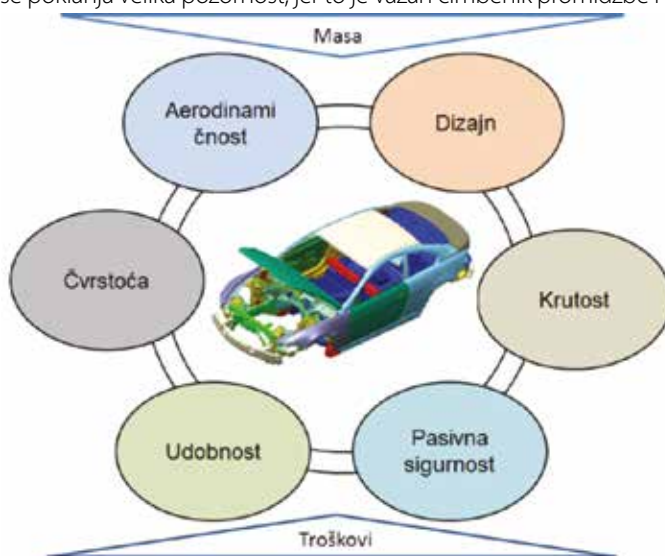
1-klipna pumpa, 2-spremnik ulja, 9-hladnjak ulja, 4/14-tlačni spremnik, 40/41-plunžer amortizeri, 52-prigušnik pulsacija, 53-tlačni spremnik, Y36/1/2-ventilski blokovi, B22-senzori hoda



Slika 9.64. Hidraulička shema ABC ovjesa i dispozicija komponenti Mercedes Benz S (Tehnika motornih vozila, 2015)

## 10. Karoserija vozila

Karoserija je noseći dio konstrukcije motornog vozila. Oblik karoserije ovisi o namjeni vozila. Kod teretnih vozila koristi se klasična odvojena karoserija na okviru, a kod osobnih vozila samonosiva karoserija. Dizajnu karoserije se poklanja velika pozornost, jer to je važan čimbenik promidžbe i prodaje vozila.



**Slika 10.1. Zahtjevi razvoja karoserije**

Zahtjevi za razvoj karoserije mogu se svrstati u šest grupa, **slika 10.1.**: aerodinamičnost koja smanjuje otpor kretanju, dizajn koji osigurava dopadljivost kupca, čvrstoća i krutost koja osigurava naprezanje na savijanje i torziju, udobnost koja osigurava podnošljive vibracije, akustičnost i termičku ugodu putnika u kabini, te pasivna sigurnost koja uključuje *Crash* testove. U razvoju određene karoserije, osim navedenih zahtjeva, osnovni cilj je smanjiti masu i troškove proizvodnje, odnosno postići konkurentnu cijenu proizvoda. Stoga, karoserija vozila treba zadovoljiti i dodatne zahtjeve: proizvodnje, pouzdanosti i pogodnosti recikliranja.

Moderan dizajn karoserije osigurava dopadljivost vozila na tržištu vozila. Čvrstoća i krutost karoserije omogućuje potrebne mehaničke funkcije. Pasivna konstrukcija karoserije omogućuje povećanje

sigurnosti putnika u slučaju sudara, koja ima sposobnost apsorpiranja energije sudara i sprječavanje ozljeđivanja putnika. Udobnost kabine se temelji na više kriterija kao što su: izolacija štetnih vibracija, izolacija od buke, prašine i vlage, klimatizacija, lagan ulazak i izlazak vozača i putnika i drugo. Veća unutarnja prostranost kabine pruža veću raznovrsnost uporabe prostora te preglednost s mjesta vozača i putnika.

Za izradu karoserije koriste se osim mikrolegiranog čelika i lagani materijali, kao što su legure *aluminija, magnezija, kompoziti i plastika*. Modularizacijom se postiže jednostavnija proizvodnja dijelova, montaža i održavanje vozila, odnosno manja cijena vozila.

Na motornim vozilima primjenjuju su dvije vrste karoserija:

1. Klasična karoserija (odvojena)
2. Samonosiva karoserija

Radi se o dva različita rješenja konstrukcije karoserije, s obzirom na namjenu vozila i način proizvodnje. Klasična karoserija je odvojena karoserija koja se spaja sa nosećim okvirom pomoću vijaka. Samonosiva karoserija se izrađuje kao jedna cjelina.

### 10.1. Klasična karoserija

Klasična karoserija komercijalnog vozila na okviru (*Body-on-frame*), prikazana je na **slici 10.2**. Podvozje (šasija) motornog vozila obuhvaća: okvir, motor, prijenosnike snage, uređaj za kočenje, uređaj za upravljanje, ovjes vozila i kotače. Karoserija koja se sastoji od kabine i tovarnog sanduka učvršćuje se neposredno na gornji dio klasičnog okvira. Na donji dio okvira montiraju se elastični i prigušni elementi ovjesa, te vratila i kotači. Klasična karoserija primjenjuje se kod kamiona i terenskih vozila, jer uslijed velikih opterećenja osigurava potrebnu otpornost na savijanje i torziju.



**Slika 10.2. Klasična odvojena karoserija i podvozje komercijalnog vozila (Pick-up)**

Primjer odvojene karoserije SUV vozila dan je na **slici 10.3**. Klasični okvir vozila ima oblik ljestvi, sastavljen od dva uzdužna nosača s poprečnim ukrutenjima, L ili U-profila. Oblik i izvedba okvira omogućuje potreban razmještaj i montažu sklopova podvozja.



*Slika 10.3. Klasična karoserija i okvir SUV vozila*

### **Kompozitna karoserija**

U razvoju električnih vozila, velika pažnja se posvećuje smanjenju mase karoserije. Klasična karoserija je izrađena od kompozitnog materijala CFRP (*Carbon Fiber Reinforced Plastic*), a podvozje od aluminijskog materijala, *slika 10.4*. Podvozje je izrađeno tako da prednji i stražnji nosači ovjesa imaju ulogu učvršćenja karoserije. Na taj način, u sredini vozila dobiven je pravokutni prostor koji je namijenjen za smještaj visokonaponskih baterija.



*Slika 10.4. Klasična karoserija i podvozje električnog vozila (BMW i3)*

Prednosti korištenja kompozitnog materijala jesu: otpornost na koroziju, kiseline i otapala, iznimno visoka čvrstoća, visoka apsorpcija kinetičke energije, velika trajnost, dobro prigušivanje vibracija, dobra izolacija od buke i lako se oblikuje. Zbog dobrih mehaničkih svojstava materijala, izostavljeno je postavljenje B-stupa na sredini karoserije vozila.

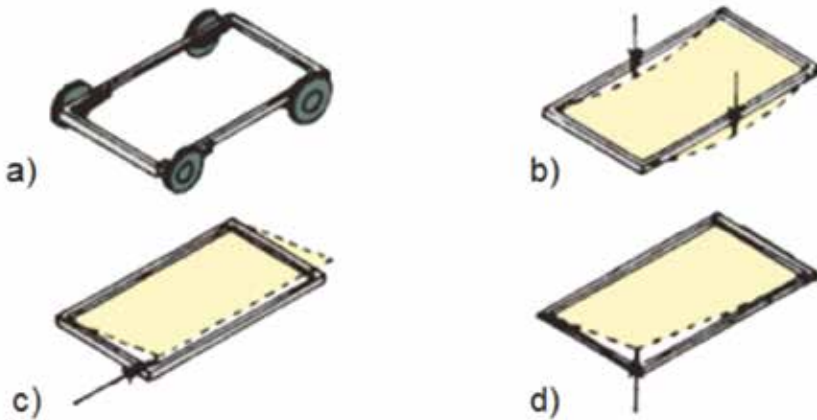
## **10.2. Samonosiva karoserija**

Ulogu nosećeg okvira kod osobnih vozila i autobusa preuzima prostorna konstrukcija samonosive karoserije. Na temelju opterećenja dva različita modela, pravokutnog i prostornog okvira, može se uočiti značaj konstrukcije samonosive karoserije vozila. Promjena pravokutnog okvira prikazana je na *slici*



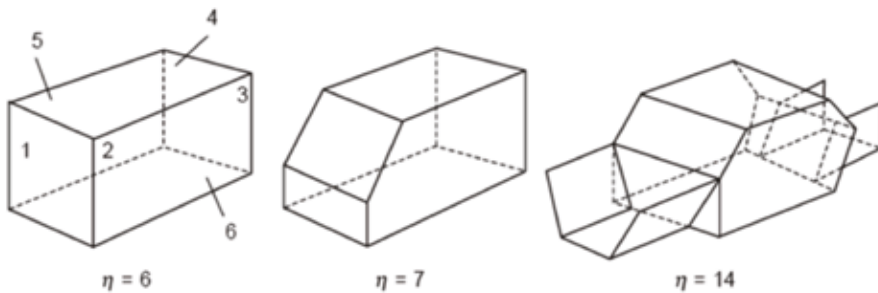
**10.5.** Pravokutni okvir je opterećen na savijanje (**b**) i uvijanje (**c**, **d**). Prostorna struktura je također izložena takvom opterećenju, **slika 10.6**. Međutim, prostornu kutiju teže je savijati i uvijati (sukati). Stoga samonosiva karoserija kod osobnih vozila preuzima ulogu podvozja i nosivosti putnika.

Model samonosive karoserije je jednodijelna struktura izrađena kao tzv. *box sekcija* (kutija). Kutijaste konstrukcije teže je savijati, uvijati i deformirati nego jedan pravokutni ravni okvir. Mogu se razlikovati prema broju konstrukcijskih ploha određenog tipa vozila: autobusi ( $\eta = 6$ ), komercijalna vozila ( $\eta = 7$ ) i osobna vozila ( $\eta = 14$ ). Kutijasti oblici karoseriji daju potrebnu krutost vozila na savijanje i torziju. Krutosti karoserije pridonose sve plohe, tako i konstrukcija krova, koja s ostalim plohami čini prostornu strukturu. Tako se dobiva školjkasta samonosiva karoserija. Najprije je razvijena *monokok karoserija* (*monocoque*) odnosno *integralna* (*unibody*), zatim *lagana karoserija s rešetkastim okvirom* (*space frame*).



**Slika 10.5.** Promjena oblika klasičnog nosivog okvira pod opterećenjem

a - pravokutni okvir, b - savijanje uslijed vertikalnog opterećenja, c - oblikovanje pravokutnika u paralelogram uslijed uzdužne sile, d - uvijanje okvira uslijed poprečne sile

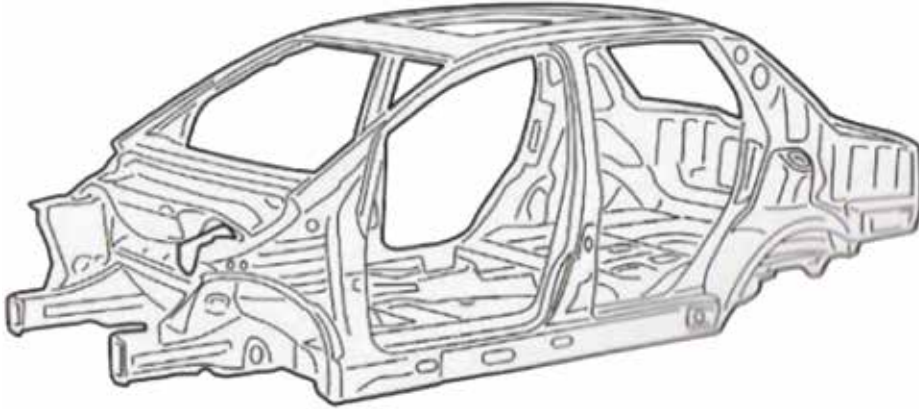


**Slika 10.6.** Kutijasti oblici samonosivih karoserija (*box sekcije*)

### 10.2.1. Monokok (*unibody*) karoserija

*Monokok* karoserija (*monocoque*, franc. *single-mono* i *shell-coque*) je jednodijelna konstrukcija karoserije, **slika 10.7**. **Monokok dizajn** razvija noseću prostornu konstrukciju (školjku, skelet). Školjka se gradi podizanjem metalnih A, B C stupova, šupljih profila, različitih oplata i stakala, na temelju ugrađenog *perimeter* okvira (kružne zaštite vozila). Ovisno o tipu vozila, spajanje dijelova školjke se izvodi velikim brojem točkastih zavora (100-200 m) ili laserskog zavora. Materijali koji se zavaruju su galvanizirani, pocinčani čelici. Ostali dijelovi spajaju se vijcima (branici, vrata, hauba, prtljažnik i drugo). Čista *monokok* struktura izrađena od čeličnog lima je relativno teška. Međutim, moderna struktura školjke je hibridna,

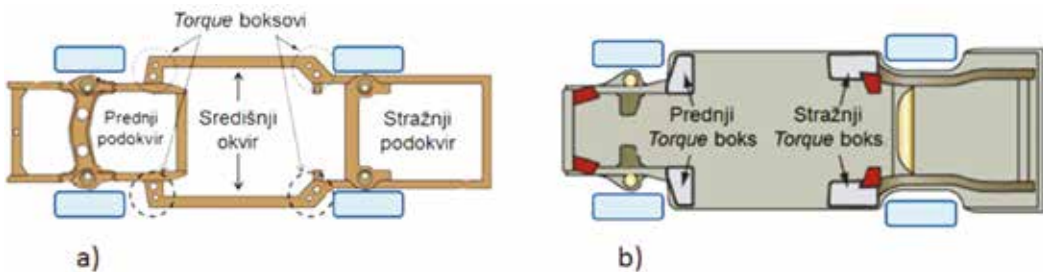
jer se koriste različiti materijali (čelični, aluminijski i kompozitni dijelovi). Primjena *monokok* karoserije nastaje 60-ih godina prošlog stoljeća, prijenosom konstrukcije zrakoplova na cestovna vozila. Od tada je došlo do velikih konstrukcijskih i tehnoloških promjena. Praktično, stoje dva naziva za ovu vrstu karoserije: *monokok* i *unibodi-integralna karoserija*.



**Slika 10.7. Model tipične monokok karoserije**

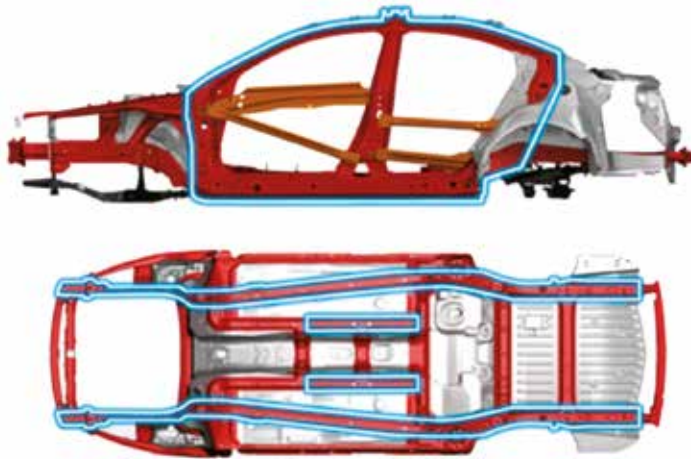
#### **a) Perimeter okvir (perimeter frame)**

Za razliku od klasičnog okvira u obliku ljestvi, u podnicu ugrađeni *perimeter* okvir nudi zaštitu putnika kod sudara. Klasični ravninski modeli *perimeter* okvira prikazani su na **slici 10.8**. Sprijeda se nalazi prednji predokvir radi prihvata pogonske grupe, ovjesa i unutarnjih blatobrana, a stražnji predokvir omogućuje prihvat ovjesa i prtljažnog prostora. Središnji okvir nosi pragove vozila i osigurava bočnu krutost pri sudaru. Prednji i stražnji predokviri povezani su središnjim okvirom pomoću *Torque* ramena (*Torque boxes*), koji kod jakog sudara omogućuju kontrolirano gnječenje prednjeg i stražnjeg dijela vozila, frontalnog, bočnog ili stražnjeg sudara. U slučaju jakog sudara, to treba spriječiti ozljeđivanje putnika unutar karoserije. Kako kod frontalnog tako i kod kosog sudara nastaje distorzija okvira u mjestima deformacije, čineći tako kružni oblik zaštite putnika od sudara. Takve zone deformacije apsorbiraju energiju sudara na prednjem i stražnjem dijelu vozila: najprije se gnječi prednja, a kod jačeg sudara i stražnja zona, štiteći pritom središnju strukturu putnika.



**Slika 10.8. Modeli klasičnog perimeter okvira**

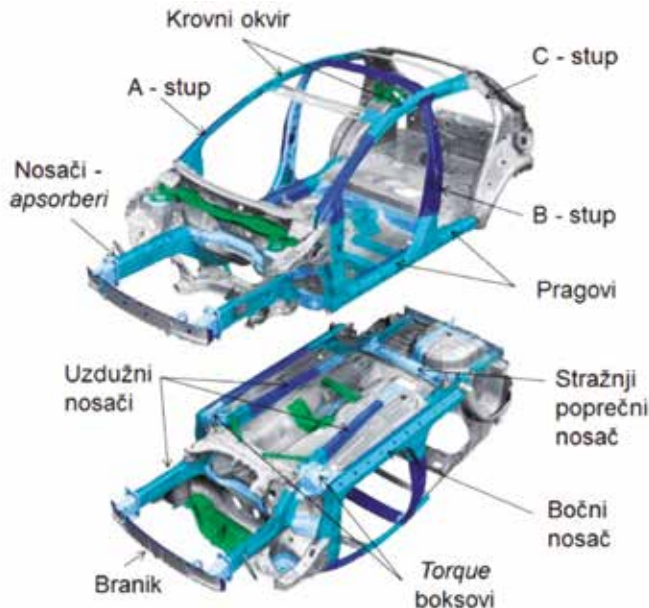
a - klasični *perimeter* okvir, b - pozicije *torque* boksova



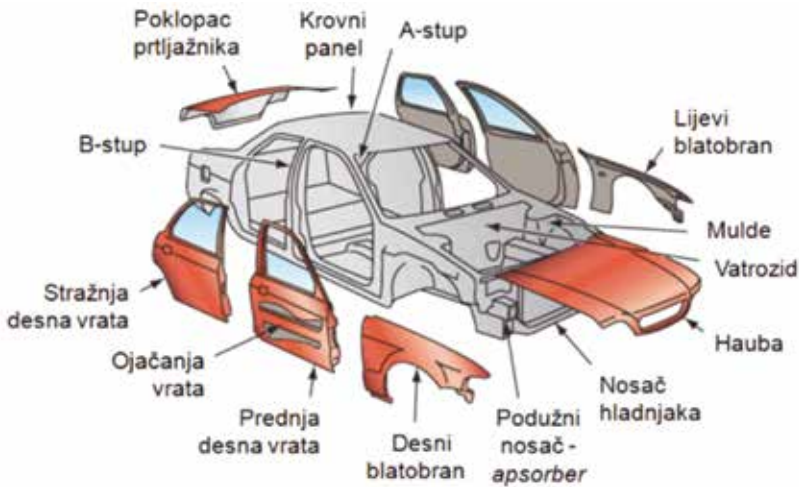
**Slika 10.9. Modeli suvremenog perimetar okvira (Skyactive okvir, Mazda)**

Karoserijska osigurava pasivnu sigurnost putnika u skladu sa *Crash* testovima, na frontalni, bočni, stražnji sudar i prevrtanje vozila. Konstrukcija *Skyactive* okvira s tri H-okvira u podvozju vozila i gornjeg prostornog okvira osigurava naprednu pasivnu zaštitu putnika, **slika 10.9.**

Suvremena monokok karoserija ima integralni dizajn. Taj dizajn je poznat kao i *unibody dizajn* (*unitary construction design, unitized body*), **slika 10.10., slika 10.11.** Karoserija integrira elemente uzdužnih, poprečnih i vertikalnih ojačanja prostornog tipa *perimetar space frame*, te sigurnosne zone gnječenja u laganu noseću strukturu. To je hibridna školjka, u kojoj se pojedini dijelovi izrađuju od različitog materijala. Primjerice, takva školjka ima oko 50% čeličnog lima visoke čvrstoće, 35% standardnog čelika, 10% aluminija i 5% plastike. Koristeći kontinuirane spojeve (tj. lijepljenje i lasersko zavarivanje) ili dodavanjem ploha, osigurava potrebnu krutost na savijanje i torziju.



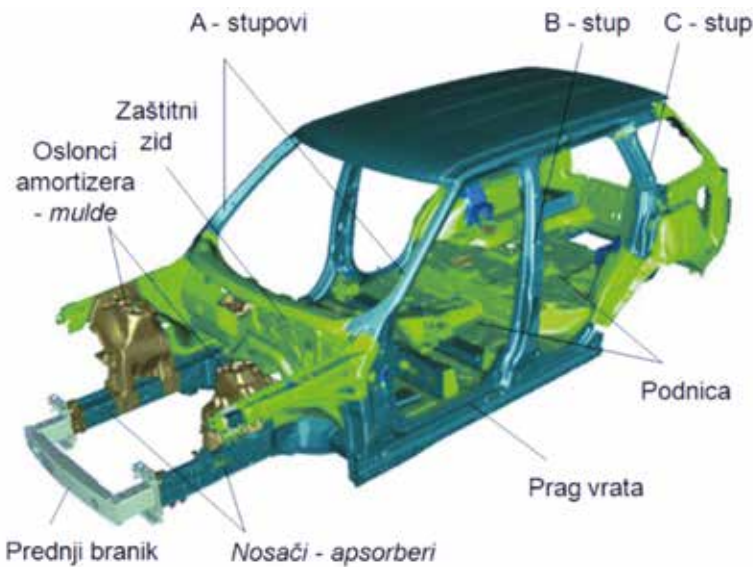
**Slika 10.10. Školjka integralne karoserije (Mazda 2) (apsorberi, uzdužna i poprečna ojačanja)**



Slika 10.11. Vanjski elementi karoserije

Pogonski motor je oslonjen na podužne nosače, koji imaju ulogu udarnog *apsorbera*, u slučaju frontalnog sudara, motor s mjenjačem podilazi ispod putničkog prostora, čime štiti školjku od deformacije, a putnike od ozljeda. Na prednjem i stražnjem dijelu školjke ispod *apsorbera* dodaju se neovisni podokviri koji se montiraju za prihvat dijelova ovjesa, motora i transmisije. U montaži se prednji i stražnji podokviri s ovjesom spajaju za okvir školjke.

Suvremena aluminijska konstrukcija karoserije SUV-a prikazana je na *slici 10.12*. Stupovi školjke označavaju se kao A, B, C i D. Sprijeda su izvedeni *apsorberi* branika, oslonci amortizera, oslonci pogonske grupe i blatobrana. Straga, oslonci ovjesa i prtljažni prostor, po sredini pragovi vrata i oplate, na koje se spajaju plohe vrata, haube, blatobrani, prozori, signalizacija i drugo. Okrugle, pravokutne ili šesterokutne konstrukcije *apsorbera* mogu apsorbirati veliku količinu kinetičke energije sudara u kratkom vremenu. Primjerice, pri simulaciji *crash* testa, aluminijski *apsorberi* harmonijski se stlače na 60% početne dužine u vremenu 10 ms.



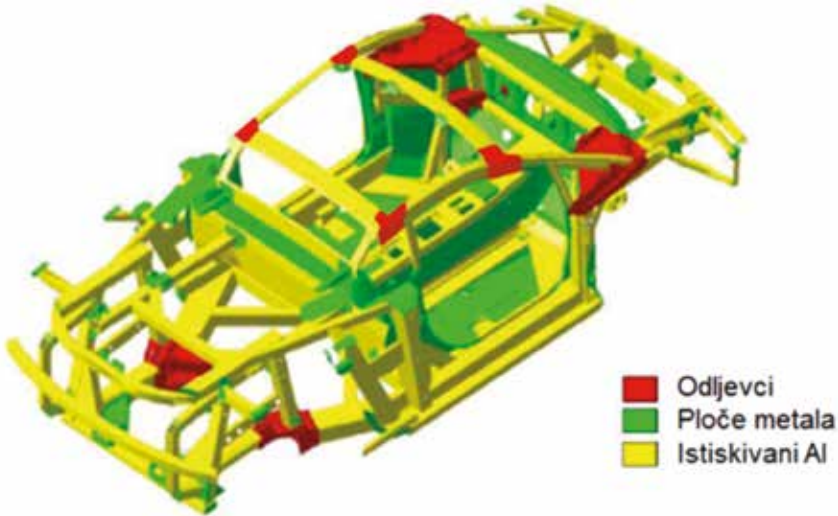
Slika 10.12. Aluminijska karoserija (Land Rover)

Vozila tipa SUV često koriste kombinaciju integralne karoserije i klasičnog okvira. Karoserija je pričvršćena na klasični okvir preko gumenih oslonaca. S obzirom da postoji nosivi okvir, karoserija dopušta veću elastičnost i pomake u terenskim uvjetima kretanja.

Kompromisno rješenje između integralne karoserije i klasičnog okvira je formiranje neovisnih podokvira i školjke. Odvojeno su izvedeni prednji i stražnji podokviri (*subframe*), na koje se montiraju motor i mjenjač te ovjes, koji se zatim neovisno montiraju na prednji i stražnji okvir. Podokviri nose najveća opterećenja, a manji dio prima karoserija. Primjer vozila s takvom samonosivom karoserijom koja ima dva podokvira je konstrukcija *Mini Morris-a*.

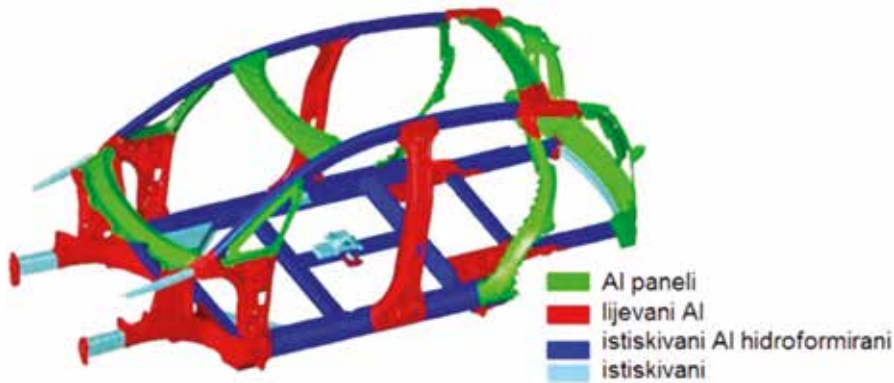
### 10.2.2. Rešetkasta karoserija

Karoserija s rešetkastim okvirom najviše se koristi kod sportskih i luksuznih vozila. Cilj je smanjiti masu i time povećati performanse vozila. Rešetkasti okvir čine čelični ili aluminijski profili, *slika 10.13*. To su različiti oblici trokutaste rešetke čiji se vrhovi spajaju u čvorove. Visoko napregnuti čvorovi izrađuju se od visokolegiranih čelika. Pojedini profili su opterećeni na tlak i vlak, ali ne i na savijanje. U slučaju sudara, deformiraju profili strukture školjke koje sprječavaju prijenos deformacije putničkog prostora. U principu, rešetkasti Al okviri nude najmanju masu vozila, ali i veće troškove proizvodnje.



*Slika 10.13. Struktura rešetkastog okvira (Space Frame)*

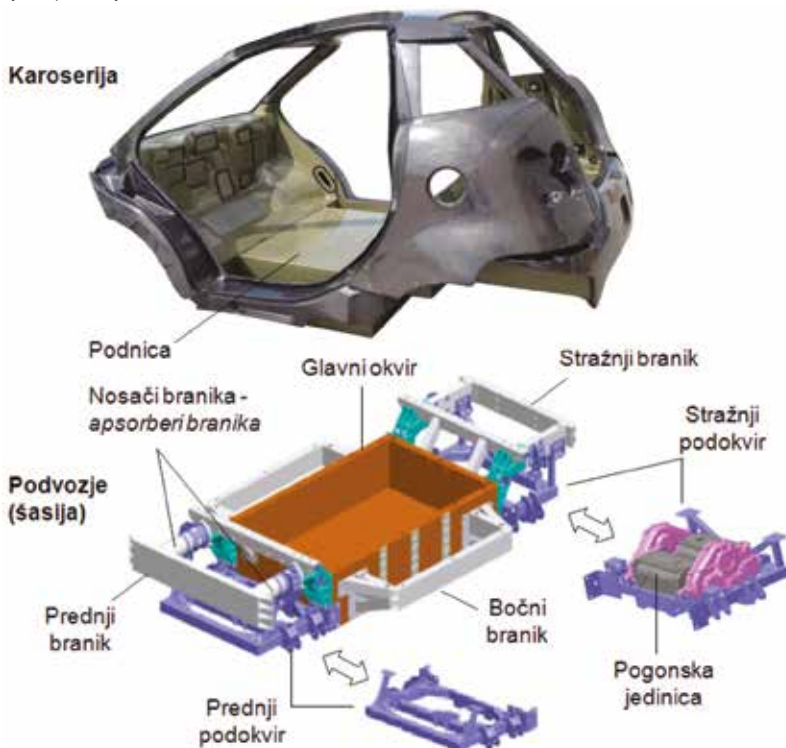
U razvoju cjelovite Al-rešetkaste školjke koristi se potencijal aluminijskih profila, *slika 10.14*. Osim manje mase vozila, aluminij je 100% pogodan za recikliranje. Ugrađeni su aluminijski profili, valjani, ekstrudirani i lijevani oblici za školjku tipa *perimetar space frame*. U odnosu na čeličnu školjku, AL-rešetkasti okvir je oko 40% lakši.



Slika 10.14. Struktura Al okvira tipa (perimetar space frame, Audi A2)

### 10.2.3. Karoserija električnog vozila

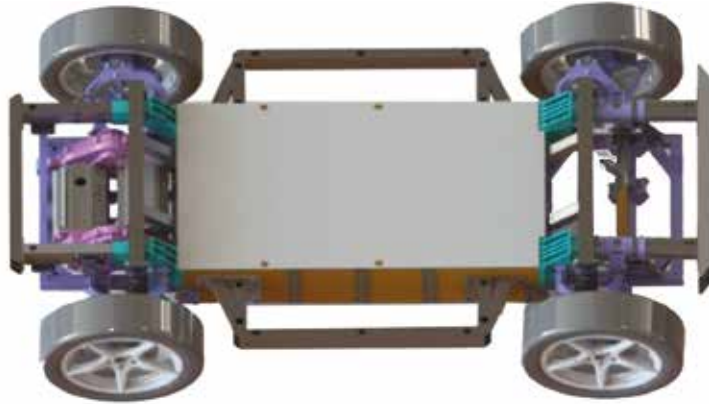
Elementi odvojene karoserije i podvozja električnog vozila prikazani su na *slici 10.15*. Odvojena lagana karoserija je izrađena kao rešetka od ugljičnih vlakana - pojačanim kevlarom (*Carbon Fiber Body, Kevlar Reinforced*). Vijcima se pričvršćuje za glavni okvir preko gumenih oslonaca. Za apsorbciju energije pri frontalnom sudaru koriste se dva uzdužna Al nosača (*apsorberi branika*) koji povezuju glavni okvir (nosač baterija) i prednji branik.



Slika 10.15. Odvojena karoserija i podvozje električnog vozila (XD DOK-ING)

Kompletno podvozje u vidu platforme električnog vozila prikazano je na *slici 10.16*. Glavni okvir izrađen je od ekstrudiranih AL profila, specifičnog rešetkastog *perimetar* okvira. Sklop prednjeg *apsor-*

*bera* spaja se vijcima za glavni okvir dok se stražnji zavaruje. Pogonska grupa u stražnjem dijelu sastoji se od dva elektromotora i dva reduktora. Elementi ovjesa, donja i gornja vodilica (ramena) izrađeni su od mikrolegiranog čelika.



**Slika 10.16. Platforma električnog vozila (XD DOK-ING)**

#### 10.2.4. Modularna platforma

Koncept grupacije proizvođača **VW** (*Volkswagen*) temelji se na nekoliko modularnih platformi, sukladno klasama vozila:

**NSF** - platforma malih gradskih vozila,

**MQB** - platforma konstruirana za poprečni smještaj motora (*Polo, Golf, A3, Altea, Passat*, srednji SUV-ovi i CC vozila), **MEB** - čisto električna platforma

**MLB** - platforma konstruirana za uzdužni smještaj motora, za raspon vozila (*Audi A4, Audi A6, Audi A8, Phaeton, Bentley*),

**MSB** - modularna standardna platforma pokriva širi raspon sportskih vozila.

Najveći broj vozila koristi **MQB**-platformu (*Modularer Quer Baukasten*), **slika 10.17.** (*slika 1.5.*)



**Slika 10.17. MQB platforma kompakt vozila (Golf 7)**

Modularna platforma smanjuje pojednostavljuje proces sklapanja vozila. U VW grupi vozila: *Polo, Golf, Jetta, Caddy, Transporter, Passat, Arteon*, sva vozila imaju poprečno smješten motor. Osim *Volkswagen* modela MQB platforma se koristi kod brendova kao što su *Audi, Škoda i Seat*. Serija je počela s proizvodnjom generacije *Golfa 7*, i treće generacije *Audi 3*. Ta platforma dopušta veliku fleksibilnost izrade novih vozila, jer dopušta različite pogonske motore, osovinske razmake kao i širinu traga kotača. MQB-platforma može prihvatiti sve vrste motora do 300 kW, te **hibridni pogon** ili čisti **električni pogon**.

### 10.2.5. Oblici karoserije vozila

Standardni oblici (tipovi) osobnih vozila prikazani su na *slici 10.18*.



**Slika 10.18. Standardni oblici osobnih vozila (Hiller, 2012)**

*limuzina (saloon/sedan), kabriolet (convertible), kupe (coupe),*

*karavan (station wagon), minivan (jednovolumen), vozilo sa stražnjim vratima (hatchback)*

#### **Volumenska konstrukcija**

Oblikovanje karoserije na temelju jednog modela vozila, prikazano je na *slici 10.19*. To su tipične volumenske konstrukcije karoserije, od limuzine (3-box) i karavana do *hečbeka* (2-box). Karavan vozilo dobiva se izduženjem krova limuzine, što omogućuje i moguću preradu vozila. Dizajn karoserije određuje oblik vozila i značajke aerodinamičnosti vozila.

Volumenska struktura osobnih vozila može biti:

3-volumenska karoserija (*limuzina*, 4 vrata, *tri dijela*: pogonski, putnički, stražnji)

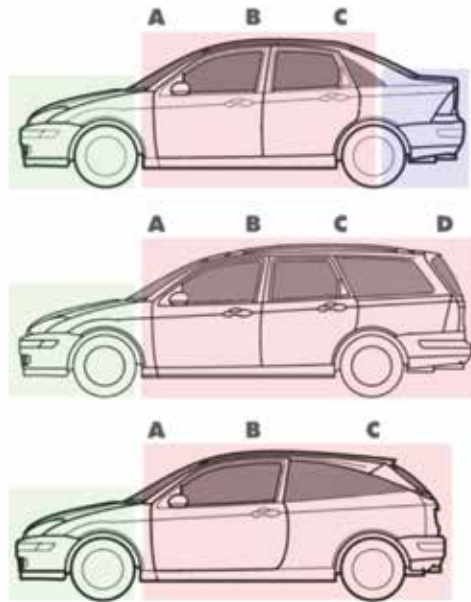
2-volumenska karoserija (*hatchback*, 3 ili 5 vrata, SUV vozila)

1-volumenska karoserija (*monovolumen, transporter, minibus, minivan*)

#### **a) Limuzina (3-volumenska, 3-box)**

*Limuzina* je osobno vozilo s 4 vrata i prtljažnikom odvojenim od putničke kabine, *slika 10.19*. Limuzina ima mjesta za 4 ili 5 putnika i fiksirani krov koji je pune visine sve do stražnjeg prozora. Može imati dvojna ili četvorna vrata. Konstrukcija limuzine ima tri strogo odijeljena volumena prema namjeni. Kabina čini srednji i najveći prostor za smještaj putnika između osovina. Prednji dio iznad prednjih kotača određuje smještaj motora i transmisije, a stražnji dio iza stražnje osovine određuje prtljažni prostor.





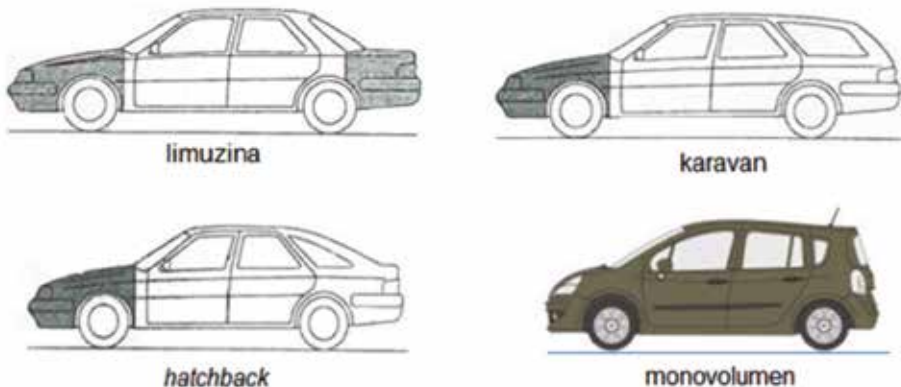
**Slika 10.19. Oblikovanje karoserije na temelju jednog modela (limuzina, karavan, hečbek)**

**b) Hečbek (hatchback) karoserija sa stražnjim vratima (2-volumenska, 2-box)**

Hečbek karoseriju koriste kompaktna vozila, tj. manja i srednja osobna vozila sa 3/5 vrata, **slika 10.20**. Stražnja vrata prtljažnika (*gepek*) se otvaraju prema gore. Određena su dva volumena, posebno za motor posebno za smještaj putnika i prtljage. Dimenzijama su dovoljno prostrani za udobni prijevoz četveročlane obitelji, a istodobno zauzimaju manje prostora na parkiralištu ili uskim gradskim ulicama, te imaju mali krug okretanja ( $\leq 10$  m).

**c) Monovolumenska karoserija (1-box)**

**Monovolumenska karoserija** nudi više prostora za putnike, **slika 10.20**. Koristi se kod vozila s **povišenim krovom i sjedalima**. Ima dva ili tri reda sjedišta ili umjesto stražnjih sjedišta dodatni prtljažni prostor, a koristi 2, 4 ili čak 5 vrata. Takvo **monovolumensko** rješenje samonosive **monokok** karoserije smatra se boljim rješenjem za obiteljsko vozilo od klasičnih vozila, svojom prostranošću i varijabilnošću, a konstruktorima daje slobodu uređenja kabine putničkog i prtljažnog prostora.



**Slika 10.20. Volumenska struktura karoserije osobnih vozila**

#### d) Kompakt vozila

Kompakt vozila pripadaju B i C segmentu vozila. To su ekonomična vozila za svestrane potrebe - gradsku vožnju, odlazak u prirodu ili za daleka putovanja. To su također najbrojnija vozila, koja se mogu uspoređivati specifikacijama karoserije.

Pokazatelji kompaktnosti i specifikacije karoserije:

- faktor kompaktnosti dužine vozila je odnos ukupne dužine vozila i rastojanja osovine (oko 1500 mm),
- faktor kompaktnosti prostora je odnos nosivosti vozila i ukupne površine namijenjene putnicima. Površina za smještaj jednog putnika u osobnom vozilu iznosi 0,5-0,7 m<sup>2</sup>,
- faktor mase i volumena (oko 30 kg/m<sup>3</sup>),
- faktor oblika karoserije 3/5 vrata,
- faktor zapremine prtljažnog prostora ( $l$ , dm<sup>3</sup>). Razlikuje se osnovni i maksimalni volumen (kada je preklopljen naslon stražnjeg sjedala),
- ostali pokazatelji kompakt vozila su: faktor radnog volumena motora 1,4-2,0 l, mjenjač sa 5/6 stupnjeva prijenosa, mali krug okretanja vozila ( $\leq 10$  m), i drugo.

Tipičnim predstavnicima kompakt klase smatraju se vozila *VW Golf*, zatim *Opel Astra*, *Ford Focus*, *Citroen C4*, *Peugeot 307*, *Hyundai i 30*, *Mazda 3*, i drugi.

#### e) Krossover (Crossover) vozila

Krossover vozila povišena su obiteljska vozila svrstana između osobnih vozila i SUV-a. Izvedena su na platformi osobnih vozila, pogona 4x2 (ili 4x4) s *monokok* karoserijom i prednostima monovolumena te *hečbek* ili *karavan* oblika. Čine prijelazni oblik iz jedne u drugu klasu vozila. Visina vozila je rezultat povišenog ovjesa i povećanja visine krova. Povišenost vozila pruža veću preglednost vozača i lakši ulazak i izlazak putnika iz vozila. Osim toga, značajka krossover karoserije je veći unutarnji prostor za putnike. Krossover vozila mogu se razvrstati na: manje, srednje i više luksuzne modele kompakt urbanih obiteljskih vozila. Tipični modeli B segmenta krossover vozila prikazani su na *slici 10.21*.



*Volkswagen T-Roc*



*Peugeot 3008*



*Suzuki VITARA*

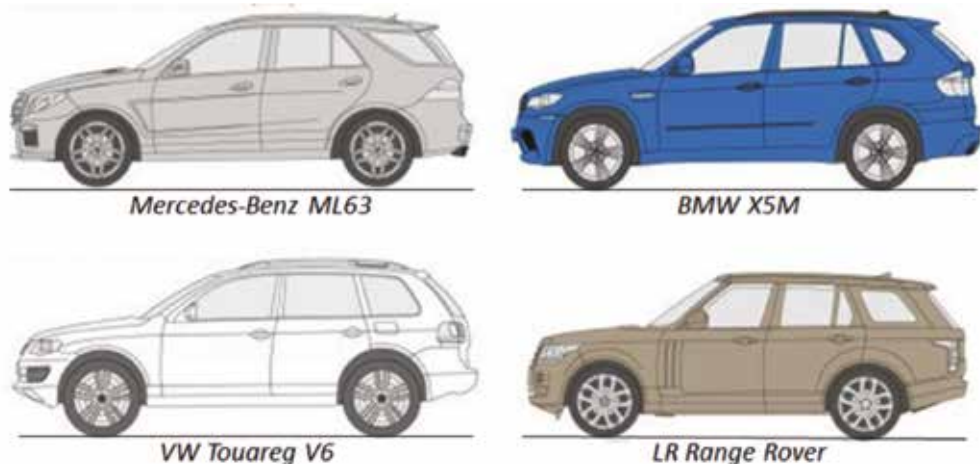


*Nissan Qashqai*

*Slika 10.21. Krossover (Crossover) vozila*

### f) SUV vozila

**SUV vozila** (*Sport Utility Vehicle, Sport Urban Vehicle*) viša su i robusnija vozila s pogonom na sve kotače (4x4). Karoserija je najčešće *hačbek* ili *karavan*. Često se nazivaju terenci, iako nisu namijenjeni za teren. Klasična SUV vozila su izrađena s karoserijom na okviru tipa *jeep*. SUV vozila imaju veliku snagu motora, stalan pogon na kotače 4x4, velike kotače, visoki klirens, visoko težište, visoka sjedišta i dobru preglednost vozača, što ih čine robusnim vozilima. Namijenjena su za kretanje po cestama, ali imaju mogućnosti terenskog kretanja. S obzirom na pogon svih kotača, vozilo osigurava visoke performanse kretanja. Unutarnja prostranost daje fleksibilnost prijevoza putnika ili tereta, preklapanjem stražnjih sjedala. SUV vozila omogućuju vuču težih prikolica (kamperi). Mogu se razvrstati na: mini modele, kompakte, srednje i luksuzne modele SUV-a. Tipična luksuzna SUV vozila prikazana su na *sllici 10.22*.



**Slika 10.22. SUV vozila**

#### Razlike između SUV ili krossover vozila

SUV vozila i krossover vozila smatraju se sigurnijim putničkim vozilima od limuzina i sličnih vozila u slučaju sudara. Vozila su opremljena aktivnim sustavima stabilnosti, kako bi se spriječilo klizanje i prevrtanje u kritičnim situacijama. Prednosti SUV jesu: visoke performanse kretanja, sposobnost vuče težih prikolica, smještaj pet do sedam osoba, veći klirens i robusnost vozila i sigurnost. S druge strane, prednosti krossovera su: vozna svojstva slična osobnom vozilu, lakši ulazak na sjedišta i izlazak iz vozila, smještaj do pet putnika u kabini i manja potrošnja goriva. SUV i krossover vozila proizvode se na svojim temeljnim serijskim platformama vozila. Primjerice, serije SUV vozila BMW X1 i X3 koriste BMW 3 platformu, a BMW X5 i X6 koriste BMW 5 platformu. Serija Audi Q3 koristi Audi A3 platformu, Audi Q5 koristi Audi A4 platformu, itd.

### g) Terenska vozila

**Terenska vozila** (*Off road vehicle*) su vozila s pogonom na sve kotače (4x4), namijenjena kretanju van cesta, po različitom terenu, *slika 10.23*. Pripadaju grupi vojnih, policijskih i šumarskih vozila. Terenska vozila imaju karoseriju koja je položena na klasični okvir (*Body-on-frame*). Tipični predstavnici su: *Toyota Cruiser Mercedes-Benz, Land Rover, Jeep Wrangler*.



**Slika 10.23. Terenska vozila Toyota Cruiser 4x4 (lijevo) i vojno vozilo Mercedes-Benz G 4x4 (desno)**

### Razlike između terenskih vozila i SUV-a

Terenska vozila imaju uzdužno ugrađen motor i stalni pogon na sve kotače. Kod nekih vozila prednji pogon se prema potrebi uključuje. U transmisiji imaju dodatni mjenjač-reduktor. Zbog toga su prilagođeni velikim zahtjevima terenskog kretanja (mogu svladavati uspone od 80 % (i više), ali nisu predviđeni za velike brzine. **SUV** vozila udobna su vozila, namijenjena cestovnom kretanju, uz ograničene mogućnosti terenskog kretanja. Imaju odvojenu ili samonosivu karoseriju, poprečno ugrađen motor i integralni pogon na sve kotače. Stoga nisu prilagođeni svladavanju uspona većih od 50 %.

### 10.2.6. Dimenzije karoserije

Dimenzije karoserije ovise o klasi vozila, broju putnika, dimenzija motora i prtljažnog prostora te zahtjevima pasivne sigurnosti. Pozicije sjedala određuju se prema ergonomskim zahtjevima putnika, uz pomoć 3D CAD modela lutke (DIN, SAE, RAMSIS): po DIN 33408, za muškarce (5, 50, i 95 percentila) i žene (1, 5 i 95 percentila). Primjerice, 5 percentila predstavlja „malu“ veličinu karoserije, tj. samo 5% populacije treba manje karoserije, dok 95% treba veće dimenzije. Vanjske i unutarnje dimenzije tipične za kompakt i luksuzna vozila (DIN 70 020) prikazane su na *slici 10.24. i tablici 10.1.*

#### a) Unutarnje dimenzije

##### Referentna točka sjedenja u kabini (R, H)

Proizvođači vozila u EU, SAD-u i Kanadi koriste SAE preporuke za određivanje referentne točke sjedenja (R) na prednjim i stražnjim sjedalima. Referentna točka sjedenja je **R-točka** (ISO 6549 i EEC direktiva), *slika 10.25.* Većina proizvođača motornih vozila koristi 3D CAD model lutke RAMSIS (antropološko-računalni sustav za simulaciju putnika). U skladu sa SAE J 826: 10, 50 i 95 percentila ispituje se visina točke sjedenja R (**H-točka**). Na temelju toga pažnja se dalje posvećuje ergonomiji prostora vozača, ulasku i izlasku vozača iz vozila, vidnom polju, dohvat u upravljačke konzole.

H-točka, (*hip*, kuk, bedro, bok) je središnja visina točke torza i bedra, i odgovara lokaciji zgloba kuka. Primjerice, H=30, znači da je točka sjedenja od podnice podignuta na visinu 30 cm, a oznaka H 30-1 se odnosi na prednje sjedalo, a H 30-2 na stražnje sjedalo. Referentna točka sjedenja koristi se za:

- određivanje pozicije elipse oka (SAE J 941) i točke očiju (RREG 77/649) kao bazu za određivanje izravnog polja pregleda vozača
- određivanje dohvata ruku radi točnog pozicioniranja upravljača
- određivanje točke pete (AHP) kao referentne točke za pozicioniranje pedala

Prostor potreban za stražnju osovinu kao i lokacija i oblik spremnika za gorivo utječu na konstrukciju stražnjih sjedala (visina referentne točke sjedenja, prostor stražnjeg sjedenja, prostor za glavu) te stoga i oblik krova stražnjeg dijela. Ovisno o tipu vozila, projicirane glavne dimenzije i potrebne veličine

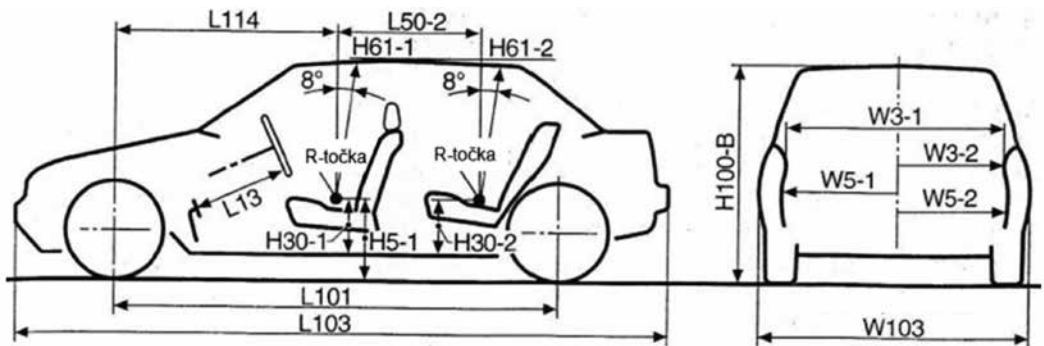
putnika, postoje različiti kutovi za 2D uzorke držanja tijela (RAMSIS) i različite udaljenosti između referentnih točaka sjedenja vozačevih i stražnjih sjedala. Uzdužne dimenzije su pod utjecajem visine referentne točke sjedenja. Niža sjedala zahtijevaju razvučeniju poziciju sjedenja putnika, i zbog toga veću unutarnju dužinu. Širina ramena vozača, te stoga i prostora ramena, prostora lakata i prostora kukova, su ovisni o projiciranoj vanjskoj širini, obliku bočnih strana i prostoru potrebnom za mehanizme vrata, pasivne sustave i različite sklopove (pogonski tunel, ispušni sustav, itd.).

Veličina i oblik prtljažnika ovisni su o dizajnu stražnjeg dijela vozila, pozicije spremnika goriva i njegovog obujma, cijelog stražnjeg paketa, pozicija osovine i lokacije glavnog prigušivača (ispušni lonac). Kapacitet prtljažnika se određuje po ISO 3832 ili praktično, koristeći VDA direktivu 210.

### b) Vanjske dimenzije

#### Značajni elementi:

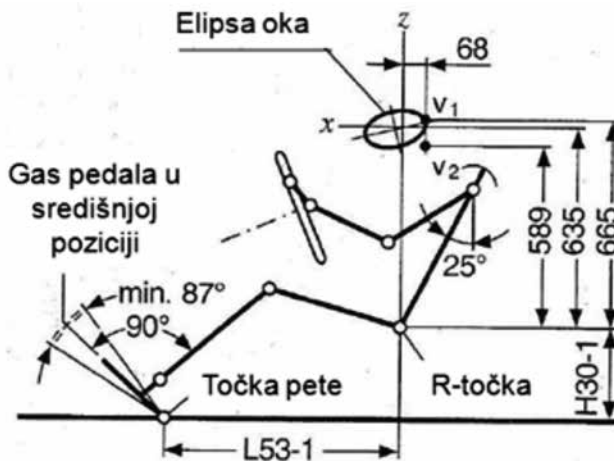
- prostor sjedala i prtljažnika
- motor, transmisija, radijatori
- pomoćni sustavi i specijalna oprema
- zahtjev za prostorom kompresije i vrtne kotača (dopuštanje lanaca)
- tip i veličina pogonske osovine
- pozicija i volumen spremnika goriva
- prednji i stražnji branici
- aerodinamičnost vozila
- podignutost od tla, klirens (180 mm)
- direktiva o preglednosti vozača.



Slika 10.24. Tipične unutarnje i vanjske dimenzije vozila (DIN 70 020)

Tablica 10.1. Prosječne unutarnje i vanjske dimenzije dvije vrste vozila (mm)

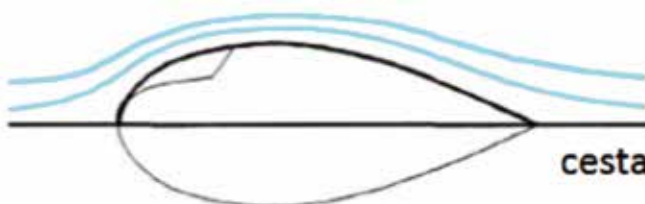
Standardna dimenzija	Udaljenost (mm)	Kompakt klasa	Luksuzna klasa
H 5-1	Visina referentne R točke od podloge	460	680
H 30-1	Visina R točke od podnice (peta naprijed)	240	310
H 30-2	Visina R točke od podnice (peta straga)	300	315
H 61-1	Efektivna visina glave naprijed	940	1010
H 61-2	Efektivna visina glave straga	900	1010
H 100-B	Visina vozila	1080	1660
L 10	Razmak od upravljača do pedale kočnice	500	630
L 50-2	Razmak R točki između sjedala	710	830
L101	Osovinsko rastojanje	2500	3000
L103	Dužina vozila	3500	4900
L114	Dužina od osi prednje osovine do R točke	1250	1600
W 3-1	Širina ramena naprijed	1000	1540
W 3-2	Širina ramena straga	1290	1520
W 5-1	Širina kukova naprijed	1000	1500
W 5-2	Širina kukova straga	1000	1500
W103	Širina vozila	1630	1930



Slika 10.25. Ergonomski parametri pozicije vozača (normalna pozicija ruke: donji dio ruke na upravljaču)

### 10.2.7. Aerodinamičnost karoserije

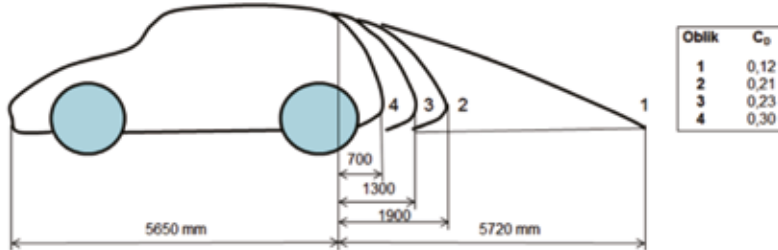
Vanjskim oblikovanjem vozila dizajneri nastoje što više smanjiti koeficijent otpora zraka ( $C_D$ ). Manji koeficijent otpora zraka znači veću aerodinamičnost vozila i bolje performanse. Kapljica vode ima prirodan aerodinamički oblik, pa vozilo sličnog oblika karoserije pruža najmanji otpor zraka, *slika 10.26*.



Slika 10.26. Kapljica - prirodni aerodinamički oblik

## Evolucija dizajna

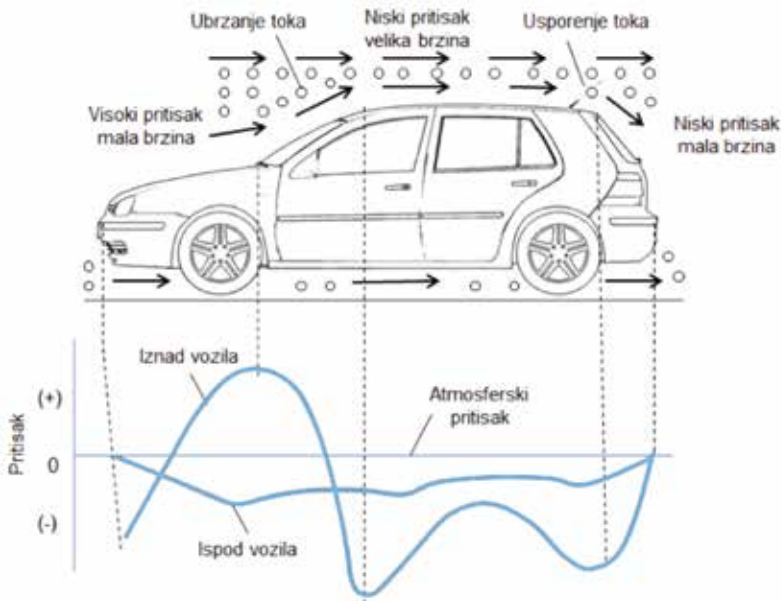
Stražnji dio vozila koji je sličan kapljici nije pogodan za smještaj putnika, niti za komponente vozila. Stoga se stražnji kraj karoserije najčešće dizajnira skraćenim dijelom. Taj dio oblika kapljice igra ključnu ulogu u smanjenju otpora zraka. Skraćenjem idealnog oblika kapljice povećava koeficijent otpora zraka ( $C_D$ ), kako je prikazano na *slici 10.27*.



*Slika 10.27. Utjecaj dužine vozila na koeficijent otpora zraka*

### 1. Promjena pritiska zraka oko vozila

Brzina protoka zraka mijenja se s prijelazom zraka iz područja visokog pritiska u područje niskog pritiska, *slika 10.28*. Najveći pritisak stvara se u području prijelaza s haube na vjetrobransko staklo, zatim naglo pada u prijelazu na krovnu površinu i stražnji dio. Područje visokog pritiska povezano je s malim brzinama strujanja, a područja niskog pritiska s velikim brzinama strujanja (*Bernulliev zakon*).

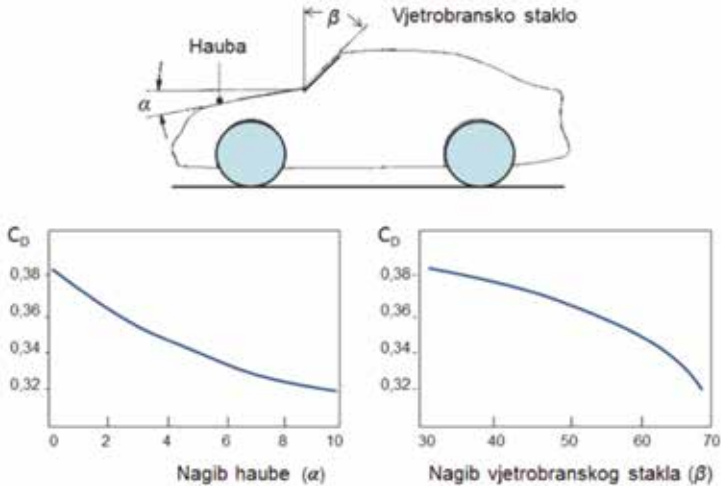


*Slika 10.28. Strujanje i promjena pritiska zraka oko vozila*

#### a) Prednji dio vozila

Ravni prednji kraj i oštri bridovi uzrokuju vrtloženje zraka. Zaobljenjem i spuštanjem prednjeg kraja vozila smanjuje se otpor zraka. Dva referentna kuta prednjeg dijela vozila jesu nagib poklopca motora (haube) i nagib vjetrobranskog stakla, *slika 10.29*. Ako se poveća nagib vjetrobrana, smanjuje se pritisak zraka na dnu vjetrobrana i otpor zraka. Time se ujedno smanjuje i kut između vjetrobrana i krova,

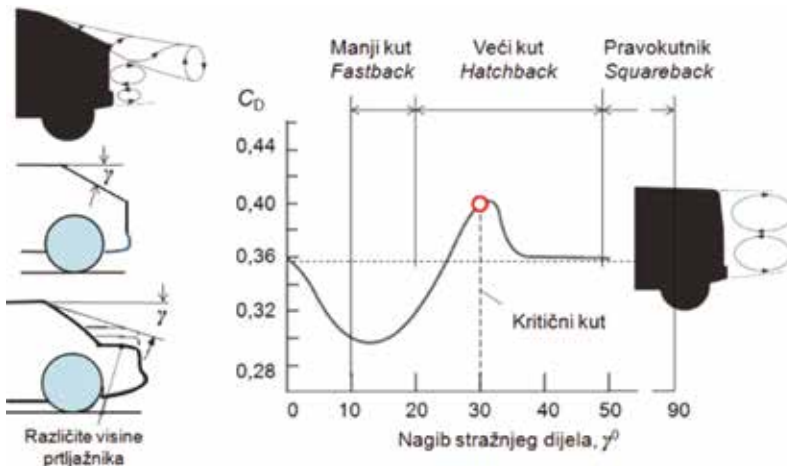
što je važno kao i smanjenje kuta između haube i vjetrobrana. Međutim, postoje praktične vrijednosti kod dizajniranja vozila s velikim nagibom vjetrobranskog stakla ( $65^\circ$ ), kao što su solarno grijanje vozača, odsjaj kontrolne ploče te gubitak prostora. Sportska vozila imaju velike nagibe vjetrobranskog stakla, radi postizanja većih brzina. Područje visokog pritiska ispred vjetrobrana iskorištava se tako da se na tom mjestu postavljaju otvori za ventilaciju. Tako će čak i bez pomoći ventilatora biti ostvareno provjetranje zraka kroz unutrašnjost vozila, a rezultat toga je smanjenje pritiska ispred vjetrobrana.



Slika 10.29. Utjecaj nagiba prednjeg dijela vozila na koeficijent otpora zraka

### b) Stražnji dio vozila

Ako nije pažljivo odabran nagib stražnjeg dijela karoserije, to može uzrokovati veliki pad pritiska zraka i stvaranje vrtloga. Preveliki nagib ima za posljedicu snažno povlačenje struje zraka prema dolje što uzrokuje veliko povećanje otpora zraka ( $C_D$ ). Moguća promjena koeficijenta otpora zraka s promjenom stražnjeg nagiba vozila prikazano je na slici 10.30. Kao i kod kompakt vozila, tako i kod limuzina jako je izražen nagib između vrha krova i vrha vrata prtljažnika. Kritičan nagib je  $30^\circ$ , a smanjenjem ili povećanjem kuta, smanjuje se koeficijent otpora zraka. Donji stražnji kraj treba zaobliti i podići kako bi se stvorio efekt difuzora, čime se smanjuje pritisak ispod vozila i smanjuje utjecaj podizanja vozila (uzgon).

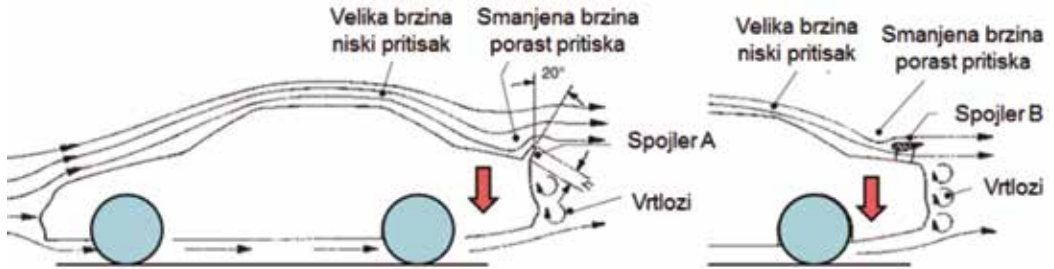


Slika 10.30. Utjecaj nagiba stražnjeg dijela vozila na koeficijent otpora zraka



### c) Stražnji spojler

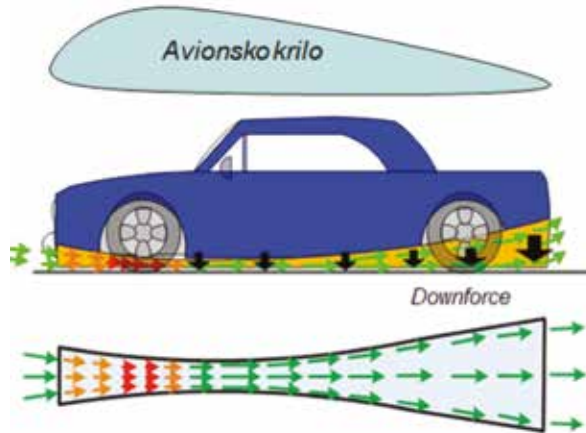
Stražnji spojler je zapravo produžetak prtljažnika ili krova, *slika 10.31*. Taj produžetak simulira veću visinu poklopca prtljažnika, pa tako i manji nagib stražnjeg kraja vozila, čime smanjuje otpor zraka, ali daje dovoljan pritisak na stražnju osovinu i smanjenje uzgona. Druga vrsta spojlera češće se koristi kod sportskih vozila, a namijenjena je stvaranju sile potiska na stražnju pogonsku osovinu.



*Slika 10.31. Utjecaj vrste stražnjih spojlera na strujanje i pritisak zraka*

### d) Strujanje zraka ispod vozila

Kako je oblik vozila sličan aerodinamičkom obliku avionskog krila, to znači kod velikih brzina pojavu podizanja vozila (uzgon). Pojava uzgona smanjuje realizaciju vučne sile na pogonskim kotačima. Zbog toga, oblikovanje podnice podliježe neutralizaciji sile uzgona. U području prednje osovine stvara se veća brzina, zatim pad tlaka u prijelazu prema stražnjem dijelu vozila uzrokujući potisak na stražnju osovinu (downforce). Manji razmak između prednjeg branika i ceste povećava brzinu protoka zraka i doprinosi smanjenju turbulencije zraka, *slika 10.32*.



*Slika 10.32. Oblikovanje podnice na potisak (downforce)*

Aerodinamički dizajnirana podnica (*Venturijev tunel, Difuzor*), osigurava koeficijent otpora zraka ispod 0,25. Aerodinamički dodaci osiguravaju pogodno strujanje zraka, a stražnji dio podnice ima oblik difuzora.

Ukoliko se dobro ne oblikuje donja površina podnice vozila, koeficijent otpora zraka ( $C_d$ ) se teško spušta ispod 0,30, *slika 10.33*. Aerodinamički dizajnirana podnica (*difuzor*), osigurava koeficijent otpora zraka ispod 0,25. Aerodinamički dodaci osiguravaju pogodno strujanje zraka, a stražnji dio podnice ima oblik difuzora.



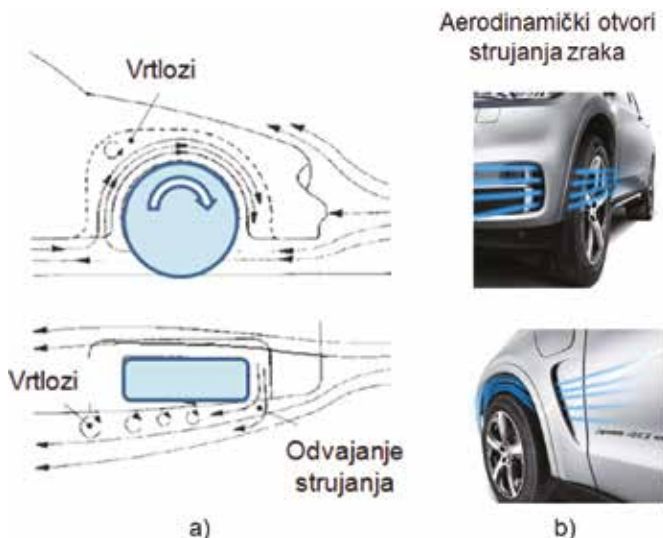
Slika 10.33. Oblik podnice vozila i difuzora

### e) Strujanje zraka oko motora

Prostor strujanja motora je područje visokog pritiska i manjih brzina protoka zraka. Uz to što mora proći kroz hladnjak, zrak mora svladati još mnogo prepreka i nepravilnih oblika karoserije koji otežavaju strujanje. Pokrovna maska ili rešetka hladnjaka mogu uzrokovati turbulentno strujanje zraka. Zrak dalje struji oko motora, čime hladi i ostale sklopove kao što su alternator i drugi dijelovi motora, nakon čega napušta motorni prostor ispod osovina i bočnih strana.

### f) Strujanje zraka oko kotača

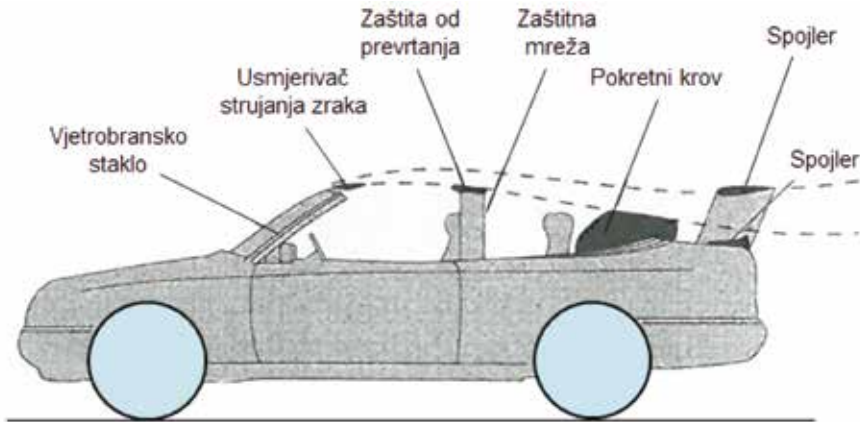
Kotači su u kućištu zaštićeni blatobranima, što je uvjetovano i zakonskim propisima. Utjecaj kotača na strujanje zraka i koeficijent otpora zraka iznosi oko 30%. Način strujanja zraka oko prednjeg kotača unutar kućišta prikazan je na *slici 10.34.a*. Zrak se pomoću kotača uvodi u prostor između blatobrana i kotača te struji prema prednjem dijelu kotača. Pritisak u kućištu kotača postaje veći te stvara s bočne strane vrtloženje i hlađenje kočnica. Uz dobro hlađenje kočnica, negativan se utjecaj vrtloženja zraka neutralizira aerodinamičkim otvorima strujanja ispred kotača u razini branika (zračna zavjesa) i usisnim difuzorima odvodnje zraka iza kotača (usis zraka, *b*), ili čak zatvaranjem kotača. Veći radijus kotača, kao i dobro izvedeni naplatci kotača smanjuju vrtloženje zraka.



Slika 34. Strujanje zraka oko kotača

### g) Utjecaj pomoćnog krova - kabriolet vozila

Kabriolet je vrsta karoserije vozila s pomičnim krovom, *slika 10.35*. Koriste se dvije vrste kabrioleta: s platnenim krovom i s krutim krovom. Platneni pomični krov je lakše konstrukcije, čime je povećanje ukupne mase smanjeno. Konstrukcija je također jednostavnija od tvrdog krova. S druge strane, platneni krov stvara veću buku uz prilično veliki koeficijent otpora zraka. Kod krutog pomičnog krova koeficijent otpora zraka je gotovo jednak kao i kod standardne inačice vozila s nepomičnim krovom. Kako bi smanjili otpor zraka s pomičnim krovom, jedan od boljih načina je dodavanje usmjerivača zraka na vrh vjetrobrana. Okvir zaštite od prevrtanja treba biti izveden tako da smanji otpor zraka. Takva zaštita može biti skrivena i prema potrebi se izvlači iza stražnjih sjedala. Zaštitna mreža iza vozačevog i suvozačevog sjedala osigurava udobno putovanje sprječavajući vrtloženje zraka. Kad je ta zaštita u funkciji, na stražnjoj klupi nema mjesta za dva putnika. Spojler na poklopcu prtljaga je također dobro došao jer smanjuje vrtloženje iza vozila.



*Slika 10.35. Kabriolet - elementi smanjenja otpora zraka*

### h) Utjecaj svjetlosne opreme

Zaobljene linije svjetala na uglovima vozila okružuju karoseriju. Takav dizajn svjetlosne opreme pozitivno utječe na aerodinamiku i dopadljivost vozila. Preferiraju se produženi zaobljeni oblici svjetala koji svojom dizajnom unutrašnjosti naglašavaju magičnost svjetla. Svjetlosna oprema pomaže vozaču da danju i noću bolje vidi, ali i da bude bolje viđen. Svjetlosni i signalni uređaji osvjetljavaju cestu u vrijeme noćne vožnje, omogućuju promet vozila u uvjetima slabe vidljivosti, upozoravaju ostale sudionike u prometu o svakoj promjeni pravca i brzine kretanja i zaustavljanja vozila. Moderna **LED Matrix** svjetla se prilagođavaju prometu i cesti, mijenja se ovisno o tipu ceste, intenzitetu i smjeru prometa. Duga svjetla ne zaslijepljuju jer se automatski prilagođavaju svakoj situaciji u prometu. Stoga svjetla imaju i sigurnosnu funkciju. Standardna svjetlosna oprema vozila uključuje:

**Prednja svjetla:** dugo svjetlo, kratko svjetlo, žmigavci, svjetlo za maglu, parkirna svjetla.

**Stražnja svjetla:** stražnje svjetlo, kočno svjetlo, žmigavci, dodatno kočno svjetlo, katadiopler, svjetlo za hod unatrag, stražnje svjetlo za maglu, osvjetljenje tablice.

Osim aerodinamičke i sigurnosne funkcije, svjetla naglašavaju moderan dizajn vozila, stoga su postala simbolom trenda. Sportski karakter svjetala obilježavaju bi-kseonska glavna svjetla s LED svjetlom za dnevnu vožnju.

## Svjetla električnog vozila

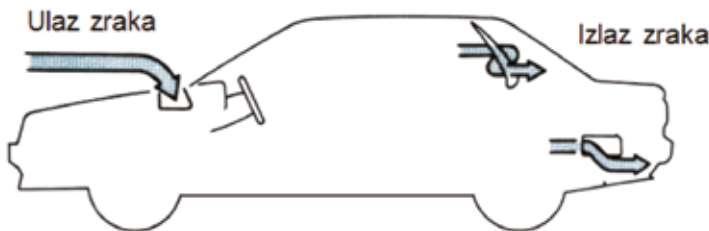
LED osvjetljenje ima najmanju potrošnju energije, stoga čini imperativ ugradnje u električna vozila, koja su više osjetljiva na potrošnju od klasičnih vozila. Vozilo opremljeno glavnim svjetlima u LED tehnici prikazano je na, *slici 10.36*. Glavno svjetlo ima ukupno 20 LED dioda, pozicijsko svjetlo 2, kratko svjetlo 2, dugo svjetlo 2 i pokazivač smjera 14 LED dioda, a neke diode su izvedene u multichip LED tehnici. Svjetlo za dnevnu vožnju izvedeno je u obliku C-slova i ugrađeno u prednji branik. Cijeli modul ima 4 LED diode koje su spojene u nizu. Stražnja svjetla imaju također LED tehniku za vožnju unatrag.



Slika 10.36. Svjetlosna oprema električnog vozila (e-Golf)

## II. Strujanje zraka u kabini

Mjesto usisa svježeg zraka nalazi se ispred vjetrobranskog stakla, *slika 10.37*. U tom području pritisak je visok, što pogoduje boljem provjetravanju zraka kroz ventilaciju. Odvođenjem zraka kroz otvor za ventilaciju smanjuje se pritisak zraka ispred vjetrobrana, što djelomice povećava aerodinamičnost vozila. Otvor je na dovoljnoj visini od ceste da ne dolazi do uvlačenja ispušnih plinova drugih vozila. Jedina mana ove lokacije je blizina motornog prostora, što je problem jedino u slučaju ako motorni prostor nije dobro izoliran pa bi moglo doći do uvlačenja ispušnih plinova u kabinu. Izlaz zraka iz putničkog prostora najčešće je smješten u bokovima karoserije ispod stražnjeg branika, u obliku jednosmjerne zaklopke. To su područja relativno niskog pritiska u odnosu na mjesto usisa svježeg zraka. Upravo ta razlika u pritiscima omogućuje strujanje zraka i provjetravanje kabine uz pomoć ventilatora.

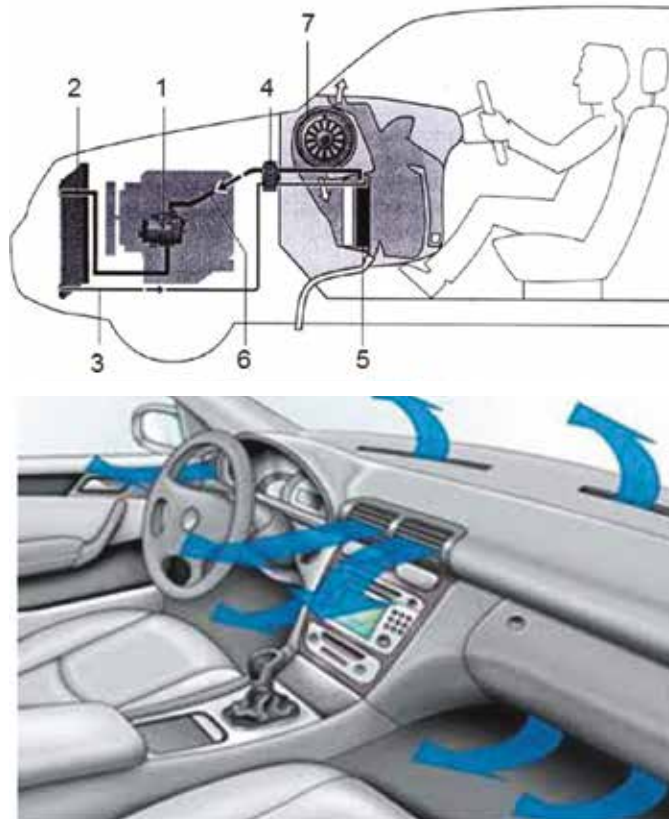


Slika 10.37. Provjetravanje kabine

Svježina zraka u putničkom prostoru kabine je vrlo važna, kako bi vozaču i putnicima bilo udobno. Iako razina ugljičnog dioksida kojeg proizvode putnici ne doseže opasnu razinu, može dosegnuti razinu dovoljnu da vozač teško održava koncentraciju. Kako se to ne bi događalo, zrak u kabini treba stalno

izmjenjivati pomoću ventilatora. Preporučena količina izmjene zraka po osobi iznosi  $30 \text{ m}^3/\text{h}$ , a za pet osoba 150  $\text{m}^3/\text{h}$ . Prosječan volumen putničkog prostora kabine iznosi oko  $3 \text{ m}^3$ , pa je za pet osoba potrebno 50 izmjena zraka u jednom satu. Ovaj je podatak vezan za izmjenu zraka, a ako se tomu još doda grijanje unutrašnjosti vozila na vrlo niskim temperaturama, vrijednosti se povećavaju. Prema tome, broj izmjena zraka je vrlo velik, pa je potrebno pažljivo razviti sustav klimatizacije kabine.

Suvremena vozila imaju integrirani sustav klimatizacije, grijanje, ventilacija i hlađenje (*Heating, Ventilation, Air Conditioning, HVAC*), **slika 10.38**. Pri temperaturi nižoj od  $10^\circ\text{C}$  i višoj od  $30^\circ\text{C}$  radna sposobnost vozača brzo opada nakon 20 do 30 minuta vožnje. Srednja temperatura zraka u vozilu zimi treba biti između  $17^\circ\text{C}$  do  $22^\circ\text{C}$ , a ljeti do  $28^\circ\text{C}$ . Praktično, u vozilu treba održavati temperaturu na  $+22^\circ\text{C}$  dok je vanjska temperatura od  $-18$  do  $+20^\circ\text{C}$ . Stoga je potreban odgovarajući kapacitet uređaja za provjetranje, grijanje i hlađenje kabine. Grijanje prostora ostvaruje se tako da vanjski zrak prolazi preko izmjenjivača topline (radijatora), kojeg grije voda rashladnog uređaja motora, te se na taj način zagrijava i prenosi toplinu u prostor putnika. Hlađenje prostora postiže se uključivanjem klima uređaja, ručno ili automatski. To zahtijeva snagu motora 2-6 kW. Klimatizacija prostora kabine najviše ovisi o vanjskoj temperaturi, unutarnjoj temperaturi, broju putnika i vlažnosti zraka.



**Slika 10.38. Elementi sustava klimatizacije (ventilacija, grijanje i hlađenje)**

1- kompresor, 2 - kondenzator, 3 - visokotlačni vod, 4 - ekspanzijski ventil,  
5 - isparivač, 6 - niskotlačni vod, 7 - ventilator

### 10.2.8. Proračun karoserije

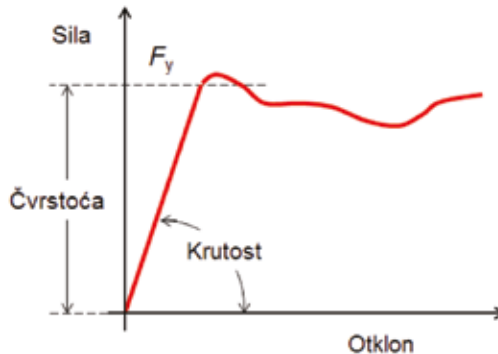
Konstrukcija školjke samonosive karoserije treba zadovoljiti zahtjeve čvrstoće, krutosti i vibracija. Izoliranjem školjke od pneumatika i ovjesa, ispituje se i analizira njena čvrstoća, krutost i vibracije. Svaka školjka je u stvarnosti izložena složenom naprezanju.

Zahtjevi koji se postavljaju pred konstrukciju školjke:

- čvrstoća školjke (N/mm<sup>2</sup>)
- krutost na savijanje (N/mm)
- krutost na torziju (Nm/rad)
- podnošljive vibracije karoserije (rad/s, Hz)
- trajnost - izdržljivost na zamor

#### a) Čvrstoća školjke

Potrebno je optimizirati čvrstoću školjke na savijanje i na torziju. Čvrstoća konstrukcije ovisi o vrsti korištenog materijala, o čemu ovisi i krutost, *slika 10.39*. Naprezanje dijelova školjke odvija se u području elastičnosti materijala (granica elastičnosti  $\sigma_{001}$ ). Za materijale s kontinuiranom krivuljom naprezanja smatra se da je granično naprezanje granica plastičnosti  $\sigma_{02}$ , kod koje relativno produženje iznosi 0,2%, odnosno naprezanje  $R_{02}$  (MPa). Odgovarajuće opterećenje čini sila  $F_{02} = F_y$ .



*Slika 10.39. Parametri čvrstoće i krutosti*

Čvrstoća školjke ili pojedinih dijelova u kritičnim presjecima određuje se koeficijentom sigurnosti. Detaljna analiza naprezanja školjke i dokaz njene čvrstoće provodi se računalnim metodama (metodom konačnih elemenata).

Naprezanje je odnos sile i površine na koju djeluje:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (10.1)$$

Rezultat složеноg naprezanja presjeka profila je ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (10.2)$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , glavna naprezanja

Koeficijent sigurnosti:

$$k_s = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{eq}} \quad (10.3)$$

Čvrstoća prostorne konstrukcije za putnike, kao osnovnog elementa sigurnosti putnika kod sudara, temelji se na razmatranju otpornosti po modelu jajeta, ili po modelu kugle, *slika 10.40*.

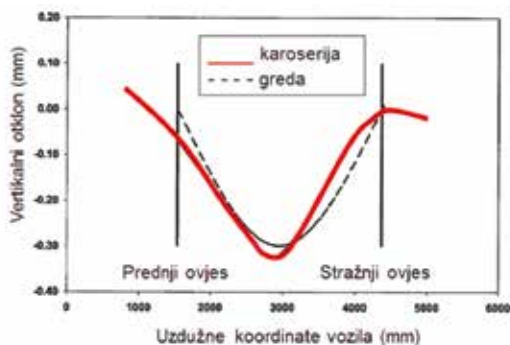
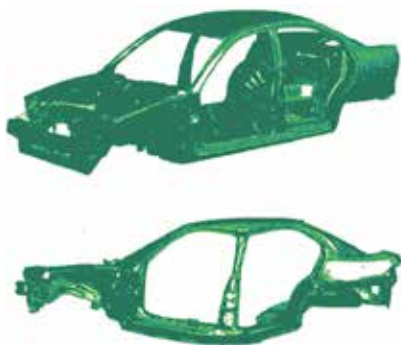


Slika 10.40. Čvrstoća prostora za putnike (citadel) u obliku jajeta ili kugle

### b) Krutost školjke na savijanje

Krutost školjke ima važan utjecaj na vibracije vozila. Razlikuje se krutost na savijanje vozila i krutost na uvijanje vozila (torzijska krutost). Što je veća čvrstoća školjke, manji je progib na savijanje i torziju, odnosno veća krutost karoserije. Treba odrediti statičku i dinamičku krutost. Karakteristika statičke krutosti na savijanje je rezultat vertikalnog opterećenja u vozilu i otklona na sredini vozila, u centru elastičnosti, a karakteristika dinamičke krutosti je rezultat kretanja po neravnoj podlozi.

Promatra se polovica školjke kao greda s dva oslonca, iznad prednjih i stražnjih amortizera. Na *slici 10.41.*, prikazan je statički progib konstrukcije podnice školjke između prednje i stražnje osovine. Podnica školjke se isteže, a konstrukcija krova se tlači i izvija. Usporedno s krivuljom progiba, dana je idealna krivulja progiba tipične grede.



Slika 10.41. Progib školjke pri savijanju

Osim uzdužne krutosti analizira se i poprečna krutost školjke, te krutost sa i bez vrata te ugrađenog prednjeg i stražnjeg stakla, kao i drugih ugrađenih dijelova. Relevantna je uzdužna krutost vozila sa i bez stakala, koja se promatra kao osnovna krutost. Odnos vertikalnog statičkog opterećenja školjke i progiba određuje osnovnu **krutost** školjke na savijanje:

$$C_s = \frac{F_k}{z} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] \quad (10.4)$$

$F_k$  - vertikalno opterećenje

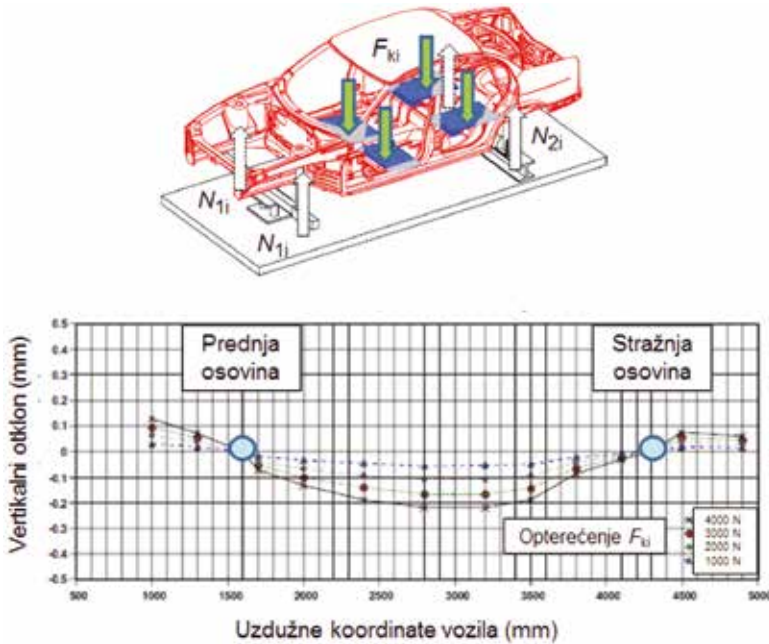
$z$  - vertikalni otklon (progib) školjke

Krutost karoserije osobnih vozila na savijanje iznosi,  $C_s = 10000\text{-}20000 \text{ N/mm}$ .

### Primjer određivanja progiba

Opterećenje školjke postavlja se u središte prednjih i stražnjih sjedala. Provodi se više mjerenja progiba pod određenim opterećenjima, od minimalnog do maksimalnog, primjerice na  $F_{k\text{min}}=1000 \text{ N}$  tj. (4x250 N), 2000 N tj. (4x500 N), 3000 N tj. (4x750 N), i  $F_{k\text{max}}=4000 \text{ N}$  tj. (4x1000 N). Snimljeni otklon na savijanje jednog vozila u skladu s razinom opterećenja prikazan je na *slici 10.42*. U svakoj točki presjeka može

se odrediti krutost na savijanje. Krutost kod najvećeg otklona od 0,22 mm na sredini školjke, prema (10.4) iznosi 18000 N/mm. Krutosti ostalih dijelova školjke su veće, osobito prednjeg i stražnjeg dijela vozila.



Slika 10.42. Progib pri savijanju školjke s ugrađenim staklima

### c) Krutost školjke na torziju (uvijanje, sukanje)

Odnos momenta torzije i kuta uvijanja određuje krutost školjke na torziju:

$$C_s = \frac{M_t \text{ [Nm]}}{\varphi \text{ [rad]}} \quad (10.5)$$

$M_t$  - moment torzije

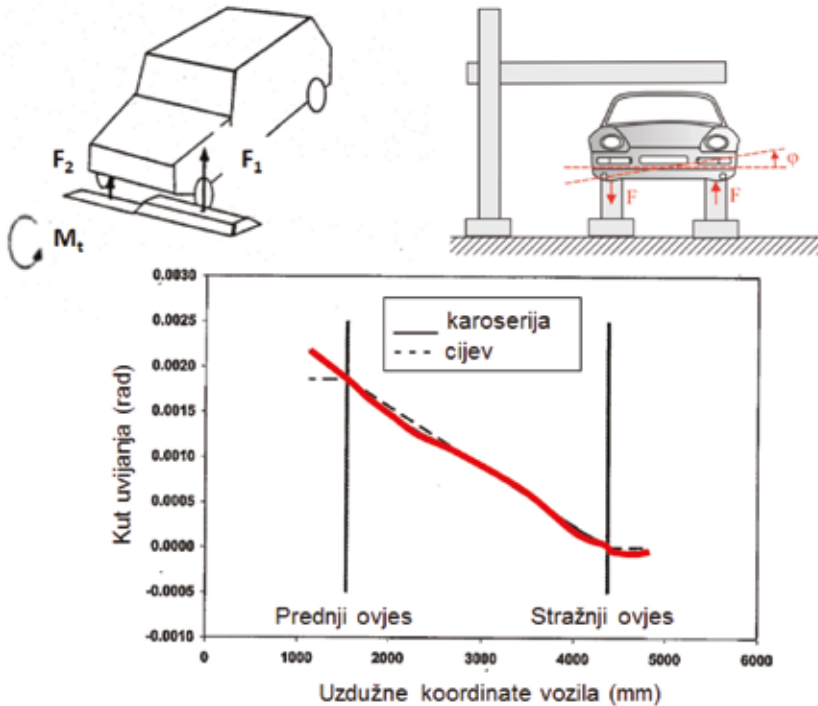
$\varphi$  - kut uvijanja karoserije oko uzdužne osi školjke (rad, deg)

Torzijska krutost školjke između uvijanja na prednjem ovjesu i učvršćenja na stražnjem ovjesu sa i bez stakala iznosi,  $C_t = 10000\text{-}30000 \text{ Nm/deg}$ .

#### Kut uvijanja školjke na torziju

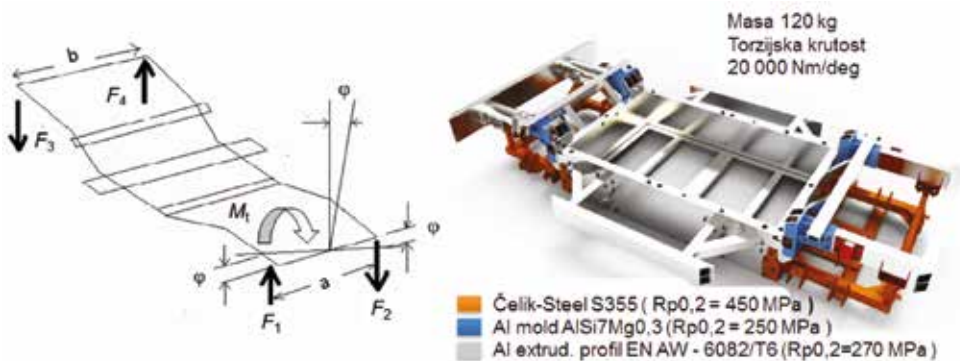
Udar jednog kotača o povišenu prepreku uzrokuje moment torzije, što se može simulirati na ispitnom stolu, *slika 10.43*. Grafički je također prikazan kut uvijanja konstrukcije školjke između prednje i stražnje osovine. Na mjestu uklještenja stražnje osovine javlja se jednak reakcijski moment torzije. Usporedno s krivuljom kuta uvijanja, dana je idealna krivulja uvijanja cijevi.





Slika 10.43. Kut uvijanja školjke između prednje i stražnje osovine

Moment torzije uzrokuje torzijsko naprezanje, koje se može zamisliti kao jednoliko raspodijeljeno po presjeku i razmjerno udaljenosti od središta. Dakle, naprezanja dijelova školjke ovise o udaljenosti od uzdužne osi. U uzdužnoj osi nema naprezanja. Na vanjskim dijelovima školjke oko prednje osovine može doći do iskrivljenja, jer na većem radijusu nastaje veće naprezanje. Najveće naprezanje na torziju mora biti manje od dopuštenog naprezanja. Izračunata torzijska krutost okvira na temelju uvijanja (10.5), prikazana je na slici 10.45.

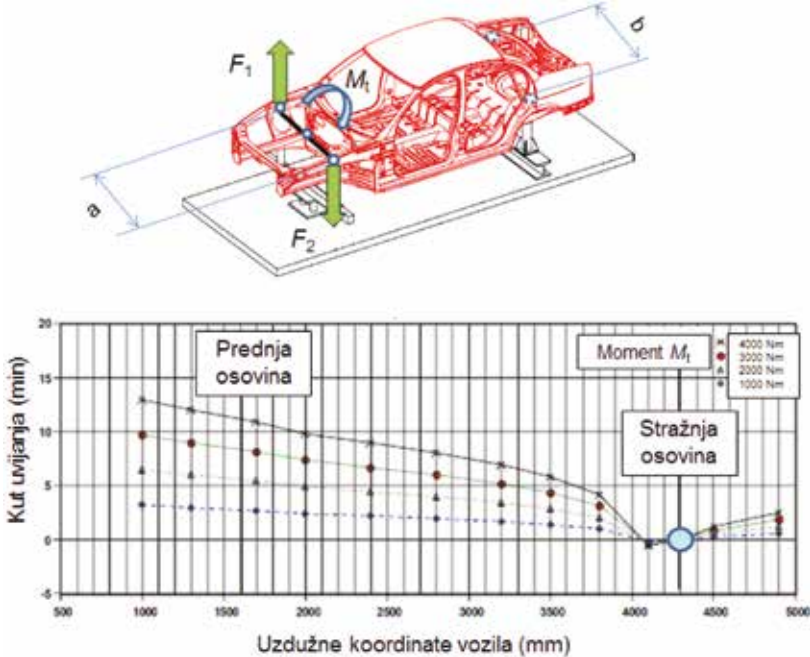


Slika 10.44. Torzijska krutost okvira EV (XD DOK-ING)

### Primjer određivanja kuta uvijanja

Opterećenje momenta torzije unosi se na osloncima prednje osovine, *slika 10.46*. Provodi se više mjerenja kuta uvijanja, od minimalnog do maksimalnog momenta torzije, primjerice  $M_{tmin} = 1000$  N, 2000 N, 3000 i  $M_{tmax} = 4000$  N na kraku radijusa „a“. Snimljeni kut uvijanja jedne školjke mase 200 kg

i pripadajući momenti opterećenja prikazani su na dijagramu. U svakoj točki presjeka izračunava se statička torzijska krutost. Krutost školjke na torziju ispod prednje osovine od 12 kutnih min ( $0,2^\circ$ ), prema (10.4) sa prednjim i stražnjim staklom iznosi  $C_t=20000 \text{ Nm/deg}$  (bez stakala,  $C_t=16000 \text{ Nm/deg}$ ).



Slika 10.45. Kut uvijanja školjke sa ugrađenim staklima

#### d) Karakteristika vibriranja školjke

Poznavanje krutosti školjke na savijanje i krutosti na torziju omogućuje i utvrđivanje vibracija, procjenu rezonancije i oblika vibriranja školjke kao elastičnog tijela. Rezonancija je pojava kod koje je frekvencija vanjske pobude jednaka vlastitoj frekvenciji sustava.

Vlastita frekvencija sustava slobodnog vibriranja na savijanje:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ [rad/s]} \quad \text{ili} \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ [Hz]} \quad (10.6)$$

Vlastita frekvencija slobodnog vibriranja na torziju:

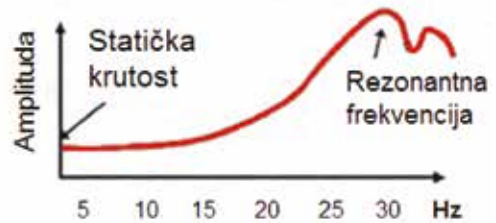
$$\omega = \sqrt{\frac{C}{J}} \text{ [rad/s]} \quad (10.7)$$

$C$  - krutost sustava (N/m):  $C_s$  - krutost na savijanje,  $C_t$  - krutost na torziju

$M$  - masa sustava (kg),  $J$  - moment inercije mase ( $\text{kgm}^2$ )

$$\text{Period titranja: } T = 1/f \quad \text{ili} \quad T = 2\pi/\omega \text{ [s]} \quad (10.8)$$

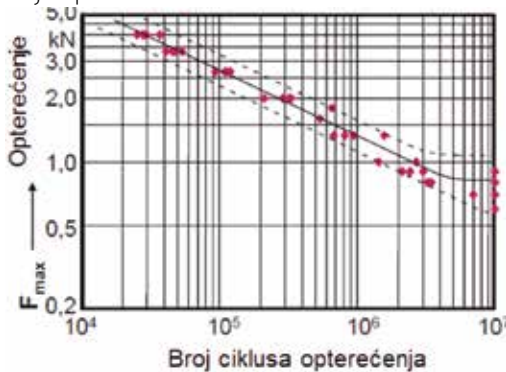
Karakteristika statičke krutosti školjke na torziju je rezultat unesenog statičkog momenta torzije i kuta uvijanja, a karakteristika dinamičke krutosti je rezultat kretanja vozila po neravnoj podlozi. Promjena toka vibriranja s frekvencijom, prikazana je na slici 10.46. Rezonantna frekvencija školjke kompakt vozila na temelju dinamičke krutosti iznosi: na savijanje 25-28 Hz, na torziju 28-31 Hz. To je dosta udaljeno od pobudne frekvencije 15-20 Hz. Radi procjena udobnosti putnika u kabini potrebno je uključiti i vibracije ovjesa.



Slika 10.46. Karakteristika vibriranja školjke

### e) Trajnost školjke

Izdržljivost školjke na zamor na prijeđenih 300.000 km čini minimalni zahtjev proizvođača. Time se određuje životni vijek vozila, odnosno trajnost. Pomoću simulacije opterećenja može se dobiti približna točnost izdržljivosti školjke, a testira se putem ubrzanih ispitivanja, *slika 10.47*. Opterećenje se unosi putem spektra opterećenja za životni vijek. Simulacija zamora može se izračunati prema *Miner-ovoj* hipotezi (nagib krivulje naprezanja,  $k \approx 5$ ), s greškom do 10%. Pri tom se testiraju i drugi dijelovi relevantni za trajnost i garanciju proizvoda. Smatra se da su testiranja s dva prototipa s kompletnom karoserijom dovoljno pouzdana.



Slika 10.47. Ubrzano testiranje karoserije na zamor (BMW)

### 10.2.9. Materijali za izradu karoserije

Koriste se različiti materijali za izradu karoserije. To su mikrolegirani čelici i legure *aluminija* i *magnezija*, *te kompoziti* i *plastika*.

Osnovna mehanička svojstva materijala su definirana pojmovima:

- **Opterećenje** je *vanjsko djelovanje* silom, momentom i pritiskom na neki predmet.
- **Naprezanje** je *unutarnje opterećenje* veza između čestica određenog materijala.
- **Čvrstoća** je otpornost raskidanju veza između čestica određenog materijala.
- **Elastičnost** je sposobnost materijala da se nakon deformacije izazvane određenom silom vrati u prvobitno stanje nakon prestanka djelovanja sile, odnosno sposobnost konstrukcije da zadrži početni oblik.
- **Plastičnost** je svojstvo materijala da trajno mijenja oblik (da se deformira) pod djelovanjem sile.
- **Tvrdoća** je otpornost materijala prodiranju drugog predmeta u površinu materijala koji se ispituje. Za određivanje tvrdoće metala ima više metoda.
- **Žilavost** je otpornost materijala prema udarnom opterećenju.

### a) Mikrolegirani čelici

Najveći udio mase vozila čine profili od čeličnih limova. Visoko napregnuti dijelovi samonosive karoserije izrađuju se od legiranih čelika povišene čvrstoće. To su materijali povišene granice elastičnosti, odnosno dopuštenog naprezanja na razvlačenje, zbog potrebe visoke žilavosti na niskim temperaturama i otpornosti na krti lom. Nelegirani čelici imaju dopuštenu granicu razvlačenja oko 210 MPa (N/mm<sup>2</sup>), a niskolegirani čelici 300-500 MPa. Struktura čelika i granica plastičnosti (*Yield Strength*)  $\sigma_{02}$  (MPa), dana je u tablici 10.2. Legirani čelici su svi oni čelici kod kojih odlučujući utjecaj na svojstva imaju legirni elementi. Kod niskolegiranih čelika, maseni udio legiranih elemenata iznosi do 5% (Ni, Cr, Mo, V, ..). Budući da se navedeni elementi dodaju u malim količinama, ovi se čelici nazivaju *mikrolegirani čelici*. Kod *visokolegiranih čelika*, maseni udio barem jednog legiranog elementa iznosi više od 5%.

**Tablica 10.2. Struktura materijala karoserije**

			$\sigma_{02}$ (MPa)
Čelik Čvrstoća $R_{p02}$	LSS	Čelici niske čvrstoće <b>Low Strength Steel</b>	140-180
	HSS	Čelici visoke čvrstoće <b>High Strength Steel</b>	180-300
	AHSS	Napredni čelici visoke čvrstoće <b>Advanced High Strength Steel</b>	≥300
	UHSS	Ultra čelici visoke čvrstoće <b>Ultra High Strength Steel</b>	≥600
Aluminij*	5xxx	Toplinski neobradljive aluminijske legure <b>Al Mg – Aluminum Alloys</b> (ALMg3,5Mn, ALMg4,5Mn0,4)	100-250
	6xxx	Toplinski obradljive aluminijske legure <b>Al Si – Aluminum Alloys</b> (ALSi1,2Mg0,4, ALSi0,6Mg0,5)	100-350

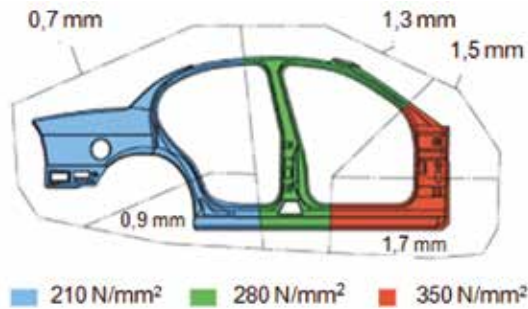
\*Toplinski neobradive Al legure mogu se iz mekog (žarenog) stanja prevesti u polutvrdo ili tvrdo samo hladnom deformacijom (vučenje, valjanje, lijevanje, kovanje). Toplinski obradive Al legure postižu povišene vrijednosti čvrstoće i tvrdoće toplinskom obradom.

Legiranjem čelika s malim količinama jednog elementa ili više njih: Al, Nb, V, Ti i Zr uz dovoljno niski sadržaj C (<0,2% C) zadržava se dobra zavarljivost. U načelu sadržaj mikrolegiranih dodataka se ograničava, primjerice na: Al - min 0,015 %, Ti<0,15%, V<0,10%, Nb<0,04 %. To su izrazito jaki čelici (350-500 MPa) te ultra jaki čelici (550-1000 MPa). Koriste se za profile stupova vrata, branika, konzola, spremnika, i drugo, čime se štedi oko 25% mase. Kako su se povećale potrebe za smanjenjem mase i povećanjem sigurnosti vozila, primjenjuje se više vrsta čelika visoke čvrstoće, počevši od normalnog čelika dopuštenog naprezanja 180-300 MPa, zatim povišene čvrstoće 400 MPa, te visoke čvrstoće od 650 MPa, *slika 10.48*.



**Slika 10.48. Raspodjela čelika u strukturi jedne monokok karoserije (Spottrack 2017)**

Usporedba školjki sličnih vozila može se provesti po dimenzijama, masi i volumenu, kao i po odnosu mase i volumena. Na osnovu toga, može se govoriti o smanjenju mase primjenom različitih materijala. Neovisno o masi vozila, čelik je i dalje dominantan materijal, zatim slijede legure aluminija. Suvremene karoserije su pocinčane tako da štite konstrukciju od korozije s 10 godišnjom garancijom, a nanošenjem višeslojne boje pružaju dodatnu zaštitu od korozije. Debljine limova i naprezanja profila jedne karoserije prikazani su na *slici 10.49*.

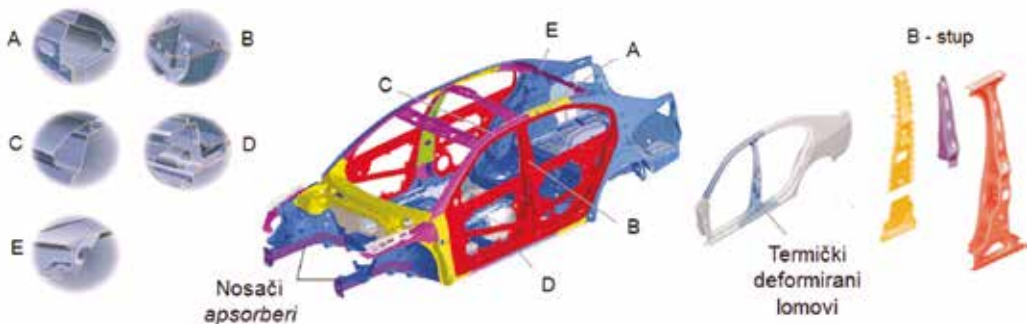


**Slika 10.49. Debljina limova i granice naprezanja jedne karoserije**

### Primjer

#### Škoda Octavia 2

Karoserija je konstrukcijski optimizirana na temelju zahtjeva smanjenja mase i osiguranja pasivne sigurnosti, *slika 10.50*. Postignuta je potrebna statička i dinamička krutost karoserije. U proizvodnji je primijenjeno suvremeno spajanje spojeva, putem laserskog zavarivanja i putem lijepljenja.



**Slika 10.50. Optimizirani presjeci profila karoserije**

A - profil stražnjeg nosača krova, B - profil B-stupa, C - profil prednjeg nosača krova, D - profil pragova, E - profil stražnjeg nosača

HSS / Standardni limovi (220-300 MPa)	36% (žuto)
AHSS / Limovi velike čvrstoće (300-550 MPa)	16% (ljubičasto)
UHSS / Limovi najveće čvrstoće (550-1400 MPa)	14% (crveno)

Ostali dio:

- LSS / obični limovi (0-220 MPa) 30% (plavo)
- *toilored-blanks platine* 4% (zeleno)

(laserski zavareni limovi u području uzdužnog nosača)

Radi povećanja čvrstoće profila, koriste se toplotno deformirani limovi (velike čvrstoće). Primjenjuju se u višeslojnoj izvedbi, prije svega u B-stupu i u području karoserije prema A-stupu. Primjena termičkih deformiranih limova u tom području u slučaju bočnog sudara jamči visok stupanj sigurnosti putnika.

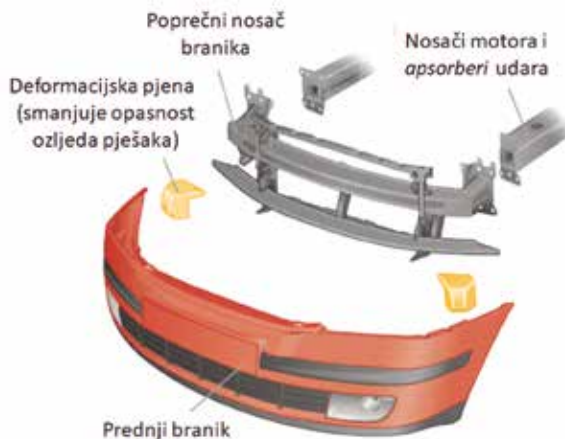
### Tehnologija spojeva izvedena je pomoću laserskog zavara i lijepljenjem.

Tehnologija laserskog zavarivanja primjenjuje se u području karoserijske nadgradnje (krov, bočni dio, kod uzdužnih nosača i u prednjem i stražnjem dijelu (bočni dio straga, kanal za otjecanje vode stražnjeg poklopca). Prednosti laserskog zavarivanja u odnosu na uobičajeni način zavarivanja su:

- laserski zavari imaju bolja svojstva na savijanje i na torziju
- dijelovi koji se spajaju manje su termički opterećeni.
- laserski zavari su uži

### Lijepljeni spojevi

Lijepljenje limova primjenjuje se tamo gdje se zbog termičkog opterećenja ne smije zavarivati. Lijepljenje povećava čvrstoću zavarenih šavova, izvodi se nanošenjem ljepljive velike čvrstoće prije zavarivanja na mjestima gdje treba povećati čvrstoću. Nakon toga, zavareni spoj postaje tvrd i dobiva potrebna svojstva. Tako obrađeni spojevi koriste se u području pragova.



**Slika 10.51. Sigurnosni koncept prednjeg branika**

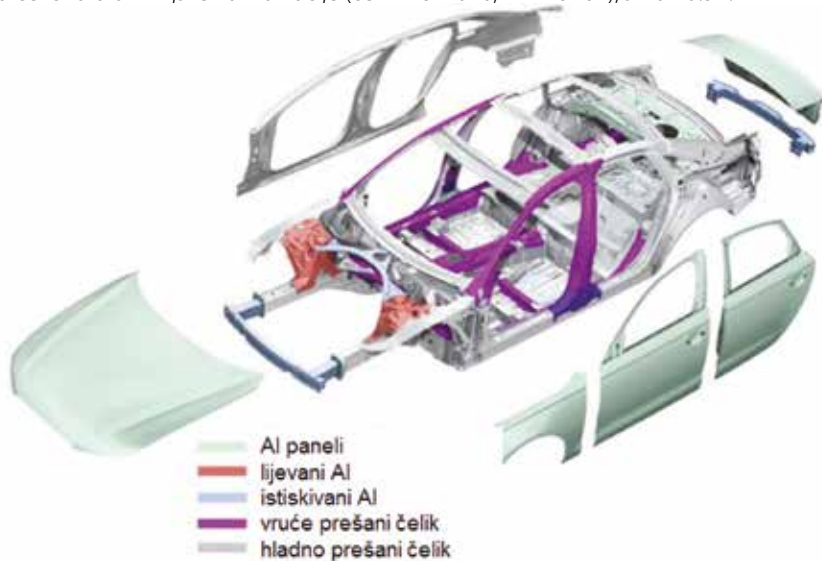
Kako bi se postigli najbolji **Crash** rezultati branika, izvodi se pojedinačno usklađivanje konstrukcija prednjeg branika, **slika 10.51**. Primjerice, udari u branik kod niskih brzina (do 15 km/h, kod parkiranja vozila), ne ostavljaju tragove deformacija na hladnjaku, kondenzatoru klima uređaja, i drugo.

U branik se ugrađuje deformacijska pjena za ublažavanje udara, koja pri naletu vozila na pješaka umanjuje opasnost od težih ozljeda nogu. Napredna rješenja branika imaju ugrađene senzore za zaštitu pješaka koji pri naletu na pješaka (20-50 km/h) podižu poklopac motora radi ublažavanja udara glave u poklopac motora i zračni jastuk pješaka na vjetrobranskom staklu. Prednji dio nosača branika

ciljano se deformira, pritom sprječava teže ozljede nogu, i umanjuje djelovanje sile na druge dijelove vozila. Kod jačeg frontalnog sudara, uzdužni nosači motora kao *apsorberi* udara prihvaćaju veću apsorpciju kinetičke energije koja određuje zonu deformacije prednjeg dijela vozila.

### b) Aluminijске legure

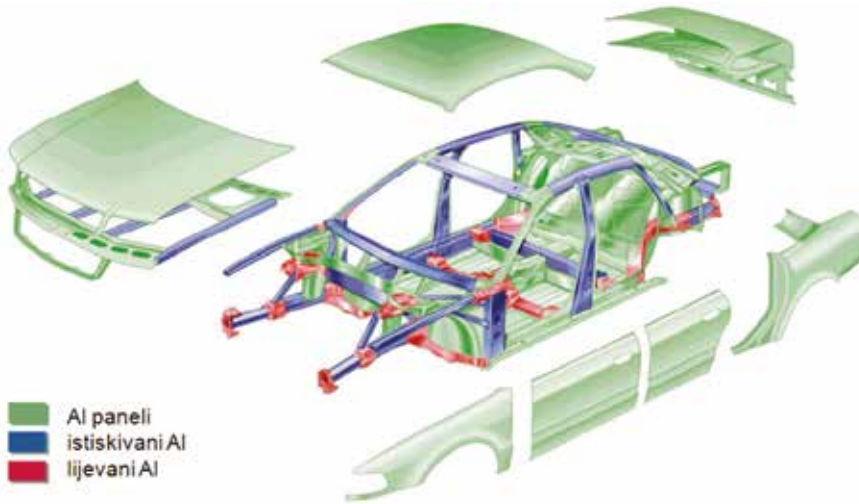
*Al-legure* koriste se kao valjani, ekstrudirani, kovani i lijevani proizvodi. Takvi auto dijelovi dobivaju se, primjerice, prešanjem (hauba, paneli vrata), istiskivanjem (profili stupova) i tlačnim lijevanjem (oslonac amortizera, *mulde*, spojni čvorovi). Ekstrudirani (*extrusion*) dijelovi dobiveni su procesom zagrijavanja komadnog aluminija i istiskivanjem u profile složenog oblika kroz oblikovanu matricu. Grupa aluminijških legura ALMgSi ima dobru žilavost i sposobnost oblikovanja te čvrstoću 150-350 MPa. Kako čvrstoća ne ovisi samo o modulu elastičnosti, već i o poprečnom presjeku, složenim profilom se dobiva veća torzijska čvrstoća i 50% lakša konstrukcija u odnosu na čelik. Proizvodne metode koje se mogu izvoditi samo sa aluminijem, dopuštaju prostornim okvirima (rešetka) manje dijelova u odnosu na tradicionalnu čeličnu školjku. U fazi prijelaza proizvođača na aluminijску strukturu školjke, predstoji najprije hibridna struktura, izrađena od čelično-aluminijске kombinacije (čelik AISI 1020, Al AA5182), *slika 10.52*.



**Slika 10.52. Aluminijsko-čelična struktura karoserije (Audi A6, A7 Sportback)**

Al-legure su oko tri puta lakše od čelika, ali mogu biti jednako čvrste kao čelik koristeći različite profile i metode spajanja, a pritom su puno lakše (čelik:  $7,88 \text{ g/cm}^3$  / Al:  $2,7 \text{ g/cm}^3$ ). Potpuno aluminijška školjka vozila *Audi A8* prikazana je na, *slici 10.53*. Dijelovi školjke izrađeni su valjanjem (55%), istiskivanjem (22%) i lijevanjem (23%).

Dok se aluminij čini kao poželjni metal za proizvodnju vozila, postoji razlog zašto se vozila ne proizvode od aluminija. Pokazatelji koji ograničavaju šire korištenje aluminija su najprije troškovi, a zatim tehnologija spajanja dijelova. Al-limovi gube na čvrstoći iznad  $180^\circ\text{C}$ . Ako su u gavlanskom spoju, npr. s čelikom, nastaje elektrokemijska korozija. Al-legure su postojane prema atmosferskoj koroziji, imaju dobru toplinsku i električnu vodljivost (u usporedbi s čelikom 4-5 puta više), veliku plastičnost i malu čvrstoću. Aluminij je višestruko skuplji od čelika. Međutim, postoji isplativost tog materijala za korištenje čak i za proizvodnju manjeg obujma vozila (ispod 100,000 jedinica u godini). Vozila koja koriste aluminijске školjke su: *Audi A8, Jaguar XJ, Corvette Z06, Honda NSX, Audi A2, Audi R8*.



Slika 10.53. Aluminijska struktura karoserije (Space Frame, Audi A8)

### c) Magnezijske legure

**Magnezij (Mg)** je najlakši metal koji se može upotrijebiti kao konstrukcijski materijal. Gustoća magnezija iznosi  $1,74 \text{ g/cm}^3$  (36% niža specifična gustoća od aluminija). Čisti magnezij se ne upotrebljava zbog nepovoljnih mehaničkih svojstava i slabe korozijske postojanosti. Magneziju se dodaju male količine aluminija i cinka, a eventualno i Mn, Cu i Si, pa su takve legure prikladne za tehničku primjenu. Svojstva Mg legura jesu: mala gustoća; visoka čvrstoća i krutost, korozijska postojanost; dobro svojstvo lijevanja. Mg legure za gnječenje (različiti profili); odljevi daju značajne uštede na masi i koriste se za izradu dijelova koji nisu izvršni i integraciju malih dijelova. Suvremeni postupci lijevanja i oblikovanja gotovih oblika proširuju područja primjene Mg legura za dijelove vozila (volan, naslon sjedala, felge, i dr.), zamjenjujući polimerne materijale, Al-legure i čelike.

### d) Plastični materijali

**Plastični materijali** kao alternativni materijali koriste se u izradi dijelova vozila zbog dobrih svojstava, kao što su mala masa dijelova, otpornost na koroziju, velika sloboda oblikovanja i manja osjetljivost na udarce. Plastika kao materijal odgovara na mnoge funkcionalne potrebe na vozilima, koje ne zahtijevaju veliku čvrstoću. Imaju otpornost na kemikalije, odlična toplinska izolacijska svojstva, kao i elektro-izolacijska svojstva u odnosu na druge materijale.

Plastične mase prerađuju se istiskivanjem, ubrizgivanjem i tlačenjem. Zbog svojih svojstava njihova primjena na vozilima je u stalnom porastu. Mogu se podijeliti u dvije glavne skupine: termoplastični materijali i termoreaktivni materijali ili duroplasti. **Termoplastične mase** grijanjem omekšaju, a hlađenjem se vraćaju u prvobitno stanje (npr. *polivinilklorid, polietilen, polistiren*). **Termoreaktivne plastične mase** ili duroplasti grijanjem otvrdnu i kasnije se više ne mogu oblikovati (*bakelit, aminoplasti*).

### e) Kompozitni materijali

**Kompozitni materijali (kompoziti)** su materijali dobiveni spajanjem dvaju ili više materijala različitih svojstava s ciljem dobivanja karakteristika kakva ne posjeduje niti jedna komponenta sama za sebe. To su dva ili više materijala različitih kemijskih sastava, matrice (*polimeri, metali, keramika*) i vlakana (*lamele*) koji formiraju jedinstvenu strukturu. Kod kompozita mogu se postići iznimna svojstva kao što su: *krutost, čvrstoća, težina, otpornost na visoke temperature, kemijska postojanost, tvrdoća i vodljivost (električna*



*i toplinska*). Kompozitima se postiže manja masa vozila, u slučaju zamjene čelika to iznosi oko 60%, a u slučaju zamjene aluminijske oko 40%.

Prednosti primjene kompozitnih materijala su:

- visoka čvrstoća i krutost uz iznimno malu masu,
- mogućnost izrade vrlo složenih oblika,
- smanjenje troškova naknadne obrade dijelova,
- mogućnost spajanja dijelova tijekom samog postupka proizvodnje,
- dimenzijska stabilnost u ekstremnim uvjetima,
- otpornost na koroziju.

Dvije su osnovne komponente kompozita: *matrica* - osnovni materijal i dodaci - materijal čijim se dodavanjem postižu potrebna svojstva. Matrica povezuje vlakna te služi kao medij kojim se izvana nametnuto naprezanje prenosi i raspoređuje na vlakna, a samo vrlo mali dio opterećenja nosi matrica. Polimerna matrica je ojačana staklenim, ugljičnim i aramidnim vlaknima. Ugljikova vlakna (karbonska vlakna) koja sadrže najmanje 90% ugljika su kružnog presjeka, promjera 5-10 μm i crne boje.

### **Ugljikova vlakna**

Ugljikova vlakna ponajviše se koriste za jačanje kompozitnih materijala, posebice za klasu materijala poznatih samo kao ugljikova vlakna, grafitom ojačani polimeri u procesu karbonizacije „karbon“. Veća uporaba kompozita od ugljičnih vlakana je potisnula aluminijske legure iz zrakoplovne industrije, najviše zbog pojave galvanske korozije. Ugljikovim vlaknima ojačani polimeri najviše se koriste na sportskim vozilima. Visoke cijene vlakana nisu presudne zbog toga što vlakna imaju visoki omjer čvrstoća-masa, a mala masa je bitna za performanse trkaćih vozila. Proizvođači su razvili isprepletana vlakna koja su čvrsta u svim smjerovima. Ta vrsta ugljikovih vlakana koristi se u izradi školjki, odnosno „sigurnosnoj čeliji“ *monocoque* šasije profesionalnih bolida (*Formula 1*).

Korištenje karbonskih vlakana značajno smanjuje masu i povećava unutarnji prostor školjke. Primjerice, električno vozilo *BMW i3* koristi karoseriju od ugljikovih vlakana **CFRP** (*Carbon Fiber Reinforced Plastic*), slika 10.54. Poli-akril-nitril (**PAN**) ugljikova vlakna imaju ulogu ojačala kompozita. Prednosti korištenja **CFRP-a** su: otpornost na koroziju, kiseline i otapala, visoka čvrstoća, visoka apsorpcija kinetičke energije, velika trajnost, dobro prigušivanje vibracija, dobra izolacija od buke i lako se oblikuje. Zbog izvrsnih mehaničkih svojstava materijala, izostavljeno je postavljenje B-stupa na sredini vozila. Masa karoserije iznosi svega 120 kg.

Dijelovi karoserije međusobno su zalijepljeni i čine cjelinu. Oplate vanjskih dijelova karoserije također su izrađene od kompozitnog materijala *Ultradur* proizvođača **BASF**, čime je smanjena masa za 10% u odnosu na konvencionalne oplate. Oplate su zalijepljene i kopčama pričvršćene na pripadajuće aluminijske okvire. Aluminijski okviri su na karoseriju pričvršćeni aluminijskim šarkama. Velike prednosti korištenja kompozitnih oplate su jednostavnost zamjene i otpornost na udarce.



Slika 10.54. Karoserija električnog vozila od ugljičnih vlakana (*BMW i3*)

Kompozitna karoserija *Porsche Carrera* od ugljikovih vlakana *Carbon-Fiber*, prikazana je na *slici 10.55*. Dok je školjka u potpunosti izrađena od karbonskih vlakana, ostali dijelovi čine kombinaciju čelično-aluminijskih dijelova.



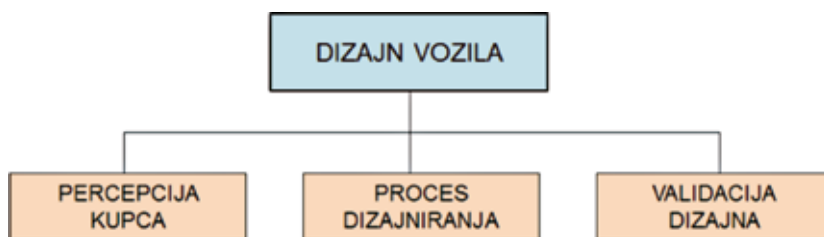
Slika 10.55. Karoserija od ugljikovih vlakana sportskog vozila (*Porsche Carrera GT*)



## 11. Dizajn motornih vozila

Osobno vozilo nije samo sredstvo prijevoza nego i predmet osobnosti ili statusa. Netko voli ovaj ili onaj *brand*, netko preferira performanse, a nekome je najvažnija povoljna cijena. Izgled ili dizajn vozila pokreće emocije, a karakteristike vozila njegovu analitiku. Uloga dizajna je da pokrene emocionalni dijalog koji se pojavljuje kad kupac poželi imati određeni model vozila. Analitički dio počinje kad potencijalni kupac stvara popis zahtjeva, koji bi njemu bili prihvatljivi. Prema tome, kako bi vozilo bilo po mjeri kupca, odluka o izboru vozila temelji se na dva kriterija, emocionalnom i analitičkom.

Razvoj dizajna automobila pokrenut je još 1930-ih u SAD-u, kod tvrtke *General Motors (GM)*. Jedan od vodećih ljudi *GM*, *Harley J. Earl* formirao je *stajling* sekciju (*Styling Section*), čime je pojam *stajlinga* kao izgleda proizvoda stavljen u sam vrh dizajnerske strategije. *Earl* je zamislio *stajling* kao posebnu vrstu dizajna koja se bavi samo estetskim pitanjima izgleda proizvoda i efektom koje izgled izaziva na tržištu. Takvu je strategiju i glineno modeliranje primijenio na autoindustriju, čime je promijenio način dizajniranja novih modela. *GM* je tržištu ponudio revizije dizajna svojih vozila i potom pretekao u prodaji svog velikog rivala *Forda*. Postignuta je najprije vizualna percepcija koja je privukla kupce u salon automobila. Razvoj dizajna novog vozila, dakle treba krenuti od percepcije kupca, što osigurava perspektivu, zatim slijedi proces dizajniranja te na kraju validacija, *slika 11.1*.



*Slika 11.1. Sastavnice razvoja dizajna vozila*

Kako bi se stvorio dopadljiv automobil, proizvođači prate ponašanje kupaca. Marketinški stručnjaci provode istraživanje tržišta o proizvodu, cijeni, promociji, prodaji i distribuciji, kako bi dobili povjerenje kupaca. Kad proizvođač vozila jednom zadobije povjerenje svog potrošača, taj korisnik će se teško odlučiti na kupovinu vozila nekog drugog proizvođača, jer je u očima kupca percepcija *branda* koja donosi zadovoljstvo i sigurnost. Primjerice, *Volkswagen* i *Toyota* su svoje brandove na tržištu pozicionirali kvalitetom zadobivši povjerenje najvećeg broja kupaca koji im vjeruju. Proizvodni i prodajni

vijek jednog modela iznosi šest do osam godina. Kako bi model zadržao tržišne pozicije, na pola radnog vijeka obično se provodi redizajn.

Oblik vozila i njegovih dijelova proizlazi iz njihove funkcije. Automobil ima aerodinamičan oblik tijela da pruža što manji otpor zraka, kako bi pri kretanju trošio što manje energije. Kotač također ima svoj oblik koji proizlazi iz njegove funkcije. Okrugli oblik mu omogućuje vrtnju, a estetski oblik dokaz umjetničke vrijednosti. To dizajnerima daje slobodu oblikovanja automobila tako da osim funkcionalne ima i estetsku vrijednost.

Definicija dizajna međunarodne organizacije *The World Design Organization (WDO)*, glasi: dizajn je stvaralačka aktivnost koja ima za cilj uspostaviti višestruke kvalitete predmeta, procesa, usluga i sustava tijekom njihova životnog vijeka. Prema tome, dizajn je ključni činitelj inovativnosti koji humanizira tehnologije i bitan je element kulturne i gospodarske razmjene. Definicija sukladno uredbi EU (*Council Regulation, No 6/2002*) glasi: dizajn je vanjski izgled proizvoda u cijelosti ili dijela proizvoda koji proizlazi iz njegovih obilježja, posebno crta, obrisa, boja, oblika, teksture i/ili materijala samoga proizvoda i/ili njegova ukrašavanja. Hrvatsko dizajnersko društvo (HDD) drži slijedeću definiciju: dizajn je interdisciplinarna djelatnost koja povezuje društvene, humanističke i tehničke znanosti s kreativno-umjetničkom sastavnicom.

### 11.1. Percepcija kupca

Percepcija od strane kupca događa se najprije na temelju vanjskog izgleda (stajlinga). Prvo se opažaju ključni elementi percepcije dizajna, **slika 11.2**. To su redom prednji dio vozila, prednja rešetka, proporcije, bočna linija, pregib i stražnji dio. Prednji dio i rešetka su prepoznatljivi elementi *brenda*. Tome pridonose proporcije vozila, koje daje mjerilo po čemu je nešto veliko, malo ili skladno i privlačno. Proporcije su uvijek važna svojstva u kompoziciji svakog dizajna i jedan od odlučujućih činitelja harmonije eksterijera i interijera.



**Slika 11.2. Elementi percepcije eksterijera dizajna (BMW serija 3 2.0 320d)**

Nakon eksterijera dolazi percepcija interijera. Da li je interijer kabine prostoran ili ograničavajući? Je li *cockpit* dopadljiv, jesu li sjedala udobna? Detalji, kao što su kontrolni elementi, displeji ili mjesta za odlaganje stvari pružaju daljnji doživljaj vrijednosti. Ulazak u kabinu dopušta kupcu dodir, udobnost sjedala i doživljaj ergonomije. Pogled na površine interijera daju osjećaj kvalitete. Otvaranje prtljažnika daje dojam praktičnosti. Proces percepcije vozila pored navedenog ovisi i o povijesti *brenda*, emocijama i očekivanjima kupca. Stoga, vodeći se time, ljudi tako kroz vozilo koji koriste pokazuju i svoju osobnost.

Primjer percepcije dizajna automobila, **slika 11.3**.

- **Prednji dio:** BMW je prepoznatljiv na prvi pogled, dvije rešetke u obliku bubrega sa znakom čine vizualno središte prednjeg dijela. Dva okrugla prednja svjetla sa strana pridonose magičnosti svjetla. Svjetla su smještena nešto više od rešetki i lagano na-

gnuta naprijed. Tako je naglašen dojam kretanja a sportska osobnost se nalazi u prvom planu. Širina rešetki otkriva veliku potrebu za zrakom za snažni motor iza njih. Tako da oblik rešetke nagovještava veliku rezervu snage.

- **Proporcije:** proporcije upućuju na dinamičke sposobnosti BMW, dugačak poklopac motora, veliki međuosovinski razmak i putnička kabina pomaknuta prema stražnjem dijelu bude zadovoljstvo i sigurnost u vožnji.
- **Bočna linija:** daje čvrste konture snažne osobnosti, ali također daje više dinamičnosti i elegancije. Bočna strana BMW je prepoznatljiva po *Hofmeisterovu* pregibu na završetku stražnjeg prozora (nazvan po *Wilhemu Hofmeisteru*), koji označava sportski karakter. Prvi puta je predstavljen 1961. godine, i danas još uvijek krasi svaki BMW. Stvara osjećaj pokreta prema naprijed na boku u području C-stupa.
- **Stražnji dio:** vodoravne linije na stražnjem dijelu naglašavaju širinu na sportski način i stvaraju dojam optički niskog težišta.
- **Unutrašnjost:** ekskluzivna unutrašnjost, okružuje vozača i budi strast *Cupea* na prvi pogled. Senzualnost prostora putnika, udobnost i *infotainment* pružaju strast vožnje.



**Slika 11.3. Percepcija detalja dizajna BMW-a**

U procesu percepcije kupca mogu se zaključiti tri glavna obilježja koja određuju razvojni put prema dizajnu vozila: *stajling, ergonomija, praktičnost i zvučni dizajn*.

#### **a) Stajling ili izgled proizvoda**

Stajling (*styling*) ili stilsko oblikovanje izgleda je jedan od pravaca u dizajnu. Stajling automobila se bavi estetskim pitanjima automobila i efektom koje izgled izaziva na tržištu. To je kompleksan posao za koji je potrebno znanje iz više područja znanosti, prije svega povijesti mode, suvremene mode, povijesti umjetnosti, teorije forme, ali i sociologije, filozofije, estetike i poznavanja tržišta. Dopadljiv izgled vozila stvaraju stilisti, kao kreatori vizualnog izraza i koji slijede modni impuls tržišta. Vizualna poruka stajlinga stoga mora biti inteligentno osmišljena, tako da stvara strast prema automobilu. Ta-

kođer, estetski privlačan dizajn potiče pozitivne odnose kod ljudi. Želja da se modeli vozila dopadnu određenom tržištu na prvi pogled, uvjetuje konkretni razvoj dizajna za to tržište. Vanjski i unutarnji stajling koji uključuje dizajn boja čine ključne elemente percepcije dizajna automobila.

### Vanjski stajling

Stilski različito oblikovana vozila, prikazuje *slika 11.4.*, Svako vozilo nosi poruku pripadnosti, primjerice:

- provokaciju ili radikalnost, *Lamborghini Reventon*, gore lijevo,
- ekskluzivnost, *Rolls Royce Phantom*, gore desno,
- emociju i zabavu, *MINI Cooper Countryman S*, dolje lijevo, ili
- snagu i sport, *Porsche 911 Turbo*, dolje desno.



**Slika 11.4. Različiti stilovi vozila (Lamborghini, Rolls Royce, Mini Cooper, Porsche)**

Stilovi koji obilježavaju karakter aerodinamike sportskog automobila, upućuju na bitna njegova obilježja, primjerice:

- dinamičnost i nisko težište, gore lijevo,
- brzina formule 1,
- prednji imidž (npr. trolist – *trilobo*),
- naglašena *snaga mišića* stražnjeg dijela.

Privlačnost dizajna na prvi pogled, elegantno, zabavno i sportski, usmjeren prema mladima je gradski električni automobil, u varijanti monovolumena, trosjed *LOOX DOK-ING*, *slika 11.5.* Tome doprinosi, kružna aerodinamika i nježne linije. Tehnički je vozilo iznimne okretnosti i lakoće uporabe u urbanom okruženju. Ukupnom dojmu pridonose male dimenzije, velika ubrzanja i autonomija kretanja.

Super brzi električni automobil izvanrednih performansi je dvosjed *Rimac Concept Two*, *slika 11.6.* Niski sportski dizajn privlači ljubitelje brzine, naglašene radikalnosti dizajna i aerodinamike, a instalirana snaga nudi najveća ubrzanja i brzine.



*Slika 11.5. LOOX, gradski električni automobil (DOK-ING Automotiv)*



*Slika 11.6. Rimac Concept Two, super brzi električni automobil (RIMAC Automobili)*

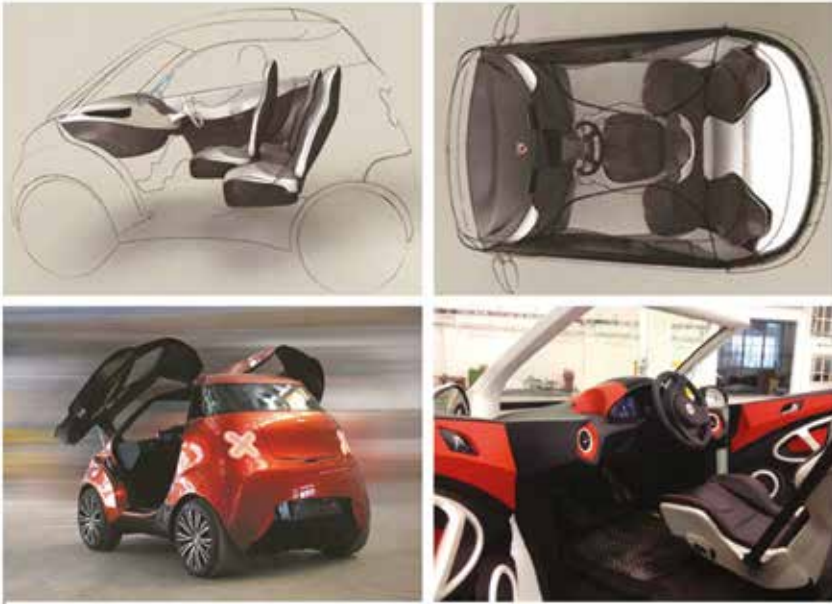
### **Unutarnji stajling**

Stilizirani provokativni dizajn lakog gradskog električnog vozila **LOOX**, s centralnom pozicijom vozača (Y) ispred kokpita (*cockpit*), naglašava i objedinjuje više svojstava: praktičnost, zabavu i sport, pasivnu sigurnosti vozača, *slika 11.7.*

Dok je vanjski dizajn važan za ljubav na prvi pogled, unutarnji dizajn kabine i sofisticirana oprema treba ovu dopadljivost pretvoriti u trajnu ljubav. Činjenica da mnogo ljudi provede više vremena u vozilu nego u dnevnoj sobi je jedan od razloga za tržišni trend prema dopadljivom interijeru. Primjerice, četiri potpuno različita stila kokpita prikazana su na *slici 11.8.*

- luksuzni i udobni, *Bentley Arnage Final Series 9*, dolje vrh lijevo,
- elegantni i sportski, *BMW Concept CS*, konceptni auto, dolje vrh desno,
- mladi i ekstrovertirani, *MINI Cooper Countryman S*, dolje lijevo,
- puristički i sportski, *Lotus Exige*.





**Slika 11.7. Električno vozilo s porukama vanjskog i unutarnjeg stajlinga (radikalno, praktično, zabavno, sportski, LOOX DOK-ING)**

Osim eksterijera i interijera, glavni sklopovi, motor, spremnici goriva i prtljage su također stilizirani. Važno je da kupac doživi draž čak i pri otvaranju prtljažnika.



### **b) Ergonomija**

Cilj ergonomije je stvaranje geometrije putničkog prostora i sučelja koje pruža vozaču i putnicima udoban i siguran rad u kabini s fokusom na vožnju.

Ergonomski relevantni elementi su:

- **sjedanje:** pozicija, prilagodljivost, varijabilnost, dimenzije sjedala; statička i dinamička udobnost, mjesto za noge, udobnost sigurnosnog pojasa.
- **dimenzije:** prostor za noge, prostor za koljeno, prostor za kuk, prostor za lakat, prostor za rame, prostor za glavu. Subjektivna osjećaj prostornosti.
- **operacije vožnje:** napor na volanu, uporaba pedala, ručna kočnica, način promjene brzine, pristupačnost kontrolnih elemenata, preglednost displeja.
- **ostale operacije:** lakoća ulaska i izlaska, udobnost putnika, lakoća utovara i istovara, lakoća punjenja goriva, lakoća ugradnje opreme (na krovu ili prikolica).
- **sučelja** za informaciju, komunikacijski i zabavni sustavi, intuitivnost operacija, čitljivost displeja, opće upravljanje složenosti količinom informacijskih tehnologija unutar vozila.

Zajedno s udobnošću kabine, ergonomija doprinosi smanjenju zamora vozača i nelagode i zato značajno utječe na njegovu opreznost i sigurnost. Zbog toga, svojstva vozila koje se tiču ergonomije podvrgnuta su zakonskim regulativama. Pri optimizaciji ergonomije vozila, uzima se u obzir fizionomija putnika koja varira od tržišta do tržišta. Tipično, skandinavci kao najviši i istočne azijskinje kao najniže osobe predstavljaju ekstremlne visine. Slične varijacije se pojavljuju u značajkama kao što su širina, struk, veličina ruku, doseg, i težina. Postizanje jednake razine zadovoljstva kupaca širom svijeta je veliki izazov za proizvođače vozila. Dodatni izazov za ergonomiju vozila proizlazi iz činjenice da ljudi danas žive duže i voze pri još starijoj dobi. Stariji vozači imaju vrlo visoke zahtjeve glede lakoće ulaza i izlaza iz vozila i promjena brzine, a pritom jednako očekuju puni spektar ostalih funkcija.

### c) **Praktičnost**

Relevantan aspekt vozila kojeg određuje dizajn je praktičnost, koja uključuje mogućnost prihvata prtljage i osobnih stvari te praktičnost vozila kao cjeline. Tipični zahtjevi kupca su:

- prostor tereta (širina, duljina, visina, otvoreno/zatvoreno, ukupni obujam (broj standardnih VDA kutija)
- prostor tereta za specifičnu opremu: SAE standardni set prtljage, bicikli, golf torbe, skije, itd.
- dodatni prostor tereta: krovni nosači i kapacitet, mogućnost vuče.
- veličina i pozicija džepova, stalaka i ladica itd. za odlaganje osobnih predmeta
- dimenzijska praktičnost: ukupna dužina, širina i visina vozila (u odnosu primjerice na maksimalne dimenzije i težine na ulici, u garaži, za prikolicu, za auto-vlak itd.).

Praktičnost je jedna od osobina vozila koja se tipično percipira tek kada nije dostupna u određenim situacijama. Kada prtljaga za godišnji odmor jednostavno ne stane u prtljažnik, kada nema dovoljno prostora za staviti mobilni ili sunčane naočale u središnju konzolu ili kada vozilo jedva stane u garažu. Potrebne su liste sa sve većim brojem osobnih predmeta, čineći više razina praktičnosti. Najniža razina bi mogla biti npr. mala razina - vozila s dva sjedala, a visoka razina - višefunkcionalni kombi. Svakom novom vozilu se dodjeljuje lista osobnih predmeta koji se moraju smjestiti.

### d) **Zvučni dizajn**

Osim vizualnih i dodirnih obilježja, vozilo je također percipirano svojim akustičnim svojstvima, i u kabini i u okolini vozila. Sa gledišta kupca, akustika ima tri aspekta:

- zvuk vozila kao razlikovni element dizajna
- unutarnja buka kao akustični element udobnosti kabine
- vanjska buka kao element emisije vozila.

U tržišnom segmentu, kupci očekuju da njihova vozila imaju razlikovni profil zvuka motora koji se uklapa u ukupni karakter **brenda** i tipa vozila. Takav zvučni dizajn se sastoji od:

- sprječavanja neželjene buke
- povratne informacije u vožnji (opterećenje motora, trenje gume i ceste)
- propusnost vanjskih upozoravajućih signala (sirena, truba, itd.)
- akustičnih uvjeta za zabavu u vozilu.

U ovisnosti o vrsti, motori razvijaju različite zvučne karakteristike. Tiha vozila su luksuzna vozila s mekanim zvukom, a najbučnija su sportska vozila s velikom rezervom snage čija je zvučna karakteristika iznimno gruba.

Zvučni dizajn je postao vrlo važan u razvoju novih vozila. Ljudi po zvuku mogu prepoznati da je riječ o nekoj marki. Sustav ispuha i sustav usisa različiti su instrumenti u tom „orkestru“, a zajedno sa zvučnicima motora kreiraju zvučnu harmoniju. Većina dizajnera sustava ispuha koristi računala. Nakon što inženjeri uklone sve zvukove koji smetaju razmišljaju o kreiranju zvuka koji bi najbolje odgovarao karakteru vozila. Kad vozač pritisne papučicu gasa, ne želi samo osjetiti ubrzanje, nego ga želi i po zvuku osjećati. Stoga proizvođači paze na to da kupac u unutrašnjosti vozila čuje odgovarajući zvuk motora.

Konstruktivna razlika između četiri i čak dvanaest cilindara na motoru je dominantna za razlikovanje zvuka. Stručnjaci za zvuk rade prema redovima motora, koji se razlikuju ovisno o broju cilindara. Kod motora sa šest cilindara svaki cilindar pali se nakon drugog okreta radilice. To znači da po svakom okretaju ima tri paljenja. Stoga je riječ o motoru trećeg reda. Kod motora s osam cilindara radi se o četvrtom redu. Da bi motor imao zvuk primjerice kao *Porsche*, u obzir se uzimaju i *međuredovi*. Oni služe za komponiranje i po njima se zvuk razlikuje. U tim motorima nema samo treći ili četvrti red, već i jedan i pol ili drugi red kod motora sa šest cilindara. U tome je posebnost *porscheovog* zvuka.

Sustav ispuha je važan radi zvuka motora. Na njemu se mogu mijenjati dužine, presjeci cijevi i volumen ispušnog lonca te tako mijenjati i zvukovi. Ispušni lonac također igra važnu ulogu, njegova unutarnja konstrukcija može se različito oblikovati. Kod BMW-ovih V8 motora unutarnja konstrukcija sustava ispuha razlikuje se u lijevom i desnom dijelu. Zbrajanjem tih asimetrija nastaje zvuk drukčiji od onog jednostavne simetrične konstrukcije. Zakonskim ograničenjima se vanjska buka putničkog vozila pri konstantnoj brzini od 100 km/h na ravnoj cesti ne smije prekoračiti 74 decibela. Da bi se pridržavali propisa, neki proizvođači koriste prigušivače za ispušne cijevi, koji se tek pri visokom broju okretaja otvaraju. Radi se o sportskom zvuku u predjelu gornjih vrijednosti broja okretaja. U *porscheima* se prigušivači između ostalog otvaraju u sportskom modu, dok u **BMW-u** trenutak otvaranja prigušivača ovisi o broju okretaja i stupnju prijenosa.

U bliskoj budućnosti posao dizajnera zvuka izgledati će ponešto drukčije. Zadatak je podariti zvuk električnim vozilima. Električna ili hibridna vozila u električnom modu vjerojatno će zadržati karakterističan zvuk proizvođača.

## 11.2. Proces dizajniranja

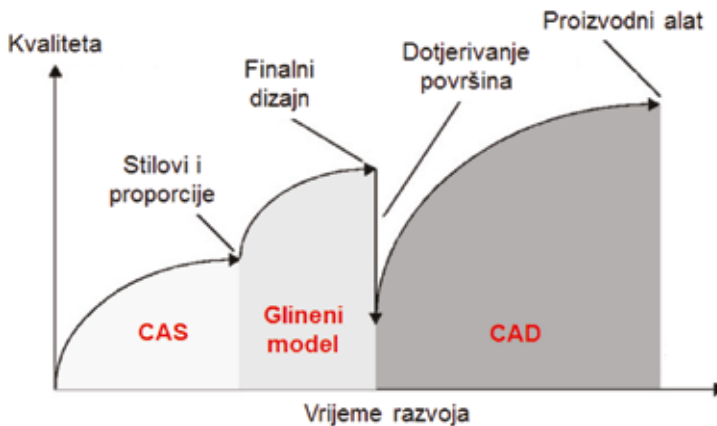
Putovi i metode po kojima se vozilo dizajnira najviše ovise o proizvođaču. Strategija **brenda** predstavlja okvir u kojem se odvija napredni dizajn. Kao glavni fokus konceptualne faze dizajna leži u dogovaranju oko proporcija, a taj stadij se zove faza razumijevanja. Tijekom sljedeće faze vjerovanja, na temelju glinenog modela vozila odabire se dizajn eksterijera i interijera. Konačno, faza gledanja potvrđuje koncept dizajna. Proces dizajna *BMW Grupe* s fazama razvoja prikazan je u **tablici 11.1.**

Proces dizajniranja se temelji na konkurenciji više timova. Za dostizanje visoke razine kvalitete, timovi rade na različitim konceptima eksterijera i interijera tijekom faze razumijevanja i faze vjerovanja. Procjenjuje se svaki prijedlog koncepta. Na kraju, pobjednički dizajn odabire menadžment tvrtke.

**Tablica 11.1. Proces razvoja dizajna (BMW)**

Napredni dizajn	Razumijevanje	Vjerovanje	Gledanje
Eksterni dizajn Interni dizajn	Definiranje točnih proporcija	Definiranje točnog dizajna	Detaljiziranje i implementacija
	Crteži, CAS, Proporcionalni modeli	Crteži, trake, CAS, Glineni modeli	CA Implementacija Proizvodni alati
Boje i materijali	Dizajn boja Materijali i oprema	Razvoj dizajna Modeli materijala	Razvoj serije Partneri serije

Grafički prikaz procesa podizanja kvalitete dizajna po fazama razvoja, potpomognuto računalnim tehnikama CAS i CAD, te fizičkim/glinenim modelom, prikazano je na *slici 11.9*.



**Slika 11.9. Proces podizanja kvalitete dizajna pomoću softvera i glinenog modela CAS - Computer Aided Styling, CAD - Computer Aided Design**

### a) Napredni dizajn

Globalno alocirani studiji dizajna stvaraju vizije eksterijera i interijera. Pritom raspolažu trendovima kupaca, idejama, analizom konkurencije, inovativnim materijalima i tehnologijama. Konceptualnom modelu se nastoji dati neizmjereno slobode, a pitanje je koliko takav luksuz može biti izvodljiv. Na temelju nadahnute vizije stvaraju se inovativni koncepti vozila kao vizualna djela. Konceptualna rješenja ističu osobine dizajna sa svih strana vozila. Ako konceptualno vozilo nikad ni ne dođe u serijsku proizvodnju, reakcija javnosti koju proizvođač dobije prilikom izlaganja na međunarodnim auto izložbama omogućuje *feedback* o tome hoće li se otkriveni dizajn ili funkcije dopadati budućim kupcima.

Neke osobine naprednih rješenja su:

- prednji dio i rešetka: otkriva prepoznatljivost **brenda** na prvi pogled
- proporcije: otkrivaju dinamičke mogućnosti, a putnička kabina udobnost kabine
- bočna linija i blatobrani: otkriva dinamičnost i eleganciju
- stražnji dio: naglašava širinu vozila i nisko optičko težište
- unutrašnjost: otkriva senzualnost, udobnost kabine i lakoću upravljanja

### Boja i materijal

Napredan dizajn boja i materijala daje fini osjećaj elegantnosti i udobnosti. Sportski ili elegantan,

moderan ili klasičan stil. Izvana i iznutra, boje i materijali imaju odlučujući utjecaj na ukupan dojam i fantaziju dizajna. Estetski privlačne boje su najprije boje koje se nalaze u prirodi. Boje karoserije pomno se biraju kako bi naglašavale linije i oblik vozila. Toplije nijanse u krugu boja su one od žute do crvene, a hladne nijanse su od ljubičaste do zeleno-žute. Višedimenzionalne boje imaju dubinu, više nijansi te suptilno reagiraju na jačinu svjetla. Dominantan efekt ima crvena boja, koja se najčešće vidi na sportskim automobilima. Trend su boje tekućeg metala, inspirirane usijanim nijansama, primjerice tekućeg bakra koje nestaju pri povratku bakra u kruto stanje.

### b) Faza razumijevanja

Značajni elementi otkriveni tijekom faze naprednog dizajna se usklađuju sa zahtjevima marketinga i inženjeringa kako bi se shvatio zadatak dizajna i došlo do prve specifikacije vozila. Tijekom faze razumijevanja, specifikacija se pretvara u skice, računalno potpomognute stilove CAS modela koji određuju opće proporcije vozila kao i poziciju glavnih sastavnica i pozicije sjedenja putnika.

#### Važnost skiciranja

- sa skicama se bude osjećaji, nadahnuće i jasna vizija polazne su točke kreacije,
- vizija i tehnička realnost se prožimaju, pa iscrtavanje trakama definira proporcije vozila

Usporedno sa ručnim skicama, stvaraju se 2D i 3D CAS modeli računalnog oblikovanja. Korištenje CAS-a dopušta dizajneru razvoj grube geometrije površina unutar kratkog vremena. Kako bi se omogućilo stilsko oblikovanje vanjštine i unutrašnjosti, određuju se dimenzijske točke, koje prikazuju npr. dizajneru eksterijera koliko se strmo crta krova može spuštati bez utjecanja na stražnji prostor putnika. Faza razumijevanja može trajati do jedne godine. Rezultati konkurentnih timova se obično predstavljaju pomoću 2D skica ili 1:1 prikladnih modela. Odabirom jednog unutarnjeg i vanjskog modela na kraju ove faze, potvrđena je proporcija i karakter novog vozila.

### c) Faza vjerovanja

Temeljeno na usvojenim proporcijama, glavni fokus faze vjerovanja je na estetici vozila, posebice predstavljenog pomoću površina i dizajnerskih crta. Na početku ove faze, svaki tim izražava svoju siluetu dizajna sa skicama i ručnim korekcijama, *slika 11.10*. Pomoću trake selotejpa različite širine, konturne linije se dovode do razine zadovoljstva, *slika 11.11*. Ova metoda dopušta fleksibilnost koncepta dizajna, npr. promjena dinamičnog izgleda konturnih linija.



*Slika 11.10. Ručni skica eksterijera, BMW Coupe (Veber, 2009)*



**Slika 11.11. Iscrtavanje trakama vanjskih linija (BMW)**

Kao sljedeći korak izvodi se glineni model, označavajući tranziciju od 2D na 3D model. Stručni specijalisti prenose geometriju vozila od 2D nacрта na 3D glineni model vozila. Prekriveni folijom, glineni modeli daju prvi ali vrlo realističan dojam eksterijera novih vozila, **slika 11.12**. Na način koji ne bi bio moguć sa CAS modelima, glineni modeli 1:1 proširuju senzornu percepciju i oni čine središnju platformu za dizajnerski rad tijekom faze vjerovanja. Nakon toga slijedi dizajn interijera, s fokusom na materijale i teksture. **slika 11.13**. prikazuje razinu koncepta unutarnjeg dizajna.

#### Važnost glinenog modeliranja

Na osnovama emocionalnih skica i karakternih linija iscrtavanja trakama, stručnjaci za modeliranje rade zajedno s dizajnerima kako bi stvorili model u stvarnoj veličini izrađen od gline. Intenzitet ideja može sa najprije osjetiti na glinenom modelu. Prijašnji virtualni model se sada može mijenjati ručnim radom. Preciznost površina se može jamčiti samo na glinenom modelu.



**Slika 11.12. Korekcije 1:1 eksterijera glinenog modela (BMW)**



**Slika 11.13. Jedan koncept unutarnjeg dizajna (BMW)**

U procesu koji je i intuitivan i metodičan u isto vrijeme, dizajnerski timovi podvrgavaju svoje 1:1 modele višestrukim testovima: probaj-testiraj-odbaci-probaj, dok se ne postigne ono što dizajner percipira kao savršenu ravnotežu između oblika i uloge (forme i funkcije). Na kraju faze vjerovanja, konačni model dizajna eksterijera i interijera se pažljivo u selekcijskom procesu odabire od strane menadžmenta.

#### **d) Faza gledanja**

Faza gledanja se bavi prijenosom dizajna koji je stvorio čovjek vlastitim rukama u proizvod kojeg industrija može reproducirati. Za razvoj serije važno je usklađivanje sa partnerima iz inženjeringa i proizvodnje, npr. može li se 2 mm polumjer zakrivljenosti poklopca prtljažnika promijeniti u 3 mm kako bi se poboljšala proizvodnost. Ova briga za dizajn se bavi svim promjenama koje se događaju u razvoju vozila dok se ne lansira njegova proizvodnja. Kako bi se omogućila raspoloživost podataka za sve partnere uključene u serijski razvoj, odabrani glineni model je laserski skeniran i na ovaj način prebačen u precizni 3D CAD prikaz finalnog dizajna.

#### **e) Zvučni dizajn**

Prema definiciji, buka je *neželjeni zvuk*. Ocjena je li neki zvuk buka ili nije, sasvim je subjektivna: ono što je jednom čovjeku buka, to nekom drugom ne mora biti, iako se radi o istom zvuku. Zakonska ograničenja emisije buke i zahtjevi za udobnosti u kabini su kriteriji između kojih zvuk vozila kao element dizajna se može stilizirati. Dva izvora zvuka bitna za potencijal zvučnog dizajna su motor i pomoćni uređaji:

- kombinacija motora i mjenjača,
- ispušni sustav.

Različita zvučna svojstva ostvaruju se kroz modifikacije ispušnog sustava. Za limuzinu prikladan je blagi zvuk, a za sportsko vozilo jaki zvuk. Za SUV vozila određuje se duboki, ali oštar zvuk nakon svake promjene stupnja prijenosa. Promjena brzina može biti automatska ili ručna. Za slušne užitke najbržeg *rafala mini eksplozija*, mjenjač se prebacuje na ručnu promjenu brzina.

Izborni režimi vožnje koji su raspoloživi u određenim vozilima (kao što su *comfort* ili *sport*), u različitim postavkama ovjesa i načina promjene brzina, također nude različite zvukove. U ovom slučaju, zvučni dizajnerski elementi kao što su prigušivači mogu se uključiti i isključiti prema zahtjevima.

### 11.3. Validacija dizajna

Validacija utvrđuje prihvatljivosti dizajna. Primjenjuju se različiti alati i metode dokaza valjanosti dizajna.

#### a) Stajling

Kvalitativna odluka, stiliziranje eksterijera i interijera dokazuje se pomoću CAS modela, vizualizirano u slikama, 1:1 projekcijama ili okruženjima virtualne stvarnosti, *slika 11.14.*



*Slika 11.14. Validacija detalja na modelima virtualnih površina (BMW)*

Realno predstavljanje površina, materijala i tekstura, dopušta stvarnu percepciju izgleda eksterijera i interijera bez nužnosti skupih fizičkih prototipova. Samo realistični hardware (1:1) omogućava visoko multisenzualni proces valjanosti proporcija, površina, boja, dodira i osjećaja, itd. Broj 1:1 modela korištenih tijekom ovog procesa optimizacije i selekcije izravno utječe na konačni dizajn. Procjena modela ranog dizajna, prikazana je na *slici 11.15.*



*Slika 11.15. Procjena prihvatljivosti ranog dizajna, BMW (Veber, 2009)*

#### b) Ergonomija

Ergonomski kriteriji kao što su zdravi i djelotvorni položaji za kompletni raspon budućih korisnika rješava se u procesu dizajna što je ranije moguće radi sprječavanja kasnih i skupih promjena. Usklađenost stila i ergonomskih zahtjevima može se temeljito procijeniti u ranoj fazi dizajna. Simulacije kao što su RAMSIS ili SAMMIE CAD dopuštaju precizna istraživanja ergonomije vozača i putnika, koristeći i podesive virtualne lutke.

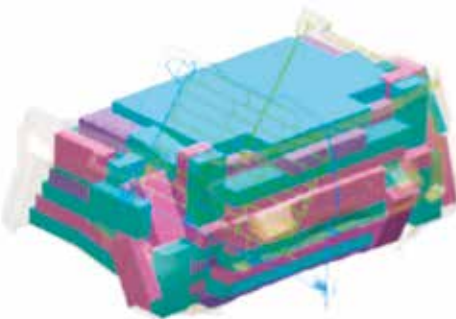


### c) Praktičnost

Cijeli set virtualnih osobnih predmeta prikazan je na *slici 11.16*. Dok virtualna validacija može osigurati osnovnu mogućnost odlaganja zahtijevanih predmeta, realno odlaganje npr. predmeta, kao što su golf torbe, može se provjeriti samo u stvarnosti. Kako ovi zahtjevi mogu odrediti konceptno kritične dimenzije (kao što su npr. maksimalna širina otvora stražnjeg prtljažnika), njihovo ispunjenje mora biti potvrđeno što je moguće prije. Radi toga, koriste se makete, definirajući prostor odlaganja kao i kritične granice za stražnji poklopac prtljažnika. Temeljeno na konceptu CAD podataka, ove makete koncepta mogu se brzo izgraditi i dati realnu procjenu postavljanja, ergonomije i prostora. Vrijednovanje kapaciteta prtljažnika pomoću simulacije i mjerenjem, prikazuje *slika 11.17*.



*Slika 11.16. Virtualizirani osobni predmeti (BMW)*



*Slika 11.17. Simulacija i mjerenje kapaciteta prtljažnika (BMW)*

### d) Zvučni dizajn

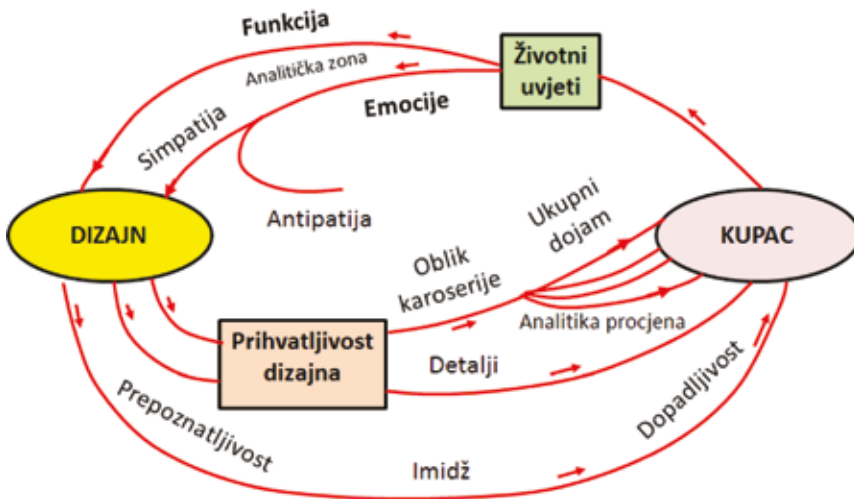
Kako bi se akustična percepcija vozača i putnika mogla reproducirati i time omogućiti vremenski neovisnu procjenu, zvuk se snima pomoću umjetne glave, akustičnog mjernog sustava koji se sastoji od auditornih kanala i mikrofona raspoređenih na lutki čovjeka. Snimljeni zvuk se onda može reproducirati i pomoću korekcijskih filtera precizno procijeniti od strane više zvučnih eksperata. Knjižnica zvukova dopušta izravnu usporedbu sa drugim modelima ili konkurentnim vozilima.

## 11.4. Učinak dizajna

Čovjek je misaono i svjesno biće, koje ima svoje vlastite potrebe, želje, motive i ambicije koje unosi u izbor vlastitog automobila. Dopadljivost vozila podliježe zakonima estetike i vizualnog izraza koji slijede modni impuls tržišta. Vizualna poruka vanjskog i unutarnjeg stajlinga stoga mora biti inteligentno osmišljena, stvarajući strast prema automobilu kao tržišnom proizvodu.

Razvoj dizajna novog modela vozila, kreće najprije od percepcije kupaca, zatim slijedi proces dizajniranja te na kraju validacija. Percepcija se događa najviše na temelju eksternog i internog dizajna. S vremenom, uslijed zasićenja tržišta, pada percepcija tog modela, pa je potrebno provesti pravovremeno osvježanje ili redizajn automobila.

Prema svemu navedenom, kupac pokazuje posvećenost učinku dizajnu vozila, modnom trendu kroz emocije i funkciju, na temelju čega donosi odluku o prihvatljivosti *slici 11.18*. Stoga dizajneri kreativno odgovaraju na sve modne trendove i pronalaze inspiraciju za vizualno izražavanje kroz smišljanje ideja i pomicanje granica fantazije.



Slika 11.18. Čimbenici odluke o nabavi automobila (Braess i sur. 2005)

### Suradnja između umjetnika i inženjera

Suvremeni dizajn automobila je puno složeniji zadatak nego samo stajling. Glavni dizajner povezuje stručnjake raznih profila da bi se realizirala početna ideja, od koncepta do njegove realizacije i marketinga. U razvoju dizajna automobila, važno je u cilju kvalitetne suradnje regulirati ravnotežu tih odnosa posebice između nositelja umjetnosti i funkcionalnosti, odnosno umjetnika i inženjera.

Kod auto dizajnera, postoje različita viđenja suradnje između umjetnika i inženjera.

#### Primjerice:

- glavni dizajner BMW-a *Ch. Bangle* (1992-2008, *Brand Design Studio*) u prvi plan stavlja ulogu umjetnosti koja stvara profit: *razumije se da tvrtka ne proizvodi samo automobile, ona stvara pokretne umjetničke radove, ali tvrtka također ima odgovornost zaraditi novac*. U toj rečenici odražava se detalj istine o kreativnosti učinka dizajna i odmaka od stereotipa. Umjetnost je po prirodi unikatna, a industrijska proizvodnja podliježe standardima i cijeni, što dovodi do stručnih konflikata. Suprotne zahtjeve i neskladnost

odnosa između umjetnika i inženjera menadžera, *Bangle* je neutralizirao postavljanjem principa: *zaštititi kreativne resurse neutralizacijom psihološke ranjivosti umjetnika; menadžeri moraju razumjeti metodologiju dizajna kako ne bi prekoračili kreativne granice; komunicirati učinkovito, tako da dizajneri znaju širi opseg svog rada*), koji vode umjetnike i koji vode menadžere u solidan položaj balansa. Filozofija se može svesti na to da je dizajn automobila umjetničko oblikovanje kroz približavanje tih suprotnih zahtjeva, sve u cilju stvaranja komercijalne vrijednosti. Dizajn kombinira emocije s analitičkim vrijednostima, a to je način na koji kupci prepoznaju inovativnu briljantnost BMW dizajna.

- drugi pristup je konvencionalniji. Glavni dizajner tvrtke *Peugeot*, *G. Vidal*, ističe (2017): *svaki dizajner treba razumjeti kamo svijet ide i predvidjeti smjer budućnosti*. *Vidal* preferira automobil s kojem može uživati i osjećati se prirodnije. Stoga je potrebna tijesna suradnja inženjera i stilista. Primjerice, četiri glavne stvari koje *Peugeot* preferira, po načelu iznutra prema vani, su pametna rješenja: interijera, ergonomije, sigurnosti i užitka vožnje. Na prvom mjestu je funkcionalnost, a tek onda nastupa estetika vozila, uslijed sve bržeg načina života od autoindustrije se očekuje držanje koraka s trenutačnim načinom života.
- kod auto dizajnera postoje različita viđenja s obzirom na dva različita znanstvena područja djelovanja. U biti to je međuigra umjetnosti ili fizike, kako kaže *W.H. Hucho* (2007). Nije dobar moto „forma slijedi funkciju“, dizajn brzo zastarijeva i postaje dosadan. Argument o tome što je važnije dizajn ili aerodinamika je kontraproduktivno. Klasični primjer sukoba između dizajna i aerodinamike povećava troškove razvoja i stoga se mora riješiti kroz zajedničku definiciju ravnoteže. Dizajneri i aerodinamičari ovise jedni o drugima, oni moraju nastojati biti jedni uz druge. Odnosi te dvije discipline sažimaju se u tri zadatka:
- Dizajn je forma umjetnosti, koji mora biti u skladu sa funkcionalnim, ergonomskim i estetskim kriterijima.
- Dizajn simbolizira brand, koji zauzvrat povezuje tehnologiju i ekonomiju, sigurnost i udobnost, prestiž i sportski duh.
- Dizajn treba pobuditi emocije i znatiželju klijenata, pa je učinak i profit osiguran. Kriterij uspjeha je glavni, a ne slijepa privrženost formi ili funkciji.

Nakon povijesne faze u kojoj je dizajn automobila bio uvjetovan tehničkim napretkom i aerodinamikom, suvremeni dizajn je uvjetovan estetikom, komforom i sigurnošću vožnje. Prema tome, dizajn čini automobile ljepšim, funkcionalnijim i profitabilnim. Dizajn automobila je najmanje jednako odlučujući čimbenik izbora vlastitog vozila kao i njegove performanse. Činjenica je da su tehnički koncepti automobila sve sličniji u svim klasama, stoga je dizajn više nego ikad prije sredstvo pomoću kojeg se razlikuju jedni od drugih. Dizajn automobila je ključ tržišnog uspjeha, koji kupcima nudi priču i zadovoljstvo.

# Udobnost motornih vozila

## 12. Udobnost motornih vozila

Udobnost motornih vozila doprinosi povećanju sigurnosti vožnje. Udobnost vozila je višefunkcionalna značajka *ergonomskih, vibracijskih, akustičnih i termičkih značajki*. Interijer, također odaje elemente udobnosti, kao što su ugrađeni fini materijali u kabini, sjedala vozača i putnika, infotainment, i druga oprema.

### 12.1. Vibracijska udobnost

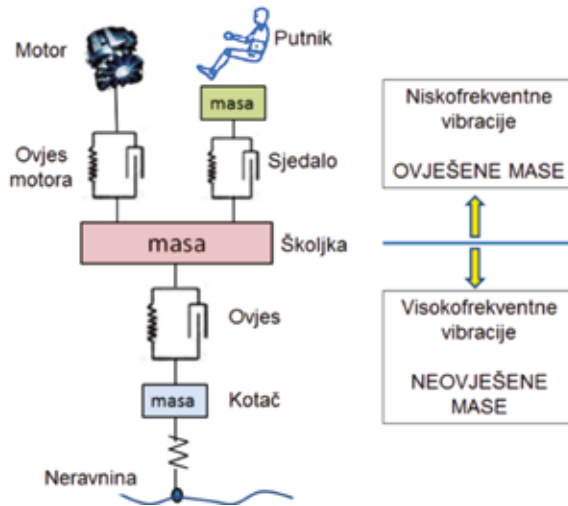
Čovjek je osjetljiv na određene frekvencije vibracija, koje mogu dovesti do tjelesnog i psihičkog zamora. Osjetljivost čovjeka na vibracije ograničava vrijeme vožnje. Zahtjevi glede vibracijske udobnosti vožnje su:

- otklanjanje štetnog djelovanja vibracija na vozača i putnike
- percepcija ceste od strane vozača
- izbor sjedala.

Simulacija vibracijskog (4 DoF) ili složenog (8 DoF) modela omogućuje analizu visokofrekventnih, niskofrekventnih vibracija te ubrzanja svih elemenata, *slika 12.1*. Relevantni podaci vibracija čovjeka vezani su za frekvenciju, amplitudu i ubrzanja.

Neovješena masa vozila ima visokofrekventne vibracije 10-12 Hz (600-720 vib/min), uz krutost opruga ovjesa 12-50 N/mm, te krutosti pneumatika 120-500 N/mm.

Ovješena masa ima niskofrekventne frekvencije 1,0-1,5 Hz (60-90 vib/min). Vibracije sjedala iznose 1,5-2,5 Hz. Podnošljiva vertikalna i uzdužna ubrzanja se nalaze ispod  $2 \text{ m/s}^2$  (0,2g), a kutno ubrzanje kod galopiranja ispod  $2 \text{ rad/s}^2$ .

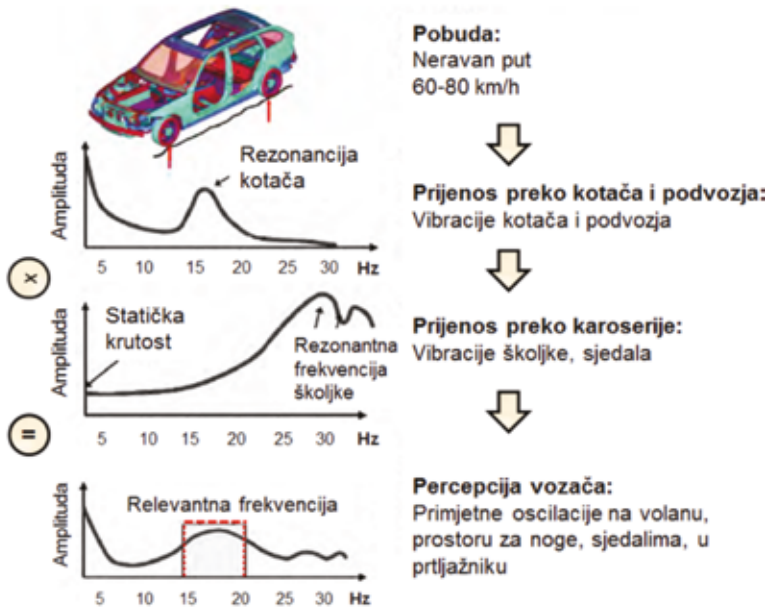


Slika 12.1. Vibracijski model ¼ vozila

### a) Primjer određivanja vibracijske udobnosti

Pri referentnoj brzini kretanja kompaktnog vozila 60-80 km/h po neravnoj cesti, amplitude vibriranja ovještene i neovještene mase, blizu rezonantne frekvencije (1 Hz i 10 Hz), prikazane su na *slici 12.2*.

Karakteristika vibriranja metalne školjke dobivene na temelju dinamičke krutosti na savijanje iznosi 25-28 Hz, ili na torziju 28-31 Hz. Promjena toka amplitude vibriranja školjke prikazana je na *slici 12.2*. (*sredina*), a rezonantna frekvencija školjke na savijanje je dovoljno udaljena od pobudne frekvencije 12-18 Hz.



Slika 12.2. Prijenos vibracija preko kotača i karoserije na putnike (Veber, 2009)

Utjecaj ukupnog vibriranja kotača i karoserije na vozača, prikazan je na *slici 12.2. dolje*. U području pobude frekvencija 12-20 Hz vozač ima primjetne rezonantne i podnošljive vibracije na upravljaču, nogama i sjedalu, što bitno ne utječe na vožnju (1-2 Hz). Zbog toga je prihvatljiva razina vibracija koju dobivaju put-

nici u kabini. Dakle, rezonantne frekvencije moraju biti dovoljno udaljene. Vrijedi pravilo da se frekvencije drže na razmaku faktorom  $\sqrt{2}$ . Ako se ta udaljenost ne može ostvariti (npr. kada se ugrađuje drugi motor u vozilo), moguće mjere su povećanje krutosti školjke, ili promjena rezonantne frekvencije dijelova ovsjesa.

### b) Važnost sjedala

Sjedalo ima vrlo važnu ulogu u udobnosti vožnje kao i upravljanju vozilom. Konstruira se tako da ima što manju masu ( $m$ ), udobno prigušivanje vibracija ( $k$ , Ns/m) i krutost sjedala ( $C$ , N/m). Osim toga, sjedalo osigurava položaj putnika uslijed vertikalnih, horizontalnih i bočnih sila. Oko tri četvrtine tijela u kontaktu je sa sjedalom. To znači da sjedalo treba osigurati ergonomski položaj tijela čovjeka.

Sjedalo se sastoji od čeličnog okvira i naslonjača s polimernim dodacima, poliuretanske pjene i tapacirunga od mikroporozne presvlake (koža/tekstil). Ispod presvlake stavlja se propusno gumirano tkanje koje pospješuje provjetravanje zraka. Prednja sjedala mogu se individualno namještati u željenom smjeru. Položaj sjedala je ergonomski povezan s visinom kola upravljača i retrovizora. Kako bi se spriječilo znojenje leđa, neka sjedala imaju mini ventilatore za provjetravanje i hlađenje, *slika 12.3*. Strujanje zraka uklanja vlagu koja nastaje kao posljedica znojenja na mjestima dodira tijelo i sjedala. Sredina sjedala može se grijati ugrađenim grijačima. Varijabilni lumbalni umetci štite kralježnicu od bolnog naprezanja pomoću pulsiranja zračnih komora.

**Naslon za glavu** iznad sjedala, pruža zaštitu od ozljeda vratne kralježnice kod naglog trzaja glave uslijed iznenadnog stražnjeg naleta drugog vozila (tzv. *puc-puk udar*). Sigurnosni naslon za glavu treba, ublažiti silu od 1000 N koja djeluje na potiljak. Oko 60% vozača ne namješta pravilno naslon za glavu, a čak 30% ozljeda vrata može se izbjeći ispravnim položajem naslona. Ova ozljeda naziva se *Whiplash injury* (*povratni udar bičem, puc-puk*). Naslon mora biti namješten okomito, što je više moguće u visini glave. Najveća udaljenost između glave i naslona iznosi 4 cm. Kako bi se smanjio rizik od ozljeda istežanja vrata za vrijeme sudara u stražnji dio vozila, koristi se aktivni naslon. U slučaju stražnjeg udara naslon za glavu mehanički se pokreće prema naprijed, čime se istovremeno ublažava udarac u glavu i donji dio leđa. Zato sjedala moraju zadovoljiti stroge ergonomske, vibracijske i sigurnosne zahtjeve. Sjedala moraju biti podesiva po visini, dužini, nagibu i udaljenosti od upravljača, opremljena sigurnosnim pojasom. **AGR certifikat** posjeduju sjedala koja osim navedenog drže kralježnicu u 4 točke, a predstavlja jamstvo kvalitete i manjeg naprezanja leđa. U premium varijanti sjedala imaju mogućnost grijanja, hlađenja i masaže.



Slika 12.3. Udobno sjedalo vozača

### c) Validacija vibracijske udobnosti

Za konstrukciju, složenu od karoserije i sklopova: motor/mjenjač, opruga/amortizer, sjedala, pa gume, ponašanje cijelog vozila može biti vrlo različito i zato prolazi specifičnu vibracijsku integraciju. S ciljem zadovoljavanja polaznih zahtjeva vibracijske udobnosti, najprije se prilagođava ovjes opruga-amortizer, dodajući pasivne elemente i kontrolu parametara aktivnog ovjesa.

Za optimizaciju koncepta udobnosti vožnje u ranoj fazi razvoja, dinamički se simulira ponašanje cjelokupnog vozila koristeći *multibody* sustav (MBS), *slika 12.4. lijevo*. Ispituje se vibracijsko ponašanje cijelog vozila na funkciju pobude. Vibracije na koje su vozač ili putnici izloženi tijekom testova mjere se na vibracijskoj lutki, *slika 12.4. desno*. Konačna validacija udobnosti vožnje zahtijeva cestovno testiranje vozila. Testni vozači dobivaju stvarnu sliku odnosa između percipiranog fenomena i tehničkih parametara visoke razine udobnosti vožnje. Standardizirani cestovni testovi su sinusoida, kaldrma i rupe, koje dopuštaju reprodukciju i sustavnu eliminaciju neželjenog fenomena vibracija.



*Slika 12.4. Multibody vibracijska simulacija i vibracijska lutka (desno)*

## 12.2. Akustična udobnost

Zvučne vibracije (buka) i nezvučne vibracije različito se percipiraju od strane putnika i zato se posebno tretiraju u procesu razvoja. Opći zahtjev koji se tiče vanjske buke je ostati ispod zakonske razine, a u isto vrijeme ponuditi dizajn zvuka koji je prikladan karakteru vozila i **brendu**.

Ne postoje zakonski zahtjevi za razinu buke u kabini. Međutim, unutarnja buka je vrlo relevantna za udobnosti putovanja i sigurnost vožnje, a nalazi se u intervalu 60-70 dB. Vozila više klase orijentirana su na stroge zahtjeve dopuštene buke. Optimizacija unutarnje akustike zahtijeva identifikaciju i optimizaciju svih izvora zvuke, buke koje nosi struktura kabine i putovi prijenosa do ušiju putnika. Uglavnom, postoje tri izvora emisije buke vozila u vožnji:

- buka pogonskog motora i transmisije
- buka kotrljanja pneumatika na cesti
- buka vjetra - strujanje zraka oko vozila

Buka od motora i transmisije koja dolazi u kabinu, smanjuje se pomoću aeroakustičnog dizajna i djelom kroz apsorpciju i izolaciju. Buka vjetra je dominantni izvor vanjske i unutarnje buke pri brzinama iznad 100 km/h, kao i buka kotrljanja pneumatika. Kvalifikaciju pojedinih komponenti eksterijera, njihovog pojedinačnog utjecaja na buku strujanja zraka, ispituje se u aeroakustičnom tunelu, gdje se buka

vjetra može odvojiti od buke pogonskog motora i transmisije. Buka vjetra ne pojavljuje se samo kao fujukanje visoke frekvencije, nego više kao nisko frekventno trubljenje gotovo svih dijelova karoserije.

### 12.3. Termička udobnost

Svježi zrak omogućuje radnu sposobnost vozača i putnika. Zbog toga se u vozila ugrađuju uređaji za ventilaciju, grijanje i hlađenje (*Heating, Ventilation, Air Conditioning; HVAC system*). Taj složeni sustav omogućuje klimatizaciju putničkog prostora bez obzira na vanjske uvjete. Klimatizacijom kabine upravlja ECU jedinica, koja koristi veliki broj senzora i aktuatora. U putnički prostor kabine dovodi se količina svježeg zraka, kojeg u ovisnosti o vanjskoj i unutarnjoj temperaturi, treba očistiti, odvlažiti, zagrijati ili ohladiti.

Zahtjevi za klimatizaciju kabine su:

- putnički prostor treba brzo zagrijati ili ohladiti na ugodnu temperaturu,
- održavati ugodnu temperaturu bez obzira na vanjske meteorološke uvjete,
- svakoj osobi u vozilu osigurati ugodnu temperaturu i čisti svježi zrak,
- strujanje zraka ne smije izazvati neugodu i propuh,
- jednostavno korištenje.

Normalna temperatura ljudskog tijela iznosi  $37^{\circ}\text{C}$  ( $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ), a dodatno se zagrijava toplim zrakom. Povećanje temperature tijela kao i pretjerani gubitak topline šteti zdravlju. Čovjek se na određenoj temperaturi okoline i svježine zraka osjeća ugodno. U uvjetima velike relativne vlažnosti zraka povećava se opterećenje organizma. Relativna vlažnost (%) je omjer vodene pare u zraku u odnosu na apsolutno moguću. Što je viša temperatura zraka, veća je i količina zadržavanja vode. Kod hlađenja pada temperatura i vlažnost zraka.

Pri nižoj temperaturi od  $13^{\circ}\text{C}$  i višoj od  $30^{\circ}\text{C}$  radna sposobnost vozača pada nakon 20 do 30 minuta vožnje. U rasponu vanjskih temperatura od  $-20$  do  $+20^{\circ}\text{C}$ , u kabini treba održavati temperaturu između  $20$ - $22^{\circ}\text{C}$ . Uz potrebnu temperaturu najvažnije je osigurati protok zraka ( $\text{kg}/\text{min}$ ), jer osjećaj ugone ili pospanosti ovisi o protoku zraka. Kod manjih brzina uključuje se ventilator, a prirodni dovod zraka u kabinu počinje pri brzinama većim od  $60 \text{ km}/\text{h}$ . Što je temperatura zraka veća i protok zraka treba biti veći. Brzina strujanja zraka iznosi  $0,3$ - $1,5 \text{ m}/\text{s}$ , a brzina zraka veće od  $1,5 \text{ m}/\text{s}$  definira propuh, koji ima negativno djelovanje na organizam. Parametri osjećaja ugone, s obzirom na vanjsku i unutarnju temperaturu i protok zraka u kabini, prikazani su krivuljama na **slici 12.5**.

Na temelju vanjske temperature i protoka zraka, može se odrediti ugodna unutarnja temperatura zraka, primjerice:



-niska zimska vanjska temperatura,  $-20^{\circ}\text{C}$

-viša unutarnja temperatura,  $28^{\circ}\text{C}$

-veliki protok zraka,  $8\text{ kg/min}$

-visoka ljetna vanjska temperatura,  $40^{\circ}\text{C}$

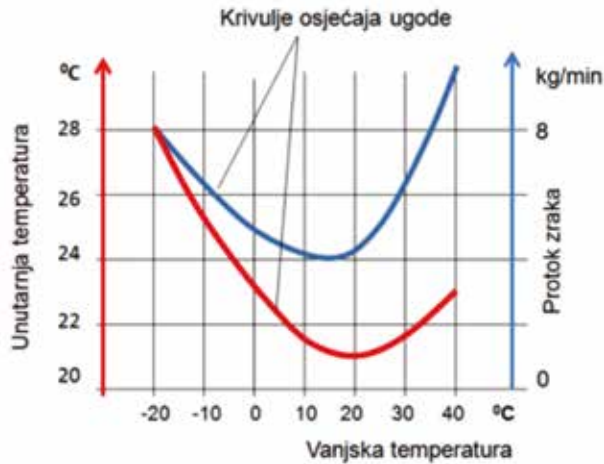
-viša unutarnja temperatura,  $23^{\circ}\text{C}$

-najveći protok zraka,  $10\text{ kg/min}$

-proljetna/jesenska vanjska temperatura,  $10^{\circ}\text{C}$

-viša unutarnja temperatura,  $21^{\circ}\text{C}$

-najmanji protok zraka,  $4\text{ kg/min}$



Slika 12.5. Parametri osjećaja ugone

### 12.3.1. Sustav klimatizacije vozila

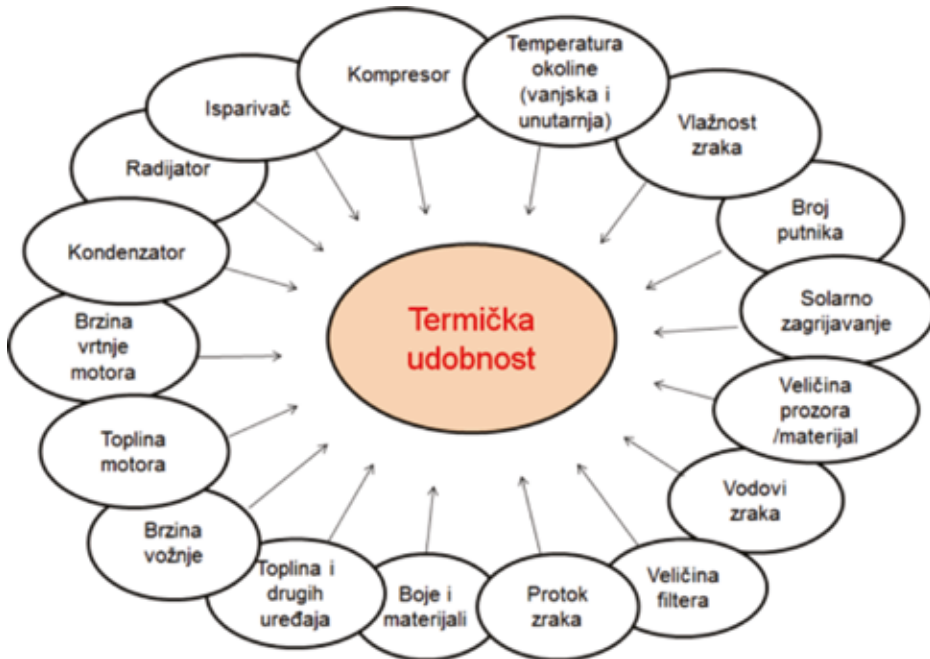
Sustav klimatizacije vozila čini integrirani sustav (*ventilacija, grijanje, hlađenje* i *upravljački sustav*), koji treba osigurati toplinsku udobnost putnika. Vozač ima mogućnost izbora neovisnih opcija klimatizacije. Praktično, razlikuju se tri vrste klimatizacije kabine:

- ventilacija i grijanje,
- poluautomatska klimatizacija (s ručnom regulacijom temperature, *Climatic*),
- automatska klimatizacija (automatska regulacija temperature, *Climatronic*),

Automatska klimatizacija osigurava slijedeće zahtjeve termičke udobnosti:

- *dinamike*: brzo zagrijavanje, rashlađivanje, odmrzavanje, odmagljivanje;
- *ugode*: slojevitost temperature (hladna glava, tople noge) i više zona klimatizacije, ventilacija bez propuha i buke, kakvoća zraka (svježiji zrak, miris);
- *stabilnosti*: širina intervala unutar kojeg se upravlja temperaturom.

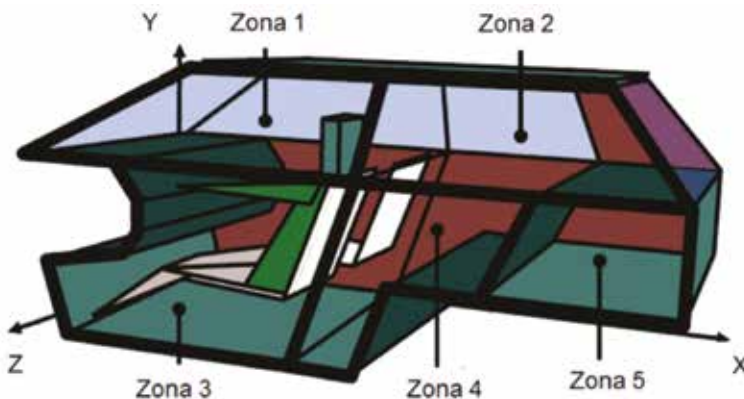
Dakle, mnogobrojni su čimbenici koji utječu na toplinsku udobnost, *slika 12.6*.



**Slika 12.6. Čimbenici termičke udobnosti, BMW (Veber, 2009)**

### Prostor klimatizacije kabine

U razvoju sustava klimatizacije izrađuje se 3D model kabine, **slika 12.7**. Kabina je podijeljena na nekoliko zona kako bi se dizajnirala slojevitost temperature. Volumen kabine kod vozila srednje klase iznosi između 2-3 m<sup>3</sup>. Klimatizacija može biti 2-zonska, 3-zonska, pa čak i 4-zonska, koja omogućuje postavljanje odvojene temperature za vozača i ostale putnike u kabini.



**Slika 12.7. Model kabine**

### Primjer klimatizacije kabine

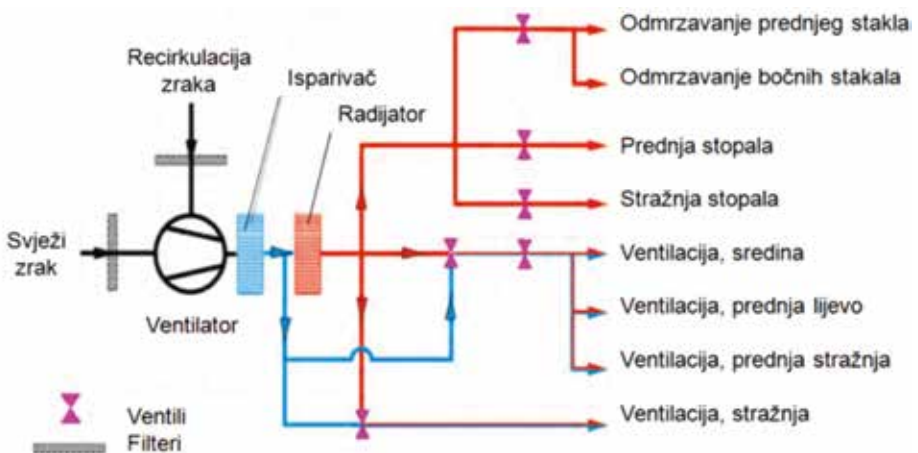
Slojevitost temperature tijela vozača (glave, grudi, stopala) sa i bez klimatizacije kabine, jednog kompaktnog vozila, na vanjskoj ljetnoj temperaturi od 30°C, prikazana je na **slici 12.8**. Bez klimatizacije kabine, temperatura glave i tijela bila bi skoro dvostruko veća od dopuštene.

Temperature u kabini osobnog vozila			
- vrijeme vožnje 1 h - vanjska temperatura 30°C - upadne sunčeve zrake			
Područje		sa klimom	bez klime
glava		23 °C	42 °C
grudi		24 °C	40 °C
noge		28 °C	35 °C

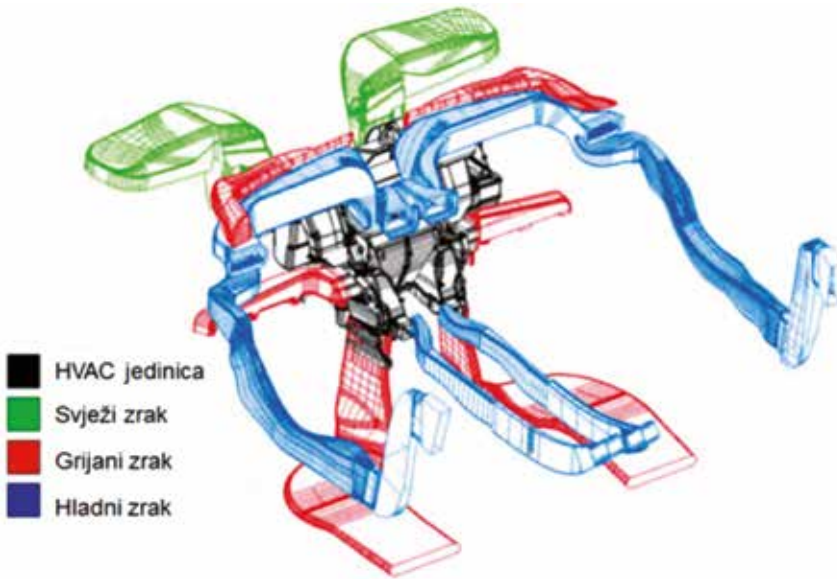
**Slika 12.8. Slojevitost temperature tijela vozača**

S klimatizacijom prostora kabine dolazi i opcija recirkuliranja zraka. Recirkulira se zrak koji se nalazi u kabini, jer se zatvara ulaz vanjskog zraka. Uključivanjem recirkulacije zraka zajedno sa klimom je najbrži način da se unutrašnjost vozila rashladi. Također, recirkulacija zraka je korisna u cilju sprječavanja ulaza prašine, sprječavanja neugodnih mirisa u tunelu i područjima odlaganja otpada. Međutim, recirkulacija zraka ne smije biti preduga, svakih 12 min treba omogućiti protok svježeg zrak. Kod vozila više klase, kontrolira se kvaliteta vanjskog i unutarnjeg zraka te određuje automatsko zatvaranje i otvaranje dovoda svježeg zraka. Također, pri aktiviranju pranja vjetrobranskog stakala ili uključivanja stupnja za vožnju unatrag, opcija automatskog recirkuliranja zraka čuva putnike od neugodnih mirisa (sredstva za pranje, ispušnih plinova).

Shema vodova zraka i funkcionalnosti sustava klimatizacije prikazana je na *slici 12.9*. Također, shema 3D geometrije tog sustava, prikazuje *slika 12.10*.



**Slika 12.9. Shema funkcionalnosti klimatizacije kabine (radijator – generira topli zrak, isparivač – generira hladan zrak)**



**Slika 12.10. Shema geometrije vodova klimatizacije (BMW)**

**Tablica 12.1. Tehnički podaci klimatizacije jednog vozila**

Tehnički podaci				
Jedinice	Maksimalni protok zraka (m <sup>3</sup> /h)	Kapacitet grijanja (kW)	Kapacitet hlađenja (kW)	Rashladni medij R134a (g)
Vozilo	550	6,5	6	350-750

### **Protok svježeg zraka**

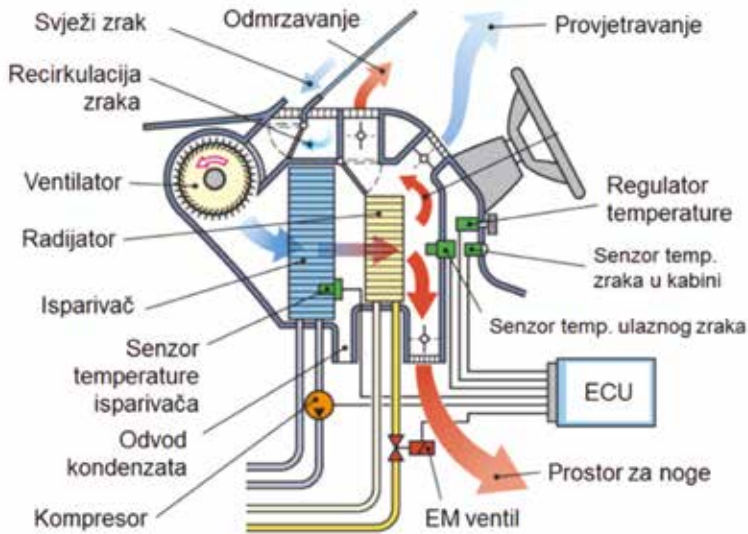
Ventilator usisava vanjski zrak kroz filter kabine i isparivač za hlađenje. Filter kabine pročišćava ulazni zrak. Standardni filter sprječava prodor peludi i nečistoća, filter sa ugljičnim vlaknima dodatno smanjuje neugodne mirise i štetne plinove. Hlađenjem zraka na isparivaču izdvaja se vlaga, a kondenzat (voda i nečistoća) odvodi pomoću cijevi ispod vozila. Suhi ohlađeni zrak dovodi se na radijator i zagrijava na potrebnu temperaturu. Nakon toga zračna struja svježeg zraka odlazi u željene mlaznice putničkog prostora.

### **Protok recirkulirajućeg zraka**

Vozač može izabrati recirkulaciju zraka pomoću prekidača ili automatski (vožnja u tunelu, zaštita od neugodnih mirisa). Ako je koncentracija štetnih tvari svježeg zraka viša od koncentracije u putničkom prostoru, slijedi automatsko zatvaranje dovoda vanjskog zraka i prebacivanje na recirkulaciju zraka. Pozicija regulatora „odmrzavanje“ (DEF) omogućuje brzo odleđivanje vjetrobranskog stakla, maksimalnim grijanjem i ventilacijom. Odmrzavanje i odmagljivanje vjetrobranskog stakla podliježe općoj sigurnosti motornih vozila, sukladno zahtjevima homologacije (Uredba EU br. 672/2010 i Uredba EZ br. 661/2009.).

### **Regulacija temperature**

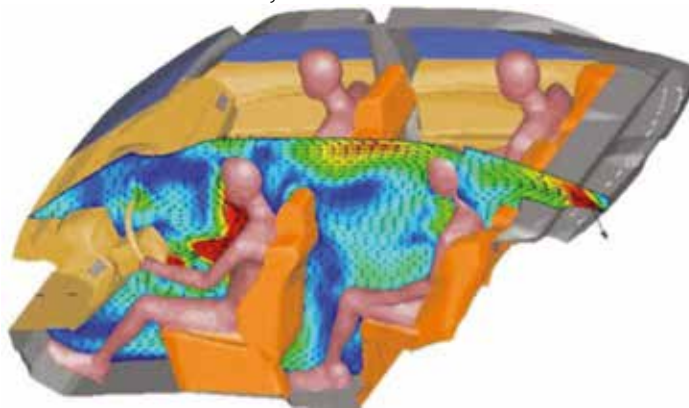
ECU jedinica sustava klimatizacije dobiva informacije od senzora (senzor temperature isparivača, senzor temperature ulaznog zraka, senzor temperature zraka u kabini), *slika 12.11*. Zadana temperatura na regulatoru uspoređuje se sa stvarnom temperaturom u kabini, a razlika omogućuje regulaciju grijanja ili hlađenja ili kombinirano.



**Slika 12.11. Klima uređaj s elektroničkom regulacijom**

### **Validacija termičke udobnosti**

Računalna simulacija omogućuje validaciju termičke udobnosti kabine. Performanse klimatizacije: protoka zraka, slojevitost raspodjele temperature, i drugo, mogu se predvidjeti s velikom vjerojatnošću od 80%. Simulaciju protoka zraka u kabini, pokazujući slojevitu razinu temperature, smjer i brzinu protoka zraka, prikazuje *slika 12.12*. Realnu provjeru termičke udobnosti kabine, treba testirati, osim u laboratoriju i u ekstremnim vremenskim uvjetima.

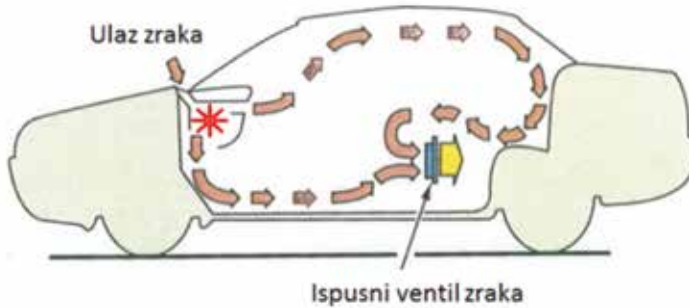


**Slika 12.12. Simulacija protoka zraka u kabini (BMW 7)**

### **12.3.2. Ventilacija kabine**

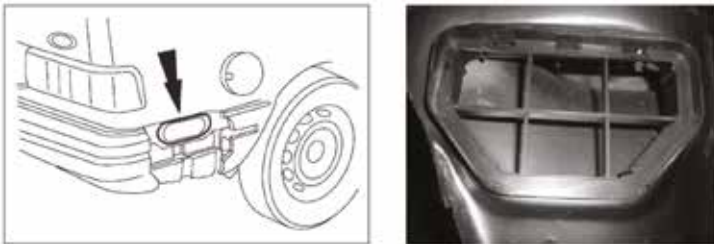
Potrebna svježina zraka u putničkom prostoru kabine je zapravo omjer količine zraka i ugljičnog dioksida kojeg stvaraju putnici. Iako razina ugljičnog dioksida obično ne doseže opasnu razinu, može dosegnuti razinu dovoljnu da vozač teško održava pozornost vožnje. Kako se to ne bi događalo, zrak u kabini se mora stalno izmjenjivati pomoću ventilacije. Preporučena količina izmjene zraka po osobi iznosi  $30 \text{ m}^3/\text{h}$ , a za pet osoba  $120 \text{ m}^3/\text{h}$ . Prosječan volumen putničkog prostora kabine iznosi oko  $3 \text{ m}^3$ , pa je za pet osoba potrebno 50 izmjena zraka u jednom satu. Ovaj protok zraka je vezan za izmjenu zraka, a ako se tomu još doda povećana potreba strujanja zraka (više putnika, visokih vanjskih tempe-

ratura i velikih brzina kretanja), vrijednosti se znatno povećavaju. Prema tome, broj izmjena zraka je vrlo velik, pa je potrebno pažljivo razviti ventilaciju kabine, s izmjenom zraka bez propuha.

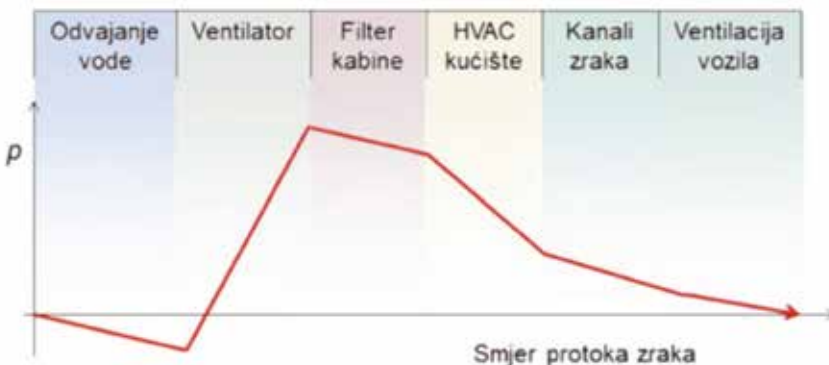


**Slika 12.13. Ventilacija kabine**

Ventilacija kabine koristi sustav direktnog protoka (*flow-through system*) pomoću ventilatora, *slika 12.13*. Osim ulaza vanjskog zraka mora biti i izlaz otpadnog zraka iz kabine. Taj izlaz je ispusni ventil zraka koji čini jednosmjerni ventil u obliku zaklopke, lociran u pragu stražnjih vrata ili straga vozila ispod branika, *slika 12.14*. Zrak pod malim tlakom tada cirkulira kroz putnički i prtljažni prostor, zatim se preko ispusnog uređaja izbacuje izvan vozila. Normalna brzina strujanja zraka iznosi **0,3-1,0 m/s**, a minimalni nadtlak od približno **20 Pa** ne dopušta ulaz netemperiranom zraku unutar kabine, čak i ako vrata vozila nisu kojim slučajem dobro zatvorena. Takva promjena tlaka od usisa pa sve do izlaza zraka kroz ispusni ventil, prikazana je na *slici 12.15*. Vožnja s otvorenim prozorom osigurava dobro provjetranje ali ima negativne posljedice na zdravlje (glavu, uši, rame i ruke vozača). Pritom, otvoreni prozori stvaraju podtlak koji pojačava prodor ispušnih plinova, prašine i insekata, veliku buku. Pri vožnji u tunelima, koloni, ili prašnjavim cestama treba uključiti recirkulaciju zraka kabine.



**Slika 12.14. Jednosmjerni ispusni ventil zraka**

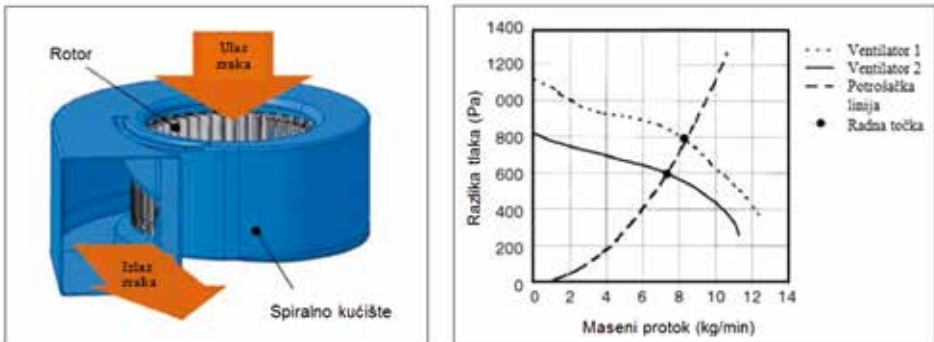


**Slika 12.15. Promjena tlaka kroz kabinu vozila (Braess i sur., 2005)**

## Ventilator kabine

Ventilator kabine proizvodi potrebni protok zraka. Ventilator usisava vanjski zrak kroz filter kabine, koji je najčešće pozicioniran na suvozačevoj strani u prostoru iznad noga. Ventilator se sastoji od rotorskog dijela koji uvlači zrak, spiralnog kućišta i elektromotora, *slika 12.16*. Ovisno o veličini kabine ventilatori mogu osigurati maksimalnu isporuku zraka kod grijanja ili hlađenja koja se kreće od 7-11 kg/min. Kada se vozilo ne kreće, protok zraka u kabini sa upaljenim ventilatorom iznosi oko 0,5 kg/min, a za pet osoba oko 2,5 kg/min. S povećanjem brzine vrtnje ventilatora povećava se njegov šum ili buka u kabini.

Kako bi se odabrao najbolji ventilator kabine, potreban protok zraka nanosi se na karakteristike raspoloživih ventilatora i određuje najbolja radna točka prema kojoj se odabire ventilator. Promjer rotorskog dijela ventilatora iznosi 100-160 mm, a visine između 50-90 mm. Također, postoje ventilatori s dva rotorska dijela između kojih se nalazi motor.



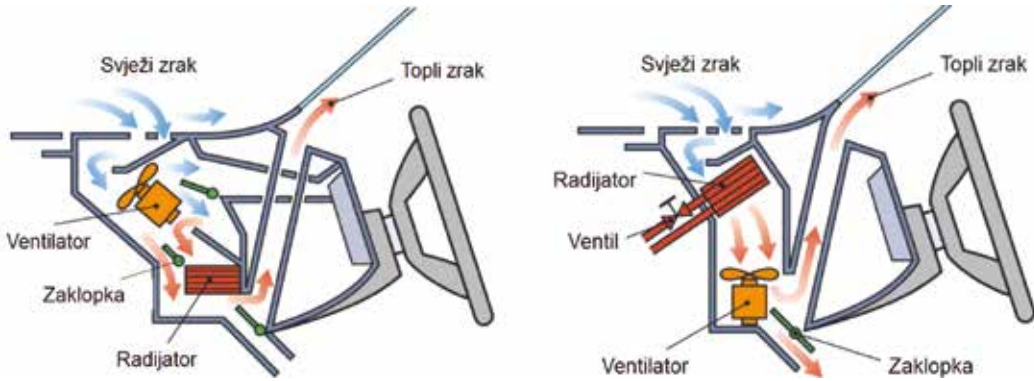
Slika 12.16. Izbor ventilatora kabine

### 12.3.3. Grijanje kabine

Grijanje prostora kabine može biti izvedeno na više načina. Za grijanje klasičnih vozila koristi se rashladna tekućina Ottova ili Dieselova motora. Sustav hlađenja motora koristi omekšanu vodu ili antifriz (na bazi etilenglikola). U sustavu hlađenja motora tekućina kruži u zatvorenom krugu pod predtlakom (do 1 bar), pritom hladi cilindre i glavu motora, nakon čega odlazi u hladnjak motora (bakreni izmjenjivač topline) gdje se hladi vanjskim strujanjem zraka. Za potrebe grijanja kabine, dodaje se drugi izmjenjivač topline, koji čini radiator kabine.

Hladnjak motora je smješten na prednjem dijelu vozila. Kretanjem vozila osigurana je dovoljna količina zraka za hlađenje tekućine. Ventilator hladnjaka povremeno se uključuje kada temperatura tekućine poraste, najčešće pri stajanju vozila ili pri vožnji u koloni. Radna temperatura motora je određena rashladnom tekućinom koja izlazi iz motora s temperaturom 85-95 °C. Ujednačeno hlađenje motora ne dopušta pad temperature u hladnjaku više od 5 °C.

Radiator za grijanje kabine je smješten u kućište kokpita. Reguliranje temperature grijanja u kabini izvodi na jedan od dva slijedeća načina, pomoću količine svježeg zraka i pomoću količine rashladne tekućine, *slika 12.17*. Promjenom količine zraka pomoću zaklopke, postiže se potrebna temperatura kabine, veći protok zraka daje veću temperaturu. Kod drugog načina, grijanje kabine postiže se pomoću količine rashladne vode koja struji kroz radiator, tako da se temperatura mijenja sa otvaranjem ili zatvaranjem ventila. Oba načina upravljanja omogućuju da se grijanje automatski slojevito usmjeri prema izlazima za: vjetrobransko staklo, prednje i bočne otvore i prostor za noge. Kada brzina vozila nije dovoljna za strujanje zraka uključuje se ventilator kabine.



**Slika 12.17. Reguliranje temperature grijanja: pomoću količine svježeg zraka (lijevo) i pomoću količine rashladne tekućine (desno)**

### Dodatno grijanje kabine

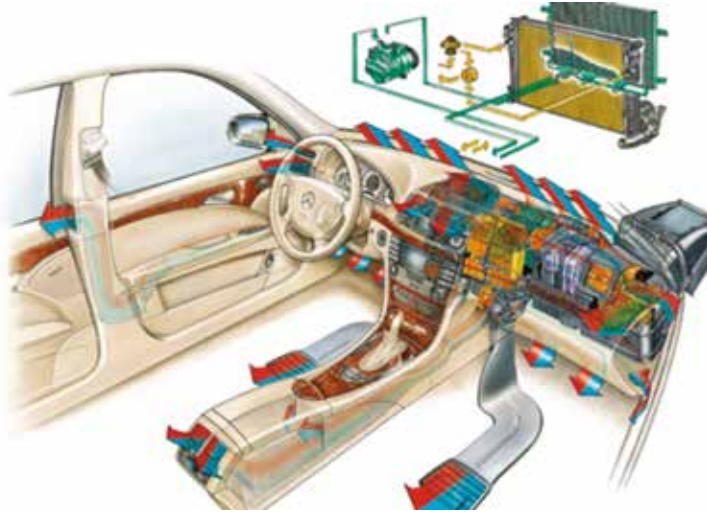
Dodatno grijanje kabine koristi se u mirovanju vozila, kod isključenog motora s unutarnjim izgaranjem kao i tijekom zagrijavanja motora. U cilju povećanja brzine zagrijavanja kabine, koriste se dodatni grijači, primjerice:

- **Električni dogrijač** čini nekoliko grijaćih tijela koji su ugrađeni u sustav hlađenja motora. Dogrijač zagrijava rashladnu tekućinu. Tako se postiže brže zagrijavanje kabine i brže zagrijavanje motora na radnu temperaturu.
- **Keramički grijač (PTC grijač - Positive Temperature Coefficient)** čine keramički otpornici koji električnu energiju iz mreže istosmjernog napona pretvaraju u toplinu na rebrima grijača. Postavlja se u blizini radijatora kabine. PTC otpornici grijača se zagriju na  $120^{\circ}\text{C}$ , a toplina strujom zraka odlazi u kabinu. Upravljački uređaj uključuje PTC grijanje u slučajevima: kada je klima uređaj isključen, kada je vanjska temperatura niža od  $+5^{\circ}\text{C}$  i kada je motor pokrenut.
- **Dogrijač sa izgaranjem goriva** ima komoru za izgaranje koju opstrujava rashladna tekućina motora. Zagrijana tekućina struji kroz radijator. Svježi zrak se zagrijava na rebrima radijatora.
- **Radijator na bazi ispuha** prenosi toplinu ispušnih plinova na rashladnu tekućinu motora. Tako se iskorištava dio izgubljene energije ispušnih plinova za zagrijavanje putničkog prostora.

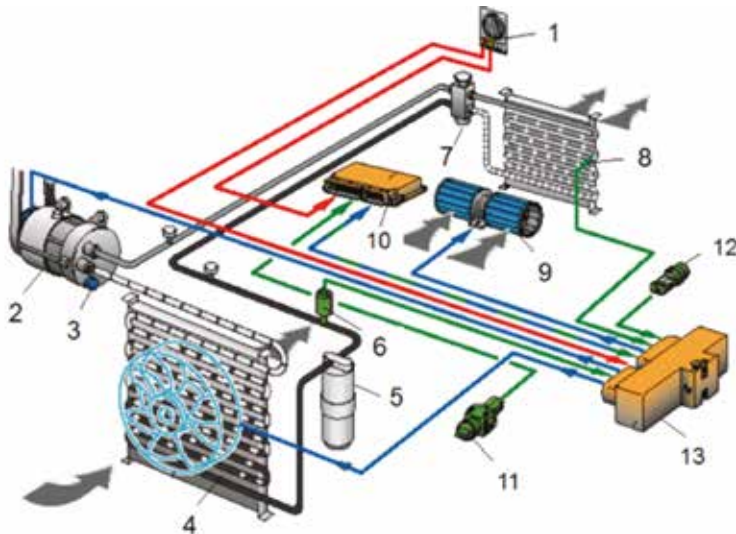


### 12.3.4. Klimatizacija kabine

Sustav klimatizacije sastoji se od dvije cjeline: unutarnje jedinice – HVAC kućišta klimatizacije smještenog u sklopu središnje konzole vozila (kokpita) i vanjske jedinice - uređaja u odjeljku motora, koji su funkcionalno povezani, *slika 12.18*. Takav sustav *auto klime* sastoji se od velikog broja komponenti koje omogućuju klimatizaciju kabine, *slika 12.19*.



*Slika 12.18. Vanjska i unutarnja jedinica sustava klimatizacije kabine*



*Slika 12.19. Komponente sustava klimatizacije*

- 1 - prekidač klima uređaja, 2 - kompresor, 3 – ventil sigurnosti, 4 - kondenzator s ventilatorom, 5 - spremnik sa sušilom, 6 - senzor visokog tlaka, 7 - ekspanzijski ventil, 8 - isparivač sa senzorom temperature, 9 – ventilator kabine, 10 - ECU motora, 11 - senzor temperature rashladnog medija, 12 - termoprekidač ventilatora rashladnog sredstva, 13 - ECU klima kabine

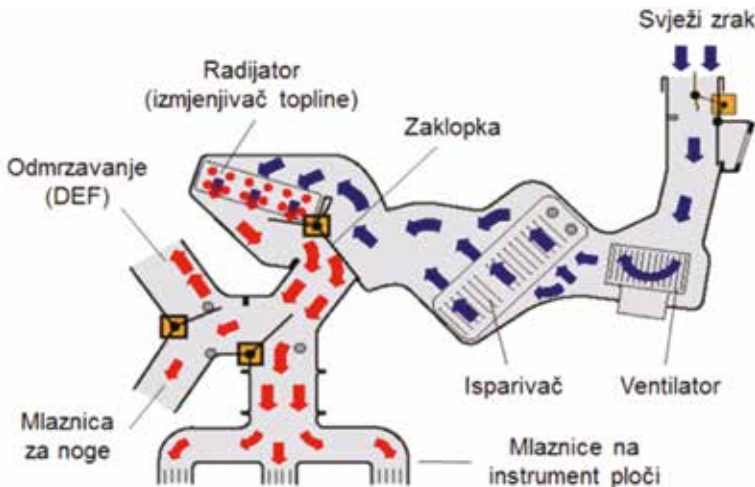
#### Funkcionalnost grijanja i hlađenja

Velik broj komponenti nalazi se unutar kućišta za distribuciju zraka, koje je smješteno centralno unutar konzole. U samom kućištu i izvan njega nalaze se komponente, *slika 12.20.*:

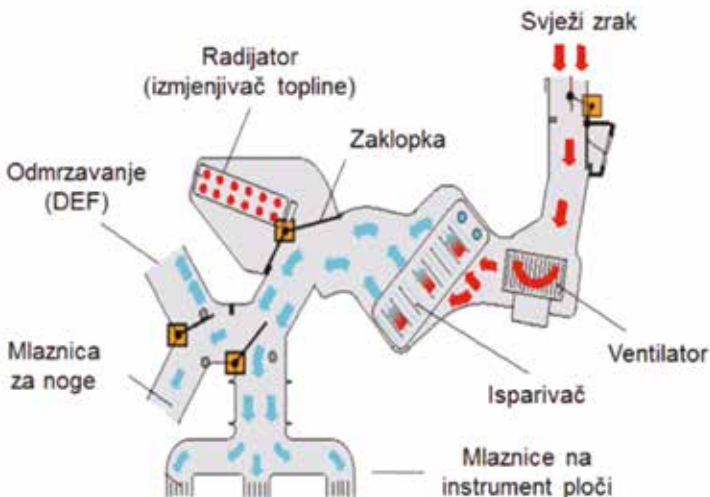
- ventilator kabine
- radijator kabine (izmjenjivač topline)
- isparivač (izmjenjivač topline)
- kanali za distribuciju zraka
- zaklopke za raspodjelu zraka
- izvršni motori za upravljanje zaklopkama
- različiti senzori.

Zimi, u procesu grijanja, prolaskom svježeg zraka kroz radijator isti se zagrijava i uvodi u kabinu. Ljeti, u procesu hlađenja, svježem zraku koji ulazi u kućište oduzima se toplina, zrak se prolaskom kroz isparivač hladi i raspoređuje unutar kabine, *slika 12.21*.

U proljetnim i jesenskim uvjetima koristi se mješoviti način rada. Ako svježi zrak koji je prošao kroz isparivač previše hladan, jedan dio se propušta kroz radijator kako bi se postigla odabrana temperatura koja je podešena na upravljačkoj jedinici. Kada klimatizacija radi u tim uvjetima vlažnog i hladnog vanjskog zraka, isparivač odvlažuje zrak, koji zatim omogućuje brzo odmagljivanje ili odmrzavanje stakla (*Defrost, DEF*).



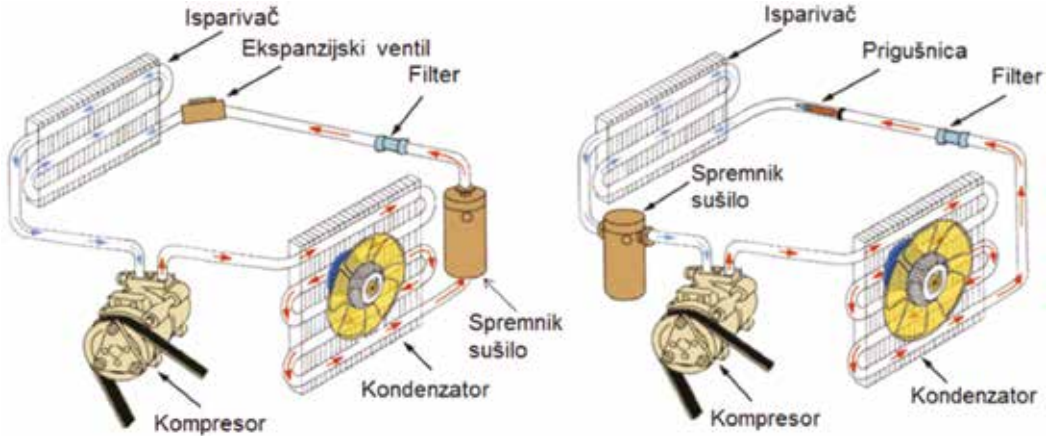
*Slika 12.20. Unutarnja jedinica, tok zraka za grijanje kabine*



*Slika 12.21. Unutarnja jedinica, tok zraka za hlađenje kabine*

### 12.3.5. Princip rada klimatizacije

Rashlađivanje zraka temelji se na tome da se zraku koji ulazi u kabinu oduzima toplina. U tu svrhu koristi se kompresijski rashladni sustav. Kompresor klime tlačí rashladni plin kojem raste temperatura i tlak, zatim se plin dovodi do kondenzatora u kojem se hladi na temperaturu okoline. Na ekspanzijskom ventilu (ili prigušnici) dolazi do pada tlaka pa se dalje u isparivaču plin širi i pada mu temperatura. Takav plin preko isparivača tj. izmjenjivača topline hladi zrak koji odlazi u kabinu. Dakle, rashladni medij se u plinovitom obliku komprimira, a hlađenjem se kondenzira, te na kraju isparava padom tlaka i preuzimanjem topline zraka. Rashladni medij je plin pomiješan s uljem za podmazivanje. Kompresijski sustav hlađenja izvodi se u dvije varijante: *rashladni sustav sa ekspanzijskim ventilom* i *rashladni sustav s prigušnicom*, *slika 12.22*.



**Slika 12.22. Varijante klimatizacije, s ekspanzijskim ventilom (lijevo) i sa prigušnicom (desno)**

U obje varijante sustava klimatizacije ugrađeno je šest komponenta: *kompresor, kondenzator, sušilo filter, ekspanzijski ventil ili prigušnica, isparivač i ventilator*. Kod vozila visoke klase i SUV vozila, koristi se dualni sustav klimatizacije, gdje putnici u stražnjem dijelu kabine mogu sami podesiti željenu temperaturu i ventilaciju.

#### Rashladni medij (*plin+ulje*)

Rashladni medij je plin *R134a* koji se još koristi kod motornih vozila, iako je EC direktivom propisan i ekološki rashladni medij. Plin *R134a* je fluor-ugjikovodik ( $CH_2F-CF_2$ ) i spada u stakleničke plinove. U plinovitom stanju je nevidljiv, kao para i tekućina je bezbojan kao i voda. Njegova svojstva su: brza promjena agregatnog stanja, iz plinovitog u tekuće stanje i obratno, dobra kemijska stabilnost, ne uzrokuje koroziju, ima visok koeficijent toplinske vodljivosti i nisku točku ledišta. Međutim, kako plin *R134a* spada u stakleničke plinove, ekološki je štetan. Količina plina u sustavu klimatizacije osobnih vozila je vrlo različita i varira u ovisnosti o tipu vozila, a kreće se između 450-750 g. S plinom cirkulira i specijalno sintetičko ulje za podmazivanje sustava pod nazivom PAG (*Poly Alkylen Glykol*) u količini između 100-200 cm<sup>3</sup>. Raspodjela ulja u kružnom toku iznosi, približno: 80% u kompresoru, 10% u kondenzatoru, 10% spremniku i sušilu, 20% u isparivaču, te 10% u cjevovodu. PAG ulje je kompatibilno s plinom *R134a*, i najviše prilagođen radu kompresora.

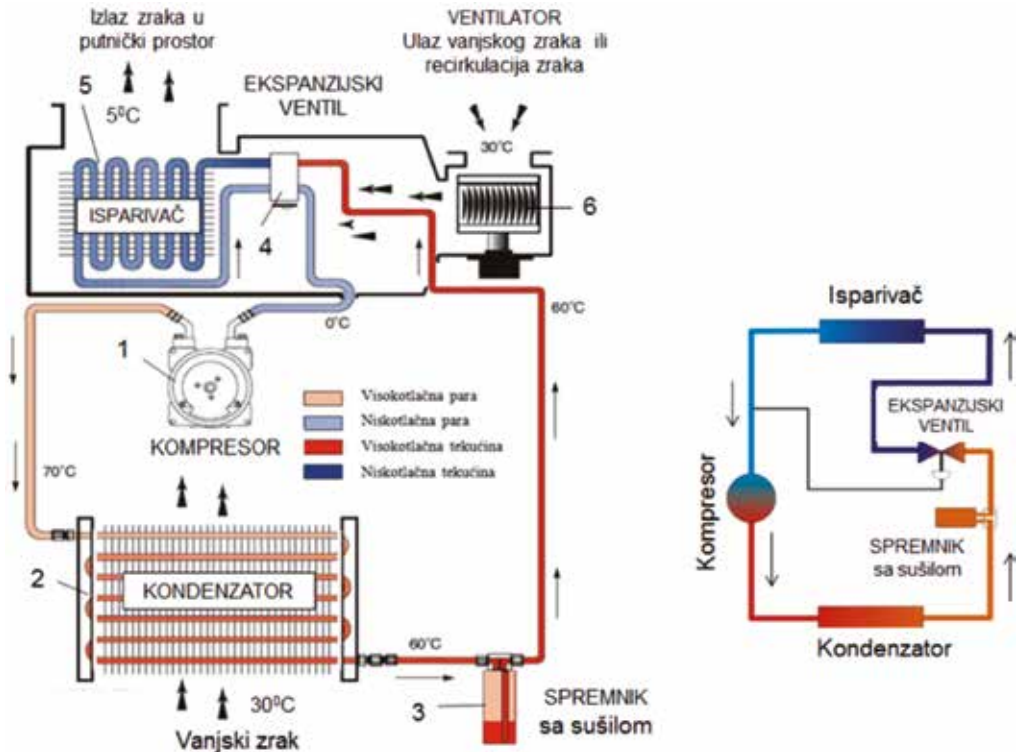
Direktiva Europske komisije (2006/40/EC) određuje uporabu plina boljih značajki i adekvatno ulje za podmazivanje. Zahtjeva se plin *R1234yf* koji ima vrlo mali **GWP** indeks (*Global Warming Potential*), ispod 120.

### a) Sustav hlađenja kabine s ekspanzijskim ventilom (Expansion Valve)

Kompresijski način hlađenja odvija se u zatvorenom krugu, u kojem svaka komponenta ima svoju funkciju, *slika 12.23*. U tom krugu razlikuje se visokotlačna i niskotlačna instalacija. Visokotlačne komponente su: *kompresor, kondenzator spremnik sa sušilom i ekspanzijski ventil*, a niskotlačna komponenta je *isparivač*.

#### Kompresor (1)

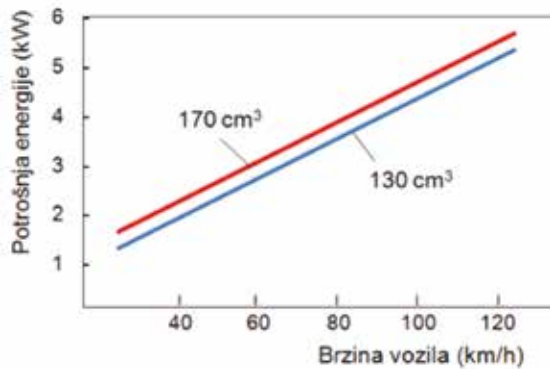
Kompresor usisava rashladni medij iz isparivača u plinovitom stanju (tlak 1-2,5 bara i temperature 0°C) i sabija ga u kondenzator čime se plinu smanjuje volumen i povećava temperatura. Iz kompresora izlazi plin pod tlakom u rasponu 10-20 bara i temperature oko 70°C. Bez povećanja tlaka ne bi bila moguća ekspanzija (raspršenje) i hlađenje plina. Koriste se dva tipa kompresora: *klipni i rotorni*. Najviše se koristi klipni kompresor promjenjivog volumena. Kompresor ima pomičnu ploču sa 5 / 7 aksijalnih klipova koja mijenja kut pri pogonu vratila. Promjenjivim položajem pomične ploče određuje se hod klipova, a time i tlak plina. Kod klasičnog klipnog kompresora ugrađena je elektromagnetska spojka, koja služi za uključivanje i isključivanje kompresora. Motor preko klinastog remena pogoni remenicu kompresora, koja se kod isključenog kompresora slobodno okreće. Uključivanje i isključivanje kompresora je regulirano automatski, na temelju tlaka.



**Slika 12.23. Shema sustava hlađenja kabine s ekspanzijskim ventilom**

Na pogon kompresora troši se oko 80% energije potrebne za klimatizaciju, stoga je odabir kompresora vrlo važan, jer ima direktan utjecaj na potrošnju energije motornog vozila, *slika 12.24*. Potrošnja energije koja je potrebna da bi kompresor bio efikasan, iznosi između 2-6 kW, a ovisi o vrsti i radnom volumenu i brzini vrtnje. Od volumena kompresora ovisi kapacitet hlađenja. Brzina vrtnje je također

bitna karakteristika jer kompresor radi u širokom području od 1000–5000 o/min. Povećanjem brzine vozila povećava se i potrošnja energije koja je potrebna za rad kompresora.



**Slika 12.24. Potrošnja energije kompresora, volumena 130 cm<sup>3</sup> i 170 cm<sup>3</sup>**

### Kondenzator (2)

Kondenzator s ventilatorom je smješten ispred hladnjaka motora. Stlačeni plin od kompresora ulazi u kondenzator, u kojem se odvija izmjena topline između zraka koji struji s vanjske površine i plina koja struji cijevima. Pada temperatura plina i dolazi do kondenzacije, pa plin prelazi u tekuće stanje. Ventilator (jedan ili dva) se povremeno uključuje da se hlađenje rashladne tekućine ubrza i protok poveća.

### Spremnik plina sa sušilom u visokotlačnom vodu (3)

U visokotlačnom vodu, od kompresora prema isparivaču (često s bočne strane kondenzatora), ugrađen je spremnik plina sa sušilom, koji ima više funkcija, *slika 12.25*. Rashladna tekućina pod visokim tlakom ulazi u spremnik. Pri različitom toplinskom opterećenju kondenzatora i isparivača, spremnik služi kao kompenzacijski akumulator u cilju uravnoteženja. Integralno sušilo kemijski veže vlagu koja je prodrla u kružni tok rashladnog medija, koji zatim kroz sito filtera ide prema ekspanzijskom ventilu. Nečistoće i ostaci trošenja dijelova te prljavština i višak ulja taloži se na dnu spremnika.

### Ekspanzijski ventil (4)

Ispred isparivača u visokotlačnom vodu ugrađen je ekspanzijski ventil *slika 12.25.*, koji regulira protok rashladnog medija, stoga je povezan s niskotlačnim vodom pomoću termičkog regulatora. Kada plin (10-20 bar/60°C) prolazi kroz cijev većeg promjera, naglo se povećava volumen, opada tlak i temperatura (1,5-2 bar / do -4°C). Termički regulator automatski propušta u isparivač toliko rashladnog medija koji se u njemu pretvara u paru. Regulacijom protoka osigurava se optimalan rad kompresora i temperature rashladnog medija. Kapljevina se ne smije pojaviti na izlazu iz isparivača, pa je kompresor zaštićen od hidroudara.

### Isparivač (5)

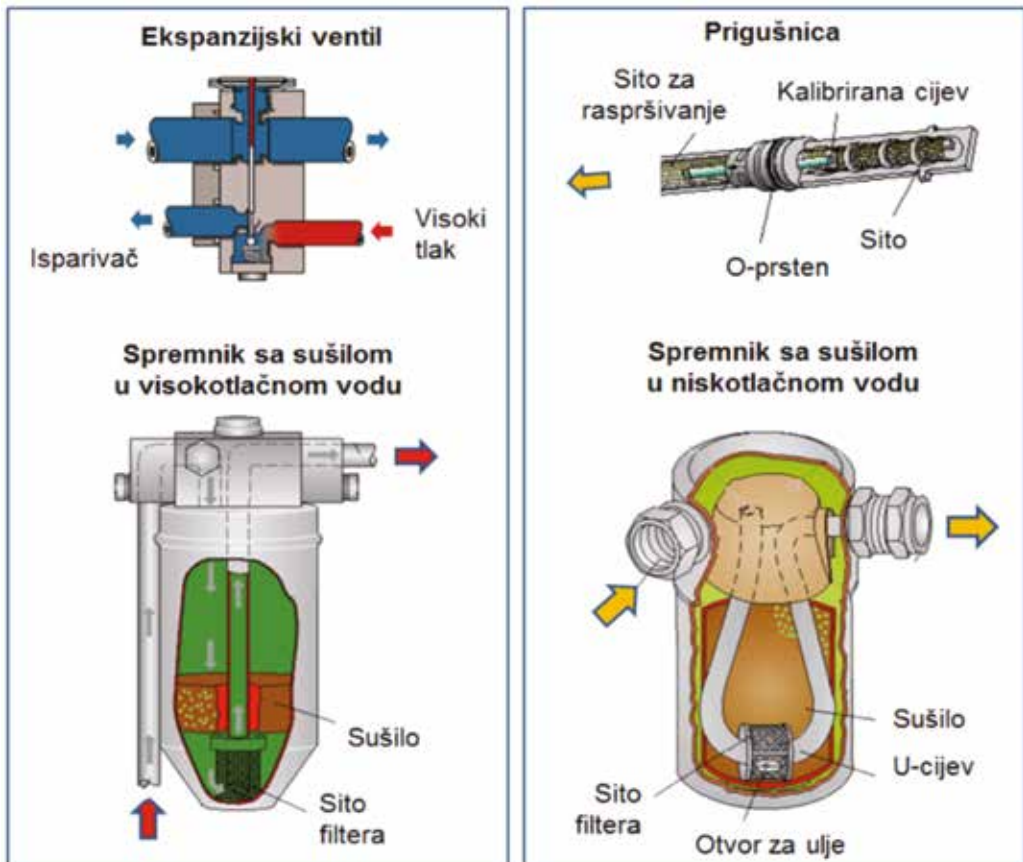
U isparivaču se plin širi i pada mu temperatura. Takav plin hladi zrak koji odlazi u kabinu. Kako isparivač znatno smanji temperaturu zraka, vlaga iz zraka se kondenzira na površini sača te se s česticama nečistoće slijeva u odvod kondenzata ispod vozila. Vlažna površina isparivača dakle čisti zrak od sitnih čestica nečistoće. Tako se rashlađeni zrak odvlažuje i pročišćava te usmjerava u kabinu. Na taj način povećava se kvaliteta zraka u kabini. Odvlaživanje zraka dolazi do izražaja kod odmagljivanja stakala, što doprinosi boljoj vidljivosti i sigurnosti upravljanja vozilom. Nakon prolaza plina kroz isparivač, plin ponovno ulazi u kompresor i ciklus se ponavlja.

## Vrijednosti tlaka i temperature

Vrijednosti tlaka i temperature unutar kružnog toka nisu jednake i ovise o zahtijevanim vrijednostima klimatizacije u kabini. Približne vrijednosti tlaka i temperature jednog sustava iznose:

- kompresija - tlak 2 MPa (20 bar), temperatura 70 °C
- kondenzacija - tlak 1,5 MPa (12 bar), temperatura 60 °C
- ekspanzija - tlak sa 1,5 MPa na 0,25 MPa, temperatura sa 60 °C na 5 °C
- isparavanje - tlak 0,19 MPa (1,9 bar), temperatura 0 °C.

Kompresor sustava isključuje se u slučajevima previsokog i preniskog tlaka, tj. ako visoki tlak poraste na 30 bara ili tlak padne ispod 2 bara. Kod nekih sustava ugrađen je sigurnosni ventil direktno na kompresoru ili spremniku tekućine. Ako je previsoka temperatura plina ( $\geq 60$  °C), uključuje se ventilator kondenzatora radi bržeg hlađenja. Niskotlačni vodovi su većeg promjera i hlade se u radu, a visokotlačni vodovi su manjeg promjera i zagrijavaju se u radu.



Slika 12.25. Razlikovne komponente između dva sustava hlađenja (sa ekspanzijskim ventilom-lijevo, sa prigušnicom-desno)

### b) Sustav hlađenja kabine s prigušnicom (Orifice Tube)

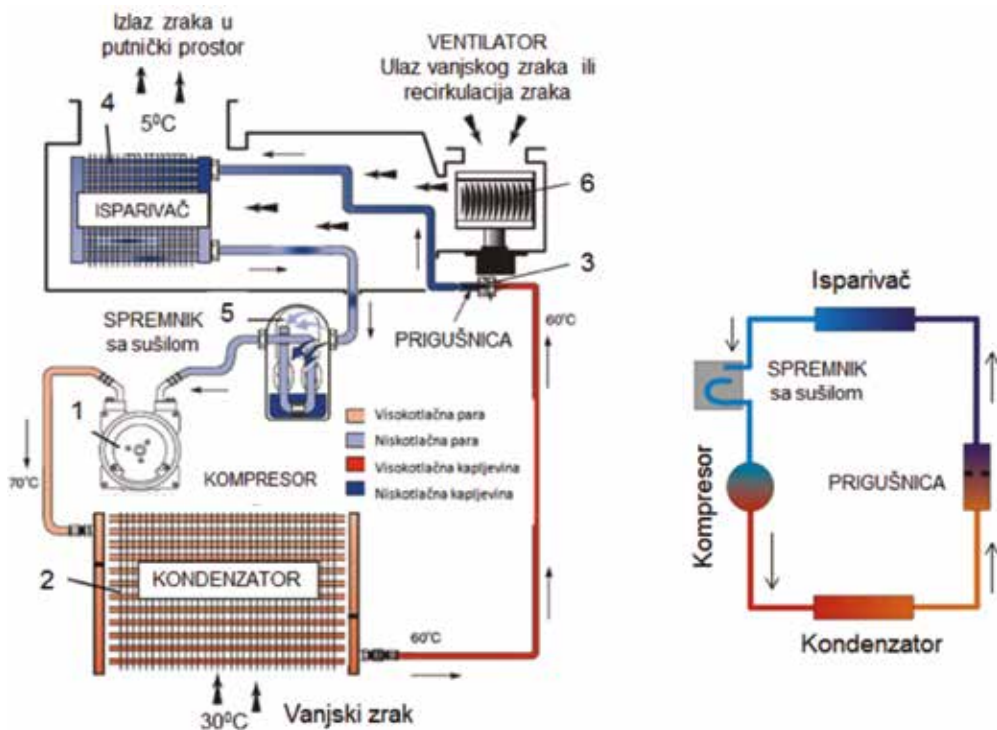
Sustav hlađenja kabine s prigušnicom prikazan je na slici 12.26. Ovdje se navode samo razlike u odnosu na hlađenja s ekspanzijskim ventilom. Nakon kondenzacije pare, rashladni medij pod visokim tlakom struji prema prigušnici.

### Prigušnica (3)

Prigušnica (mlaznica) je ugrađena neposredno ispred isparivača, *slika 12.25*. Prigušnica je suženje cijevi koje prigušuje protok rashladnog medija. Prolaskom kroz prigušnicu kalibriranog promjera, rashladni medij ekspandira, tj. raspršuje se u maglicu te ulazi u isparivač. Pritom se povećava volumen, a opada tlak i temperatura (1,5-2 bar/ $-4^{\circ}\text{C}$ ). Protok kroz prigušnicu mijenja se tijekom rada kompresora, ovisno o razlici tlakova isparivanja i kondenzacije. Ispred prigušnice je ugrađeno sito za odvajanje prljavštine.

### Spremnik plina sa sušilom u niskotlačnomvodu (5)

U niskotlačnom dijelu ugrađen je spremnik sa sušilom (tzv. akumulator) *slika 12.25*, koji služi kao kompenzacijska posuda i spremnik plina te zaštita kompresora. Rashladno sredstvo u plinovitom stanju pod niskim tlakom ulazi u spremnik sa sušilom i prikuplja se na dnu spremnika. Ako u rashladnom mediju ima vlage ona se veže sa integralnim sušilom. Kompresor usisava plin pomoću U-cijevi i kroz otvor cijevi preuzima ulje iz rashladnog sredstva. Usisavanje samo rashladnog sredstva bez kapljica osigurava zaštitu kompresora od hidroudara. Sito filtera sprječava prodor nečistoće ulja.



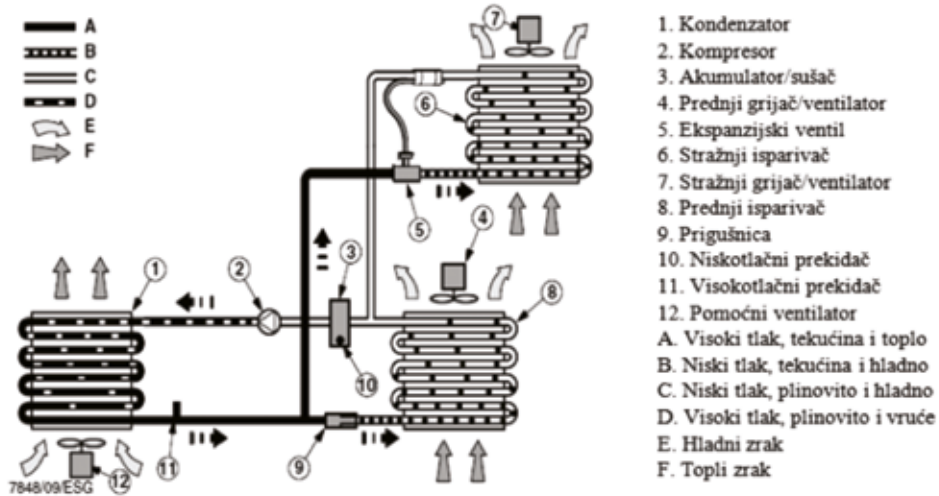
Slika 12.26. Shema sustava hlađenja kabine s prigušnicom

### c) Sustav hlađenja kabine s ekspanzijskim ventilom i prigušnicom

#### Dualni sustav hlađenja

U cilju veće udobnosti putnika vozila više klase, primjerice s dvije temperaturne zone, prednja zona i stražnja zona kabine, koristi se kombinacija većeg kapaciteta s ekspanzijskim ventilom i sa prigušnicom, takozvana dvojna klima (*Dual air conditioning*). Shema dvojnog sustava hlađenja prikazana je na *slici 12.27*. Radni medij pod visokim tlakom iz kondenzatora se dijeli na prednji i stražnji isparivač. U tom kombiniranom sustavu ugrađena su dva isparivača, prednji isparivač za vozača i suvozača koji

koristi rashlađivanje pomoću prigušnice, te stražnji isparivač za stražnju zonu koji koristi rashlađivanje pomoću ekspanzijskog ventila. Spremnik/sušilo osigurava uravnoteženje opterećenja i čistoću plina bez kapljica. Ako se u rashladnom mediju nalaze tragovi vlage oni se vezuju za integrirano sušilo, čime se odvaja para, što jamči zaštitu kompresora. Neispareni medij se prikuplja na dnu spremnika i sušila.



**Slika 12.27. Dualni sustav hlađenja s ekspanzijskim ventilom i prigušnicom**

Složeniji sustav većeg kapaciteta dualne klimatizacije izvodi se s dva ekspanzijska ventila. Ova vrsta sustava koristi dva kondenzatora u seriji i dva isparivača paralelno spojena. Dodatna HVAC jedinica u kojoj se nalaze isparivač i ventilator koji osiguravaju podešenu temperaturu u stražnjem dijelu kabine, nalaze se u bokovima prtljažnog prostora automobila.

### 12.3.6. Upravljanje klimatizacijom

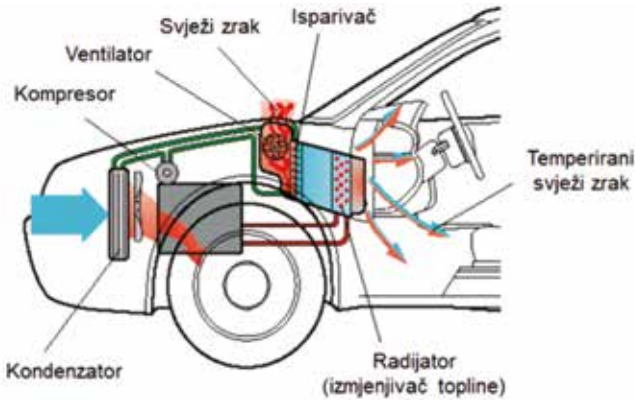
S obzirom na način upravljanja sustavom klimatizacije suvremenih vozila, koriste se praktično dva moderna sustava: poluautomatski sustav (*Climatic*) i automatski sustav klimatizacije (*Climatronic*).

#### a) Poluautomatska klimatizacija

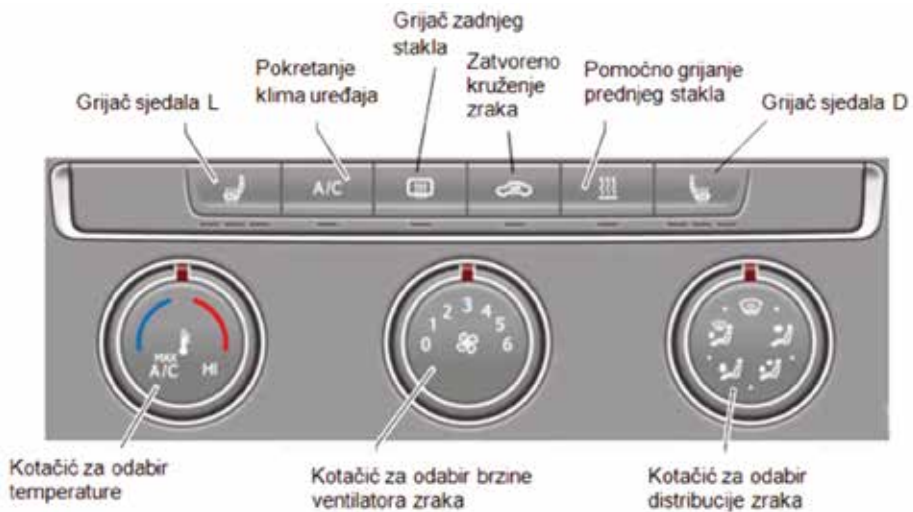
*Climatic* je kombinirani uređaj za ventilaciju, grijanje i hlađenje, **slika 12.28**. Hlađenje radi samo ako je uključena klimatizacija (A/C), tj. kada pogonski motor radi, a vanjska temperatura veća od 2°C i uključen ventilator. Kod toga u kabini pada temperatura i vlažnost zraka.

Regulaciju temperature preuzima vozač, **slika 12.29**. Za postizanje ugodnih temperatura u unutrašnjosti vozila struja zraka se usmjerava kombinirano, preko radijatora i preko isparivača. S obzirom na vanjske promjene temperature, vozač povremeno podešava parametre temperature i protoka zraka.





Slika 12.28. Strujanje zraka kod poluautomatske klimatizacije



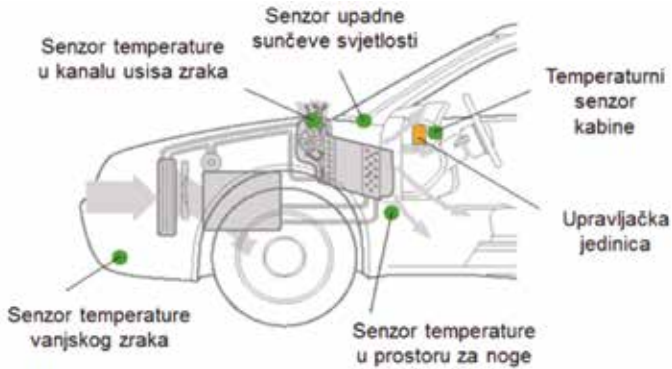
Slika 12.29. Upravljačka ploča poluautomatske klimatizacije (Golf VI)

### b) Automatska klimatizacija

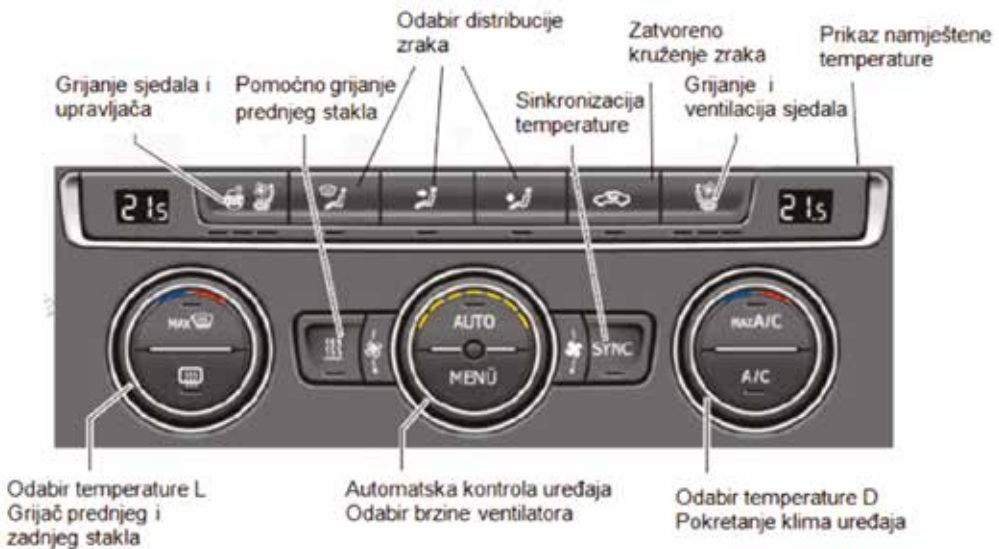
*Climatronic* je automatski sustav za ventilaciju, grijanje i hlađenje, koji u kabini daje potrebnu temperaturu zraka. Sustav održava odabranu temperaturu i odvlaživanje stakala. Takva klimatizacija oslobađa vozača oko podešavanja parametara. Hlađenje radi ako su ispunjeni slijedeći uvjeti: pogonski motor radi i vanjska temperatura veća od 2 °C. Sustav uzima više parametara i precizno regulira temperaturu, vrtnju ventilatora i raspodjelu zraka u kabini, zato se koristi veći broj senzora, *slika 12.30.* i *slika 12.31.* Korisnik definira sam temperaturu koju želi, a računalo prilagođava temperaturu zraka, preciznosti od 0,5 °C. Preporučena normalna temperatura je 22 °C.

Kako bi se povećao efekt hlađenja, kratkotrajno se može odabrati recirkulacija zraka, a u hladno doba sprječava zamagljivanje stakla.

**Napomena:** Učinak grijanja ovisi i temperaturi motora, stoga će grijanje s punom snagom započeti kada se motor zagrije na radnu temperaturu. Kako bi grijanje i hlađenje bilo sigurno, na otvoru zraka, ispred prednjeg stakla, treba otkloniti led, snijeg ili lišće.



Slika 12.30. Raspored dijela senzora

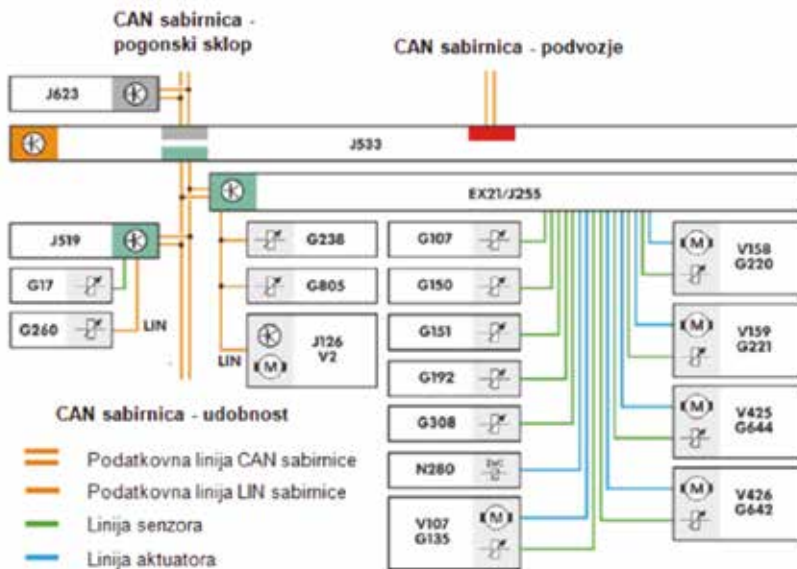
Slika 12.31. Upravljačka ploča automatske klimatizacije (*Passat*)

## 2 - zonska klimatizacija

2-zonska *Climatronic* klimatizacija omogućuje regulaciju temperature, odvojeno za vozača i za suvozača. Raspon temperature koja se može odabrati za lijevu i desnu stranu (dvije zone) kabine iznosi od 19 °C do 29 °C, *slika 12.32*. U HVAC kućištu zračna struja se dijeli na hladnu/toplu, odnosno na lijevu/desnu stranu. Pomoću termičkih zaklopki podešava se udio toplog i udio hladnog zraka u dvije klimatizacijske zone i njegova slojevitost prema tijelu putnika. Obrađeni podaci se šalju prema aktuatorima, pomoću CAN sabirnice, *slika 12.33*.



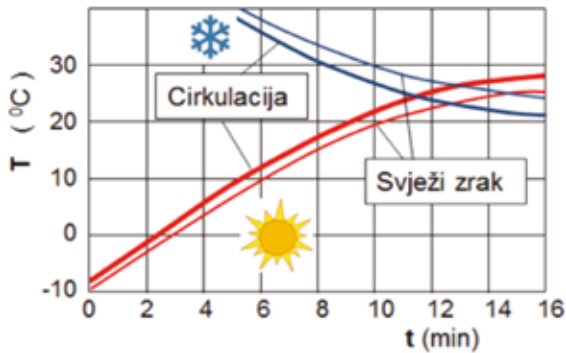
Slika 12.32. Klimatizacijske zone kabine



Slika 12.33. Shema dvozone klimatizacije (Golf VI)

### Potrebno vrijeme za grijanje i hlađenje kabine

Osim što se recirkulacijom unutarnjeg zraka sprječava prodor prašine, neugodnih mirisa i peludi u kabinu, recirkulacija ubrzava grijanje ili hlađenje kabine. Unutarnji zrak se kod recirkulacije najbrže hladi, a pritom je potrebna manja snaga isparivača, odnosno kompresora. Kod grijanja nastaje suprotni efekt, odnosno brže zagrijavanje. Kako je izmjena zraka neophodna, korištenje recirkulacije je ograničeno, najviše do 12 minuta. Pri dužoj recirkulaciji povećava se vlažnost zraka u kabini (disanje putnika) pa može doći do orošavanja stakala. Prosječne vrijednosti vremena za grijanje ili hlađenje kabine ( $t$ ) na ugodnu temperaturu kabine ( $T$ ), sa recirkulacijom zraka, ili s dovodom svježeg zraka, prikazane su na *slici 12.34*.



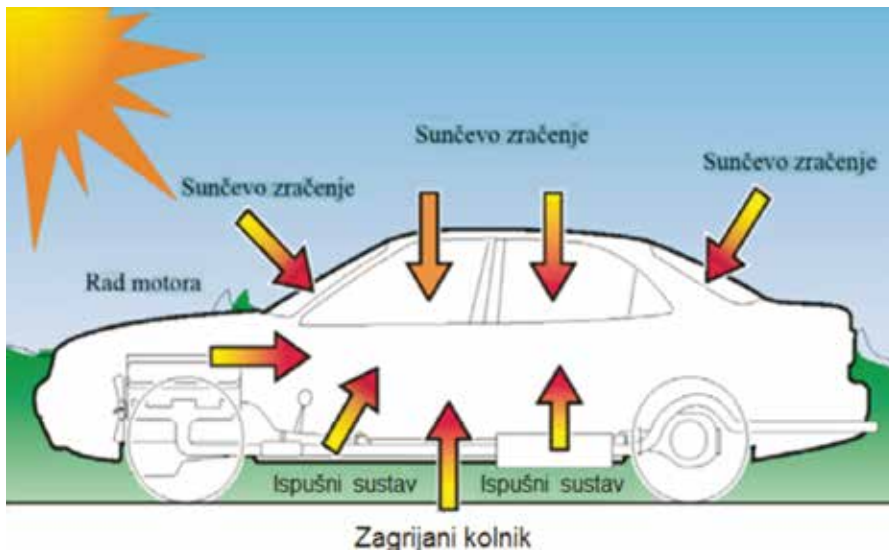
**Slika 12.34.** Klimatizacija kabine, kod recirkulacije i kod dovoda svježeg zraka

### Kvaliteta zraka

Senzor kvalitete zraka indicira štetne plinove nakon čega slijedi automatsko uključivanje recirkulacije zraka. To su plinovi emisije ispušnih plinova benzinskih i dizel motora (ugljični monoksid, dušikovi oksidi, sumporni dioksid, i drugo).

**Napomena:** Kako bi se spriječilo zamaglivanje vjetrobranskog stakla, automatski se povećava protok zraka i usmjerava na vjetrobransko staklo (ako je kompresor isključen, a brisači vjetrobranskog stakla aktivirani). Također, pri brzini vozila većih od 100 km/h automatski se povećava otvorenost zaklopke na ulazu svježeg zraka, kako bi se održala konstantna količina svježeg zraka u kabini.

### Visoke ljetne temperature

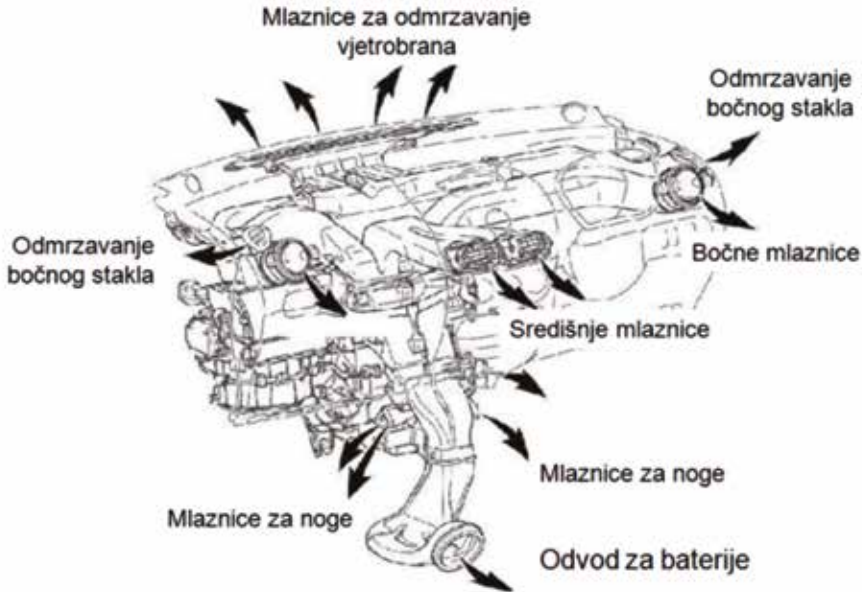


**Slika 12.35.** Izvori topline koji djeluju na kabinu

Kada se vozilo kreće ili stoji parkirano na suncu, unutrašnjost kabine se zagrijava, **slika 12.35**. Kako bi kabina bila ugodna za boravak i duže putovanje, potrebno je dovoditi što više rashlađenog zraka. Ako je vozilo parkirano na suncu sa zatvorenim prozorima, na temperaturi vanjskog zraka od 37 °C, unutarnja temperatura može dostići 60 °C. Međutim, takva visoka temperatura unutar vozila može se koristeći recirkulaciju zraka u roku od nekoliko minuta spustiti na ugodnih 24 °C.

### 12.3.7. Klimatizacija električnih vozila

Vozila s motorom na unutarnje izgaranje, za pogon koriste 30-40% energije, a 60-70% energije su zapravo gubici u vidu topline. Od toga se samo mali dio koristi se za grijanje prostora kabine. Kod električnog vozila iskoristivost energije je trostruko veća, jer se 90% energije pretvara u mehanički rad potreban za kretanje, ali je kapacitet baterija još nedovoljan za sve potrebe performansi vozila i klimatizacije. Klima uređaj i grijač omogućuju klimatizaciju kabine i funkciju održavanja temperature sklopova baterijskog pogona. Sustav ventilacije za hlađenje bloka baterija je izveden tako da zrak struji unutar kućišta paketa baterija, *slika 12.36*.



**Slika 12.36. Otvori za klimatizaciju kabine električnog vozila (i-MiEV)**

Osnovne razlike u sustavu klimatizacije električnog vozila, u odnosu na klimatizaciju klasičnog vozila, nalaze se u konstrukciji kompresora klime koji je drugačije konstrukcije i električnog radijatora. Tipična shema sustava klimatizacije električnog vozila prikazana je na *slici 12.37*.

#### a) Kompresor klime električnog vozila

Kompresor je izveden s elektromotorom u jednom kućištu. Napon koji je potreban za pogon trofaznog elektromotora iznosi 220 V-400 V. Snaga elektromotora koji pogoni kompresor iznosi između 2-6 kW, a ovisi o potrebnom volumenu kompresora.

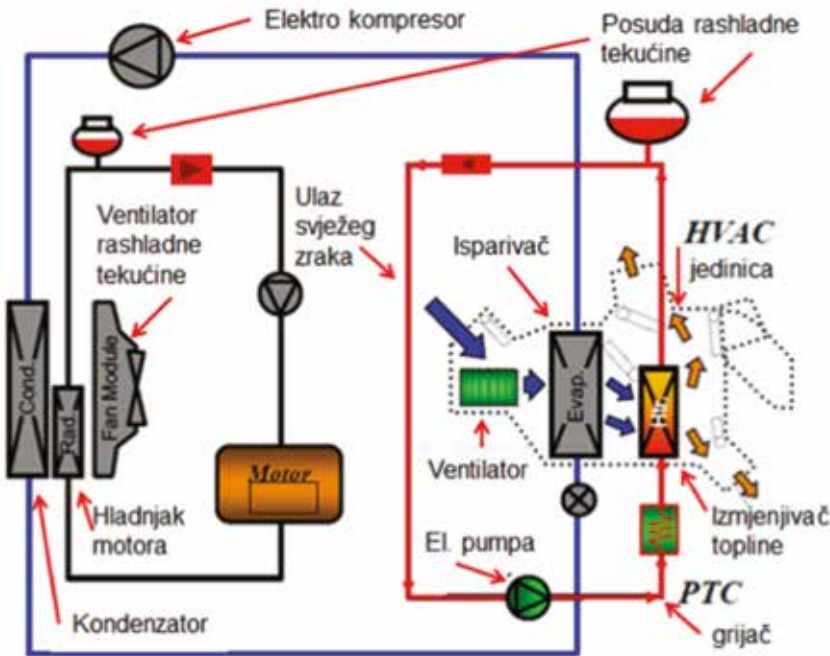
Na kućištu kompresora nalazi se istosmjerno/izmjenični **DC/AC** pretvarač, koji istosmjerni napon baterija pretvara u izmjenični napon za pogon elektromotora. Na kućištu kompresora se nalazi i niskonaponski priključak **DC 12 V** koji služi kao serijska komunikacija između kontrolne jedinice klima uređaja i kompresora. Kompresor je konstruiran s dvije spirale po čemu je i dobio naziv spiralni (**Scroll**). Kompresor usisava plin niskoga tlaka u komoru koja se prilikom rotiranja smanjuje i na taj način tlači plin u kondenzator. **Scroll** kompresori imaju radni volumen 30–80 cm<sup>3</sup>. Elektromotor kompresora se hladi pomoću rashladne tekućine hladnjaka motora i ventilatora, a električna pumpa služi za osiguranje kružnog toka, koja koristi napon **DC 12 V**.

### Ulje za podmazivanje kompresora

U rashladnom mediju cirkulira i specijalno sintetičko ulje za podmazivanje (plin *R 134a*, ulje POE - *polyolester*). To ulje koje ide sa rashladnim medijem se po svojstvima bitno razlikuje od PAG ulja koje se koristi kod klasičnog kompresora, ali mu je namjena ista. Ulje se osim u prostoru kompresorskog dijela nalazi i unutar prostora elektromotora, točnije oko namotaja koji su pri radu pod visokim naponom. Kako pri radu ne bi ulje negativno utjecalo na rad elektromotora, ulje posjeduje određenu otpornost na zapaljenje i ne smije agresivno djelovati na namotaje elektromotora.

### b) Električni radijator (izmjenjivač topline)

Kako bi se zagrijao prostor kabine pomoću radijatora, uključuje se električni *grijač vode*. Potrebna energija za zagrijavanje uzrokuje pad kapaciteta baterija, što smanjuje autonomiju kretanja vozila, a ovisno o hladnoći to iznosi 25-30%. Ako se radi o gradskoj vožnji, gdje se potrošnja na grijanje ne može računati po prijeđenom kilometru, zbog čestog stajanja u kolonama nego po satu, u tom slučaju na vrlo niskim temperaturama potrošnja energije bitno utječe na autonomiju. Način grijanja ne razlikuje se bitno od onih u klasičnim vozilima, jedina je razlika što se ovdje tekućina zagrijava u malom krugu: električna pumpa, PTC grijač i radijator kabine, što zahtjeva snagu oko 5 kW. Električna pumpa za kruženje tekućine, koristi napon DC 12 V.



Slika 12.37. Shema sustava klimatizacije električnog vozila

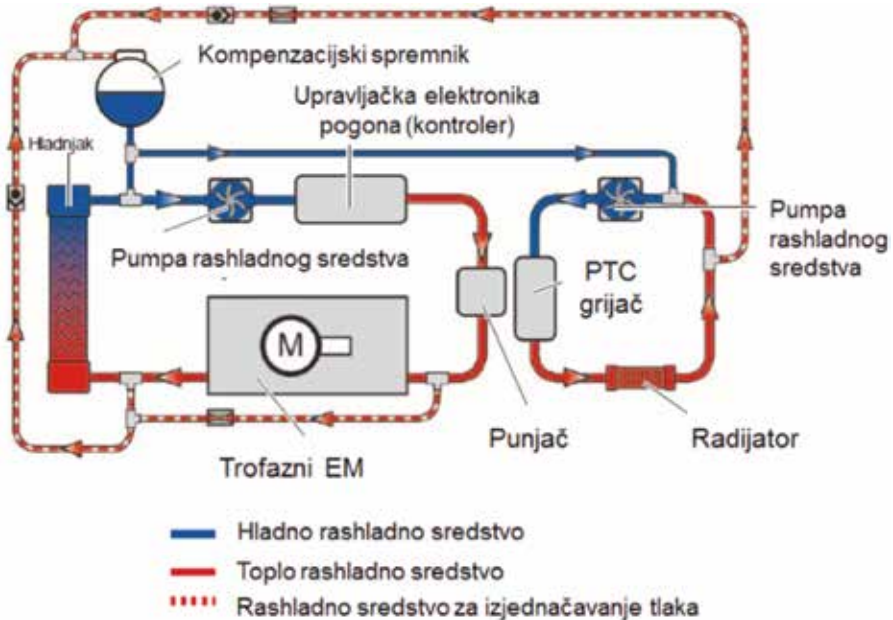
Umjesto grijača koji grije tekućinu, neka vozila imaju ugrađeni *suhi grijač*. Takav grijač ispod kokpita u posebnoj kućistu direktno zagrijava zrak. Ventilacija tjera svjež zrak na mlaznice putničkog prostora. Ovo rješenje je lagano i jednostavno, a prednost je što odmah počinje grijati.

### c) Hlađenje visokonaponskih komponenti

Radna temperatura osjetljivih komponenti visokonaponskog sustava održava se rashladnim sredstvom. Shema sustava hlađenja prikazana je *slici 12.38*. Temperatura rashladnog sredstva iznosi najviše 65 °C, a elektronički se kontrolira.

Rashladno sredstvo hladi komponente visokog napona:

- pogon izmjenične struje (trofazni EM)
- uređaj za punjenje (punjač za visokonaponske baterije)
- upravljačku elektroniku pogona (kontroler)



Slika 12.38. Shema sustava hlađenja visokonaponskih komponenti (*e-Up*)

## Zaključci

Snaga koja je potrebna za klimatizaciju kabine iznosi 2-6 kW, točnije, toliko se utroši snage motora za rad kompresora. Uzme li se u obzir da vozila srednje klase troše prosječno 8 l goriva na 100 km, uz rad klima kompresora potrošnja se povećava oko 10%. Ovaj gubitak snage primjećuje se samo kod motora manjeg radnog volumena, posebice pri pretjecanju ili na usponima, kada klima-uređaj treba isključiti ili se automatski isključuje. Povećana potrošnja goriva je izraženija kod gradske vožnje. Razlika u potrošnji goriva nastaje iz razloga što klima uređaj u početku radi sa maksimalnom volumenom kompresora kako bi se prostor kabine što prije klimatizirao, a kako se temperatura u vozilu postupno spušta na odabranu vrijednost, kompresor radi sa smanjenim volumenom, i tako nastaje razlika u potrošnji goriva.

Potrošnja električnih vozila mjeri se u Wh/km. Električna vozila troše između 10-12 kWh na 100 km, a ako je uključena klimatizacija i/ili električni grijač potrošnja se povećava 20-30%, što je zapravo najveći nedostatak električnih vozila. Kapacitet baterija iznosi 20-40 kWh, a kod nekih vozila poput modela *Tesla S* i do 85 kWh. Suvremeno električno vozilo s jednim punjenjem ima autonomiju kretanja 120-200 km, nakon toga je potrebno punjenje baterija. Međutim napunivost baterija treba održavati između 30-80% kako bi se osigurala pouzdanost vožnje i trajnost baterija

## 13. Literatura

1. Jazar N. R.: Vehicle Dynamics, Theory and Application, NY 2008, Springer.
2. Hiller V.A.W., Thornes N.: Fundamentals of Motor Vehicle Technology, Book 1, 6 Edition, Nelson Thornes Ltd, Cheltenham, 2012.
3. Wong, J. Y.: Theory of Ground Vehicles, Third Edition, Carleton University, Ottawa, Canada, Wiley-Interscience Publication, J. Willey & Sons, New York, 2001.
4. Lechner G., Naunheimer, H.: Automotive Transmissions, Fundamentals, Selections, Design and Application, Springer -Verlag Berlin Heidelberg NewYork, 1999.
5. BOSCH, Automotive Handbook, 7th edition, Robert Bosch GmbH, Plochingen, 2007.
6. Veber, J.: Automotive Development Processes, Processes for Successful Customer Oriented Vehicle Development, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009.
7. Reimpell, R., Stoll, H., Betzler, J. W.: The Automotive Chassis: Engineering Principles, Second Edition, Butterworth Heinemann 2001, Oxford, Boston, ..
8. Heisler, H.: Advanced Vehicle Technology, Second Edition, College of Nort West London, Butterworth Heinemann 2001, Oxford, Amsterdam, Boston, ..Tokyo.
9. Skupina autora: Tehnika motornih vozila, prijevod s njemačkog, HOK, Pučko otvoreno učilište Zagreb, 2006.
10. Skupina autora: Tehnika motornih vozila, 30 prerađeno i nadopunjeno izdanje, Pučko otvoreno učilište Zagreb, Centar za vozila Hrvatske, Hrvatska obrtnička komora, Zagreb, 2015.
11. Braess, H.H., Seiffert, H.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, ATZ-MTZ Fachbuch, Auflage 5., 2007.
12. Mitschke, M., Wallentowitz H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, New York (2004).
13. Gillespie, T.D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale, 1992.
14. Williamson S. S.: Energy Management Strategies for Electric and Plug-in Hybrid Electric Vehicles, Springer Science+Business Media New York 2013.
15. Erjavec, J.: Automotive Technology a Systems Approach, 4th edition, Thomson Delamar Learning, NY 2005.



16. Happian-Smith J.: An Introduction Modern Vehicle Design, Butterworth Heinemann, Oxford, 2002.
17. Applications - Car body - Body structures, The Aluminium Automotive Manual, european Aluminium Association, Version 2013.
18. Duffy E.J.: Auto Body Repair Technology, 5 edit., Delmar Cengage Learning, 2009.
18. Seiffert, H., Wech L.: Automotive Safety Handbook, Second Edition, Warrendale, Pa 15096-0001, USA, SAE International, 2007.
20. Lidwell W., Holden K., Butler J.: Univerzalna načela dizajna, Mate d.o.o., 2010.
21. Lewin T., Borroff R.: How to Design car slike pro, Quarto Pub. Group USA Inc., 2010.
22. Lewin T.: Speed Read Car Design, Quarto Publishing Group USA Inc., 2007.
23. Macey S., Wardle G.: H-Point, The Fundamentals of Car Design & Packaging, Design Studio Press, Culver City, CA, 2008.
24. DOK-ING XD, Tehnička dokumentacija, Zagreb, 2013.
25. Vukić F.: Automobil, jedna povijest, Arhitektonski fakultet Zagreb, 2016.
26. Zavada, J.: Prijevozna sredstva, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 2000.
27. Cerovac V.: Tehnika i sigurnost prometa, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 2001.
28. Mikulić, D.: Kočnice motornih vozila, Veleučilište Velika Gorica, Velika Gorica, 2010.
29. Mikulić, D.: Aktivni sustavi sigurnosti motornih vozila, Veleučilište Velika Gorica, Velika Gorica, 2011.
30. Šilić, Đ.: Ispitivanje motornih vozila, Veleučilište Velika Gorica, 2010.
31. Šilić, Đ., Stojković, V., Mikulić, D.: Goriva i maziva, Veleučilište Velika Gorica, 2012.
32. Čerlek, S.: Električna i elektronička oprema u vozilima, Senzori i izvršni sklopovi, Veleučilište Velika Gorica, 2011.
33. Stojković, V.: Upravljanje specijalnim vozilima. Planetarni mjenjači i mehanizmi zaokreta, Veleučilište Velika Gorica, 2013.
34. Popović, Č.: Teorija i konstrukcija motornih vozila, TŠC, Zagreb, 1988.
35. Hnatko, E.: Motorna cestovna vozila, Školski centar prometa, Zagreb, 1992.
36. Bjelovučić, D.: Motorna vozila, FSB, Skripta, Zagreb, 1992.
37. Marin, D.: Tehnologija automobila, Auto Mart, Zagreb, 2010.
38. Kalinić, Z.: Cestovna vozila 1 i 2, Školska knjiga, Zagreb, 2012.
39. Zakon o sigurnosti prometa na cestama, NN 67/2008.
40. Pravilnik o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama, NN 85/2016.

**Prilog 1.: Kategorizacija motornih vozila**

**Prilog 2.: Dinamički test vozila**



## Prilog 1.: Kategorizacija motornih vozila

### 1.1 Tehnička kategorizacija motornih vozila

Tehnička kategorizacija motornih vozila je određena uredbama 2007/46/EZ i 678/2011/EZ.

- L, mopedi, motocikli, četverocikli (L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>, L<sub>3</sub>, L<sub>4</sub>, L<sub>5</sub>, L<sub>6</sub>, L<sub>7</sub>), *Tablica 1.1.*
- M, osobni automobili i autobusi (M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>), *Tablica 1.2.*
- N, teretni automobili (N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub>), *Tablica 1.3.*
- O, priključna vozila (O<sub>1</sub>, O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, O<sub>4</sub>), *Tablica 1.4.*

**Tablica 1.1. L kategorija: cestovna motorna vozila, motorkotači**

#### MOPEDI, MOTOCIKLI, ČETVEROCIKLI

Kategorija	Broj kotača	Radni volumen	Projektne brzine
L <sub>1</sub>	2 kotača	≤50 cm <sup>3</sup> ili EM≤4kW	≤ 50 km/h
L <sub>2</sub>	3 kotača	≤50 cm <sup>3</sup> ili EM≤4kW	≤50 km/h
L <sub>3</sub>	2 kotača	>50 cm <sup>3</sup>	>50 km/h
L <sub>4</sub>	3 asimetrično postavljena kotača	>50 cm <sup>3</sup>	>50 km/h
L <sub>5</sub>	3 simetrično postavljena kotača	>50 cm <sup>3</sup> ≤ 1 t ukupne mase	>50 km/h
L <sub>6</sub>	4 kotača laki četverocikl	masa praznog vozila ≤ 350 kg	≤ 4 kW ≤ 45 km/h
L <sub>7</sub>	4 kotača četverocikl	masa praznog vozila ≤ 400 kg	neto snaga motora ≤ 15 kW

L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub> - mopedi; L<sub>3</sub> - motocikl s dva kotača; L<sub>4</sub> - motocikl s bočnom prikolicom; L<sub>5</sub> - motorni tricikl; L<sub>6</sub> - laki četverocikl (0,55 t); L<sub>7</sub> - četverocikl (za prijevoz osoba 0,60 t), za prijevoz tereta 1,55 t);

**Tablica 1.2. M kategorija: cestovna putnička motorna vozila za prijevoz osoba, s najmanje 4 kotača**

**OSOBNA VOZILA I AUTOBUSI (putnička vozila)**

Kategorija	Broj sjedala	Najveća dopuštena masa
M <sub>1</sub>	1 ≤ 9	
M <sub>1</sub>	> 9	≤ 5 t
M <sub>2</sub>	> 9	> 5 t

M<sub>1</sub> - osobna motorna vozila, koja osim sjedala vozača imaju najviše 8 sjedala  
M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub> - autobusi, koja osim sjedala vozača imaju više od 8 sjedala.

**Tablica 1.3. N kategorija: cestovna teretna motorna vozila za prijevoz tereta, s najmanje 4 kotača**

**TERETNA VOZILA**

Kategorija	Najveća dopuštena masa
N <sub>1</sub>	≤ 3,5
N <sub>2</sub>	>3,5 t ≤ 12 t
N <sub>3</sub>	>12 t

Teretno vozilo svako je motorno vozilo koje je namijenjeno prijevozu robe.

**Tablica 1.4. O kategorija: cestovna priključna vozila, tj. prikolice i poluprikolice koje se priključuju na motorna vozila**

**PRIKLJUČNA VOZILA (prikolice uključujući poluprikolice)**

Kategorija	Najveća dopuštena masa
O <sub>1</sub>	priključna vozila ≤ 0,75 t
O <sub>2</sub>	priključna vozila ≤ 0,75 t
O <sub>3</sub>	priključna vozila ≤ 0,75 t
O <sub>4</sub>	priključna vozila ≤ 0,75 t

*Prikolica* je priključno vozilo koje ukupnu masu preko svojih osovina prenosi na kolnik.

*Poluprikolica* je priključno vozilo bez prednje osovine, koje dio ukupne mase prenosi na vučno vozilo preko svojega prednjeg dijela kojim se oslanja na vučno vozilo.

## 1.2. Razvrstavanje M<sub>1</sub> vozila prema tipu karoserije

Tablica 1.5. Tipovi karoserije M1 vozila

Oznaka	Naziv	Opis
AA	<b>Limuzina</b> ( <i>Saloon</i> )	Ima sjedala za četvero ili petero putnika i fiksirani krov koji je pune visine sve do zadnjeg prozora. Može imati dvoja ili četvera vrata.
AB	<b>Vozilo sa stražnjim vratima</b> ( <i>Hatchback</i> )	To je vozilo sa stražnjim vratima, koja se otvaraju prema gore. Ima sjedala za četvero ili petero putnika. Može imati troja ili petera vrata
AC	<b>Karavan</b> ( <i>Station wagon</i> ) ( <i>Estate car</i> )	Oblik karoserije ima punu visinu cijelom dužinom putničke kabine kako bi se straga osigurao tovarni prostor.
AD	<b>Kupe</b> ( <i>Coupe</i> )	Ima sjedala za dvoje, četvero ili petero putnika. Vozilo ima dvoja vrata.
AE	<b>Kabriolet</b> ( <i>Convertible</i> )	To je osobni automobil s metalnim ili platnenim krovom, koji je moguće električnim ili ručnim putem sklopiti iza putničke kabine ili u prtljažnik. Za neke vrste kabrioleta koriste se zasebni nazivi, pa se tako sportski kabriolet s dvama sjedalima naziva <i>roadster</i> , <i>spyder</i> ili <i>spyder</i> . Moderni kabriolet s dvodijelnim električno sklopivim metalnim krovom naziva se i <i>coupe-cabriolet</i> ili skraćeno CC, budući da s podignutim krovom ima oblik kupea.
AF	<b>Višenamjensko vozilo</b> ( <i>Multi-purpose vehicle</i> )	Putnici i prtljaga u jednom su prostoru (kombi vozilo). Jednovolumensko ili <i>minivan</i> vozilo manje je od kombija. Prtljažnik se nalazi iza stražnjih sjedala.
AG	<b>Kamionet</b> ( <i>Truck station wagon</i> , <i>pick up</i> )	Putnici i prtljaga u odvojenom su prostoru ( <i>truck station wagon</i> ). Putnička kabina odvojena je od tovarnog prostora, koji je često otvoren i pravokutnog je oblika ( <i>pick up</i> ).

## 1.3. Trgovačka klasifikacija M<sub>1</sub> vozila

Trgovačka klasifikacija razvrstava M<sub>1</sub> vozila na 9 klasa: **A, B, C, D, E, F, S, M, J**, Tablica 1.6. Veliki broj vozila može se svrstati u te klase s pripadnim tehničkim karakteristikama različitih proizvođača. Primjerice vozila koja su proizvedena na istom podvozju (šasiji), pripadaju istom tehničkom segmentu.

Granice između klasa nije moguće u potpunosti definirati, zbog utjecaja većeg broja kriterija, ponajprije njihove veličine i mase, zatim snage, udobnosti i sigurnosti pojedinih vozila. Proizvođači motornih vozila svrstavaju modele vozila određenog oblika karoserije u pojedine klase i interno označavaju. Najbrojnija vozila nalaze se u srednjoj klasi, tj. **B i C** - segmentu kompaktnih limuzina ili hatchback vozila.

**Tablica 1.6. Klasifikacija M1 vozila)**

Kl.	EEC* (engl.)	Europsko tržište (segment)
A	<i>Mini cars</i>	<b>A-segment</b> <i>Mini cars</i>
B	<i>B-segment Small cars</i>	<b>B-segment</b> <i>Small cars</i>
C	<i>Medium cars</i>	<b>C-segment</b> <i>Medium cars</i>
D	<i>Large cars</i>	<b>D-segment</b> <i>Large cars</i>
E	<i>Executive cars</i>	<b>E-segment</b> <i>Executive cars</i>
F	<i>Luxury cars</i>	<b>F-segment</b> <i>Luxury cars</i>
S	<i>Sport coupe</i>	<b>S-segment</b> <i>Sport coupe</i>
M	<i>Multi purpose cars</i>	<b>M-segment</b> <i>Multi purpose cars</i>
J	<i>Sport utility cars</i>	<b>J-segment</b> <i>Sport utility cars</i>

#### 1.4. Razvrstavanje od strane proizvođača M<sub>1</sub> vozila

Proizvođači vozila i njihova udruženja, interno proširuju klasifikaciju. VW grupacija proizvođača M1 klase vozila, koristi sljedeće oznake:

**A00** – Mini klasa (*Mini class*)

**A0** – Niža klasa (*Small class*)

**A** – Niža srednja klasa (*Lower middle class*)

**B** – Srednja klasa (*Middle class*)

**C** – Viša srednja klasa (*Upper middle class*)

**D** – Visoka klasa (*Premium class*)

**S** – Sportska klasa (*Sport class*)

**MPV** – Višenamjenska klasa (*Multi purpose vehicles*)

**J (G)** – Terenska vozila (*Offroad segment*)

**SUV** – Sportski terenci (*Sport Utility Vehicle*), podsegment terenskih vozila **J**

Primjer pregleda VW grupacije proizvođača vozila, po klasi (segmentu) i tipu karoserije, prikazan je u **Tablici 1.7.**

Tablica 1.7. Pregled VW grupacije proizvođača vozila (2012 god.)

## TIP KAROSERIJE

Segment podsegment	Hatchback	Limuzina (Saloon)	Karavan (Estate car)	Kupe (Coupe)	Kabriolet (Convertible)	SUV
AOO	VW SEAT Škoda					
AO	Audi VW SEAT Škoda	VW Škoda	VW SEAT Škoda			
A	Audi VW SEAT	VW SEAT Škoda	VW SEAT Škoda	VW	Audi VW	Audi VW Škoda
B		Audi VW SEAT Škoda	Audi VW SEAT Škoda	Audi Porsche	Audi	Audi
C		Audi	Audi			Audi Porsche VW
D		Audi VW Bentley Porsche		Audi Bentley Lamborghini Porsche	Bentley Porsche	
S		Bentley		Bentley BUGATTI		

## 1.5. Hrvatska regulativa

Regulativa motornih vozila u Republici Hrvatskoj se temelji na Zakonu o sigurnosti prometa i pravilnicima:

- Zakon o sigurnosti prometa na cestama, Hrvatski sabor, NN 67/2008.
- Pravilnik o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama, Ministarstvo mora, prometa i infrastrukture RH, NN 51/2010; 84/2010.
- Pravilnik o ispitivanju vozila, Ministarstvo mora, prometa i infrastrukture RH, NN 152/2009.
- Pravilnik o homologaciji vozila, Državni zavod za mjeriteljstvo RH, NN 100/2005.
- Pravilnik o EU homologaciji i pojedinačnom odobravanju motornih vozila (sadržaj uredbe 2007/46/EZ), NN 9/2010.

*Pravilnik o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama* određuje osnovne tehničke podatke za dimenzije i mase motornih vozila, osovinska opterećenja, uređaje i opremu, te uvjete koje uređaji i oprema moraju zadovoljiti u prometu na cestama.



## Definicije temeljnih pojmova

*Najveća dužina vozila* jest razmak između najizbočenijega prednjeg i stražnjeg dijela vozila, bez tereta. *Najveća širina* vozila jest razmak između izbočenih bočnih dijelova vozila, bez tereta. *Najveća visina* vozila jest razmak između vodoravne podloge i najvišeg dijela vozila kad je neopterećeno i kada su gume napumpane na tlak koji propisuje proizvođač vozila.

### • Najveća dopuštena dužina vozila

- motornog vozila 12,00 m
- priključnog vozila s rudom 12,00 m
- poluprikolice 12,00 m
- tegljača s poluprikolicom 16,50 m
- vučnog vozila s prikolicom 18,75 m
- zglobnog autobusa 18,75 m
- autobusa s dvije osovine 13,50 m
- autobusa s više osovine 15,00 m
- autobusa s prikolicom 18,75 m
- vučnog vozila i prikolice, za prijevoz automobila 21,00 m
- mopeda, motocikla s bočnom prikolicom, tro i četverocikla 4,0 m

### • Najveća dopuštena širina, visina vozila, promjer okretanja

**Najveća dopuštena visina vozila je 4,0 m.** Visina vozila na kojem se izvodi nadogradnja ne smije biti veća od one koju je predvidio proizvođač vozila. *Najveća dopuštena visina* mopeda, mopeda s tri kotača, lakih četverocikla, motocikla, motornih tricikla, motocikla s bočnom prikolicom i četverocikla je 2,50 m.

**Najveća dopuštena širina vozila je 2,55 m.** Najveća dopuštena širina hladnjače sa stjenkom debljine 45 mm iznosi **2,60 m**. *Najveća dopuštena širina* mopeda na dva kotača je 1 m, mopeda na tri kotača, lakih četverocikla, motocikla, motornih tricikla, motocikla s bočnom prikolicom i četverocikla je 2,00 m.

Motorna i priključna vozila, kao i skupovi vozila moraju pri vožnji u krugu imati, promjer vanjske opisane kružnice bude najviše **25,0 m**, a promjer unutarnje kružnice najmanje **10,6 m**.

### • Najveće dopuštene mase vozila ili skupa vozila

*Najveća dopuštena masa* motornih vozila, priključnog vozila ili skupa vozila, osovinsko opterećenje vozila u stanju mirovanja na vodoravnoj podlozi, ne smiju prelaziti sljedeće iznose:

*Motorna vozila:*

- dvoosovinsko motorno vozilo 18 t
- troosovinsko motorno vozilo 25 t
- četveroosovinsko motorno vozilo 31 t
- troosovinski zglobni autobus 28 t

Najveća masa skupa vozila, tj. dvoosovinskog ili troosovinskog tegljača s dvo ili troosovinskom poluprikolicom ne smije prelaziti **40 tona**.

### • Najveće dopušteno osovinsko opterećenje vozila

U stanju mirovanja na vodoravnoj podlozi, osovinsko opterećenje ne smije prelaziti vrijednosti:

- jednostruka slobodna osovina, 10 t
- jednostruka pogonska osovina, 11,5 t

### ● **Specifična snaga vozila**

Odnos bruto snage motora izražene u kilovatima i najveće dopuštene mase vozila izražene u tonama mora biti:

- za osobne automobile, automobile i motocikle – najmanje 15 kW/t
- za autobuse, osim autobusa zglobnoga sastava – najmanje 9 kW/t
- za teretne automobile – najmanje 7 kW/t

### ● **Nosivost vozila**

Proizvođač vozila deklarira najveću dopuštenu masu i dopuštena osovinska opterećenja vozila. Podrazumijevaju se statička opterećenja u mirovanju na vodoravnoj podlozi, a ne dinamička opterećenja. *Nosivost vozila* određuje se kao razlika između najveće dopuštene mase vozila i mase praznog vozila.

**Osovinska opterećenja** pri potpuno opterećenom vozilu moraju ostati u granicama dopuštenih vrijednosti. Mjerenjem osovinskih opterećenja vozila provjeravaju se osovinska opterećenja vozila.

**Najveća dopuštena masa vozila** ukupna je masa vozila koju čini zbroj mase praznog vozila, putnika i tereta.

**Masa praznog vozila** je masa vozila spremnog za vožnju, uz napunjeni rezervoar goriva, rezervni kotač, sredstva za hlađenje i pranje vjetrobranskih stakala, aparat za gašenje požara, komplet alata s dizalicom, i drugu opremu, deklariranu od strane proizvođača (ne odnosi se na motor-kotače).

**Korisna nosivost**<sup>1</sup> jest teret koji je raspoređen u prazno vozilo, koji vozilo može prenositi ne prekoračujući dopuštena opterećenja osovina i dopuštenu ukupnu masu vozila. Nosivost se izražava masom (kg ili t) što je prikladno s gledišta uporabe. Kod proračuna konstrukcije vozila, nosivost se izražava težinom (N ili kN).

**Razmještaj tereta** na vozilu utječe na položaj težišta vozila odnosno na osovinsko opterećenje. Kod putničkih vozila, masa putnika u odnosu na masu vozila obično je takva da se promjena položaja težišta može zanemariti. To nije slučaj kod teretnih vozila, gdje su znatne razlike u masi praznog i punog vozila.

### **Homologacija vozila<sup>2</sup>**

**Homologacija** označava utvrđivanje sukladnosti proizvoda važećim prema propisima. To je postupak ispitivanja kojim ovlaštena ustanova ispituje sukladnost vozila s odredbama o homologaciji dijelova i opreme, koja se odnosi na **sigurnost uporabe vozila i zaštitu okoliša**. Proizvođači automobila ili dijelova za automobile, prije početka proizvodnje nekog novog modela ili dijela na njemu, moraju obaviti homologacijsko ispitivanje kod ovlaštene ustanove, tako da sva vozila kada stignu na tržište imaju homologacijske oznake.

Prije prve registracije vozila, provodi se postupak utvrđivanja sukladnosti za svako pojedinačno vozilo, kolokvijalnog naziva homologacija vozila.

Većina država u svijetu je propisala obvezu vlasnicima vozila da prije stavljanja vozila u promet, odnosno prije prve registracije ili prije uvoza, prilože dokaz (potvrdu, certifikat, COC - *Certificate of Conformity*) da predmetno vozilo zadovoljava odgovarajuće tehničke zahtjeve i druge propisane uvjete.

1 Norma ISO 2416

2 Uredba 207/46 EZ

### ***Postupak utvrđivanja sukladnosti vozila***

Ukoliko se radi o kupnji novog vozila, potrebno je pribaviti izvornik tzv. COC dokument. COC dokument izdaje proizvođač vozila, a sadrži tehničke podatke vozila i potvrdu da je ono iz serije vozila koja imaju homologaciju tipa vozila.

Ukoliko se radi o kupnji rabljenog vozila, koje u svojoj dokumentaciji nema COC dokument, potrebno je pribaviti zamjenski dokument, tzv. *potvrdu proizvođača*. Potvrdu proizvođača može izdati dobavljača/uvoznik u R. Hrvatsku.

# Prilog 2.

## 2. Dinamički test vozila

Motorna vozila ispitivaju se različitim testovima. S obzirom na vrstu i opseg testiranja, mogu se razlikovati prototipska testiranja i kompletna ispitivanja na akreditiranim testnim poligonima, *slika 2.1*. S obzirom na procjenu stabilnosti kretanja vozila i djelovanje aktivnih sustava stabilnosti, testiraju se performanse vozila. Obično se takav dinamički test naziva mastertest.

S ciljem usporedbe performansi sličnih vozila različitih proizvođača, provode se testiranja živosti vozila (ubrzanje, brzina i put u funkciji vremena prolaska određene vozne staze) i stabilnost vozila u propisanim različitim uvjetima, te reagiranja ugrađenih aktivnih sustava stabilnosti, ABS-a, ESC-a.

### Osnovna testiranja jesu:

- test ubrzanja do maksimalne brzine (ubrzanje, brzina i put u funkciji vremena)
- test dvostruke promjene pravca na suhoj stazi (ISO test)
- test naglog kočenja (tzv.  $\mu$  - split kočenje: stabilnost i put kočenja)
- test izbjegavanja iznenadne prepreke (jelen test – moouse test – *los test*)
- test promjene pravca na mokroj stazi (ABS test/ESC test)
- test stabilnosti u zavoju (ESC-test), slalom test (test upravljivosti)
- test potrošnje goriva, test udobnosti
- preglednost i mrtvi kutovi, testiranja svjetala, i drugo.



*Slika 2.1. Testni poligon CONTIDROM - Hannover*

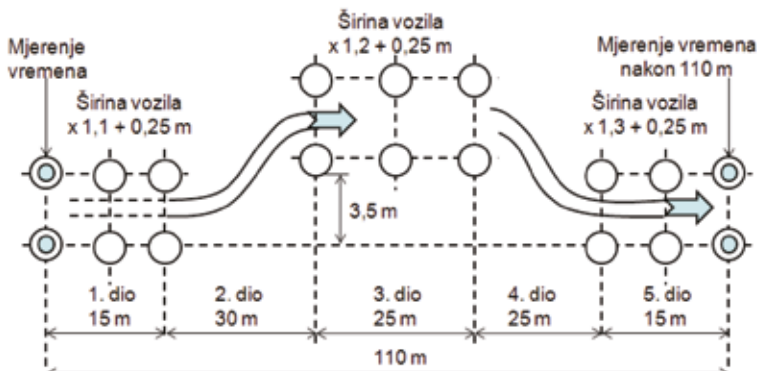
## 2.1. Test promjene pravca

Test dvostruke promjene pravca pruža procjenu upravljivosti vozila putem svladavanja prepreka na autocesti pri brzinama većim od 110 km/h, *slika 2.2*. Brzina se postupno povećava sve dok se čunjevi ne počnu rušiti. Probno testiranje počinje s praznim vozilom (nenatovareno, u vozilu su dvije osobe, pun spremnik goriva i oprema za testiranje). Test se ponavlja s opterećenim vozilom (pun prtljažnik, vreće pijeska na stražnjim sjedalima) do proklamirane korisne nosivosti vozila. Testiranje pojedinih vozila prati mjerenje brzine, ubrzanja i vremena, što se može vrednovati i ocjenjivati.

### Primjer, podaci testiranja vozila VW Passat i Opel Vectra

- Vozilo *VW Passat 2.0 TDI Comfortline* postiglo je izlaznu brzinu praznog vozila od 122 km/h, a izlazna brzina opterećenog vozila iznosila je 118 km/h.
- Vozilo *Opel Vectra 1.9 CDTI Edition* postiglo je izlaznu brzinu praznog vozila od 121,5 km/h, a izlazna brzina opterećenog vozila iznosila je 119 km/h.

### ISO promjena vozne staze



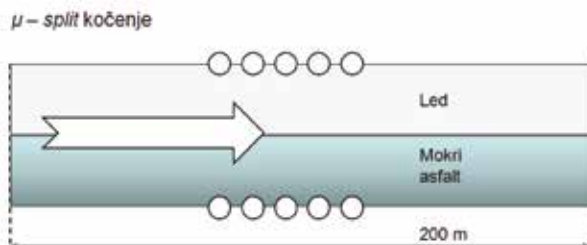
*Slika 2.2. Testna staza dvostruke promjene pravca (ISO/TR 3888-1)*

## 2.2. Test naglog kočenja ( $\mu$ -split kočenje)

Kotači lijeve i desne strane vozila na različitoj su podlozi, jedni kotači su na ledu a drugi na mokrom asfaltu, *slika 2.3*. Testira se ABS-sustav i ESC-sustav snažnim kočenjem pri većim brzinama kretanja, za neopterećeno i opterećeno vozilo, te ASR sustav kod ubrzanja vozila. Snima se ponašanje vozila (zanošenje) i put zaustavljanja. Vozilo se ne smije destabilizirati i treba ostvariti najmanji put kočenja. Pritom se prati mirnoća ili reakcija kontriranja vozača protiv izlijetanja sa staze.

### Primjer:

- Vozilo *VW Passat* postiže zaustavni put od 86 m pri brzini kočenja 100 km/h.
- Vozilo *Opel Vectra* postiže zaustavni put od 88 m pri brzini kočenja 100 km/h.



*Slika 2.3. Testna staza  $\mu$ -split kočenje*

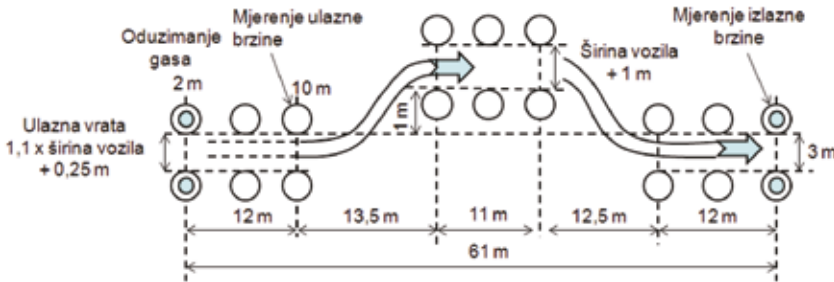
### 2.3. VDA-test (Moose-test, Jelen-test)

Izbjegavanje iznenadne prepreke na autocesti i vraćanje u prvobitnu stazu vrlo je zahtjevno za vozilo, a provodi se na kraćoj stazi, **slika 2.4**. Pritom su vozila bez ESC-a sklona prevrtanju. Prva generacija Mercedes-a A-klase učinila je - zbog prevrtanja ovaj test poznatim kao VDA-test (VDA-Verband der Automobilindustrie), nazvan i moose test (los-test, vrsta jelena na autocesti, iznenadna pojava životinje). ESC-sustav treba uspješno otkloniti mogućnost zanošenja vozila u kritičnoj situaciji, bilo vozilo prazno ili opterećeno. Može se procijeniti da će limuzine lakše svladati VDA-test nego kompakt vozila.

Primjer:

- Prazno vozilo *VW Passat* imalo je ulaznu brzinu 70 km/h, a izlaznu 69 km/h, dok je opterećeno imao ulaznu brzinu 48 km/h, a izlaznu brzinu 52 km/h.
- Prazno vozilo *Opel Vectra* imalo je ulaznu brzinu 74 km/h, a izlaznu 71 km/h, dok je opterećeno imao ulaznu brzinu 48 km/h, a izlaznu brzinu 53 km/h.

#### VDA test (Moose test)



**Slika 2.4. Testna staza Moose-testa, ISO 3888-2:2011**

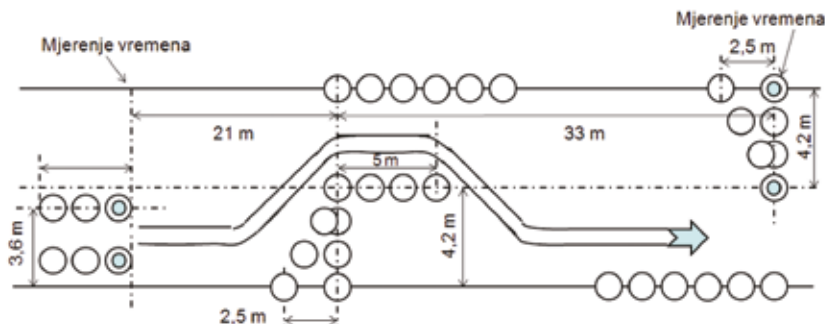
### 2.4. Test promjene pravca na mokroj stazi

Kao i na los-testu, vozilo najprije mora promijeniti voznu stazu ulijevo, a onda se vratiti u prvotnu stazu. Posebnost testa je to što se odvija na potpuno mokroj stazi, **slika 2.5**. Na testu se pokazuje da su vozila s prednjim pogonom uspješnija, kako prazna tako i opterećena. U trenucima promjene staze neka vozila loše drže cestu, što zahtjeva veći napor vozača.

Primjer:

- Prazno vozilo *VW Passat* postiže izlaznu brzinu od 88 km/h, a opterećeno 76 km/h.
- Prazno vozilo *Opel Vectra* postiže izlaznu brzinu od 85 km/h, a opterećeno 74 km/h.

#### Promjena pravca na mokroj stazi



**Slika 2.5. Test dvostruke promjene pravca na mokroj stazi**

## 2.5. Test stabilnosti u zavoju

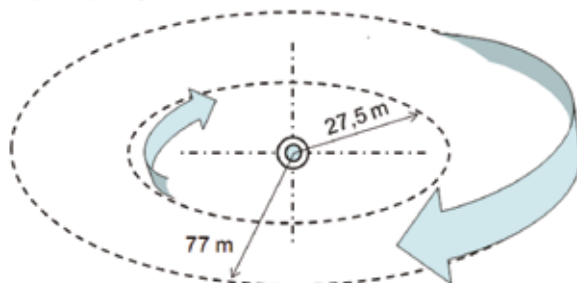
Testira se podupravljivost vozila na dva različita kruga: na malom radijusu i mokrom asfaltu, te na velikom radijusu i suhom asfaltu, *slika 2.6*. Ispituje se pri kojoj će brzini vozilo imati podupravljanje, odnosno klizati i zanositi (neopterećeno i opterećeno).

Neka vozila brže će prestupiti vanjski krug, a druga će zadržavati pravac koji drži vozač. Na istom zatvorenom krugu može se testirati mogućnost promjene staze. Pritom se kod nekih vozila stražnji kraj vozila zanesu prije nego što reagira ESC-sustav protiv zanošenja.

### Primjer:

- Vozilo *VW Passat* na manjem krugu i mokrom asfaltu počinje podupravljati pri brzini od 50 km/h uz bočno ubrzanje od  $0,72g$  ( $\approx 7,2 \text{ m/s}^2$ ), dok na većem krugu suhog asfalta počinje podupravljati pri 105 km/h uz bočno ubrzanje od  $0,88g$  ( $\approx 8,8 \text{ m/s}^2$ ).
- Vozilo *Opel Vectra* na manjem krugu i mokrom asfaltu počinje podupravljati pri brzini od 48 km/h uz bočno ubrzanje od  $0,68g$  ( $\approx 6,8 \text{ m/s}^2$ ), dok na većem krugu suhog asfalta počinje podupravljati pri 105,6 km/h uz bočno ubrzanje od  $0,89g$  ( $\approx 8,9 \text{ m/s}^2$ ).

### Test podupravljivosti



**Slika 2.6. Test stabilnosti vozila u zatvorenom krugu; mokri krug promjera 55 m; suhi krug promjera 154 m**

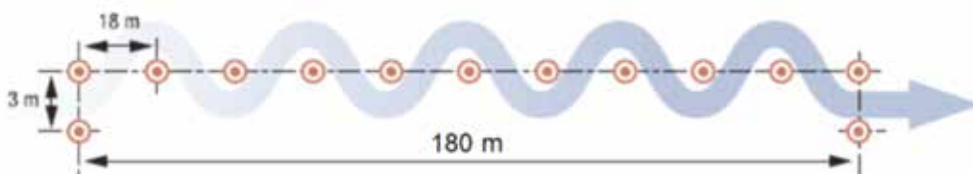
## 2.6. Slalom test

Slalom staza duga je 180 m, s čunjevima na međusobnom razmaku od 18 m, *slika 2.7*. Testira se upravljivost - držanje pravca i stabilnost vozila, što je vrlo važno kod prolaska kroz povezane cestovne zavoje, kako za neopterećeno tako i za opterećeno vozilo. Testira se također funkcija ESC-a jer njegova kalibracija bitno utječe na to hoće li vožnja kroz zavoje biti harmonična ili ne. Očekuju su male razlike u prolaznim vremenima kod iste klase različitih vozila.

### Primjer:

- Prazno vozilo *VW Passat* postiže izlaznu brzinu od 61 km/h, a opterećeno vozilo brzinu od 60 km/h.
- Prazno vozilo *Opel Vectra* postiže izlaznu brzinu od 59,7 km/h, a opterećeno vozilo brzinu od 58,4 km/h.

### Slalom test



**Slika 2.7. Slalom test**

## **Partneri i sponzori**







**CENTAR ZA VOZILA HRVATSKE d.d.**  
Zagreb, Capraška 6  
[www.cvh.hr](http://www.cvh.hr)

**MB: 3213501**  
**OIB: 73294314024**  
**IBAN: HR1424020061100015375**

**CENTAR ZA VOZILA HRVATSKE d.d.**

Capraška 6, 10000 Zagreb

Tel. +385 1 4833-444

Fax: +385 1 4833-610

[www.cvh.hr](http://www.cvh.hr)

**Centar za vozila Hrvatske (CVH)** je ustanova ovlaštena za poslove organiziranja i jedinstvenog provođenja tehničkih pregleda vozila, organiziranja poslova registracije vozila u stanicama za tehničke preglede vozila, organiziranja sustava provjere sukladnosti vozila, ispitivanja vozila, ADR, itd.. U sustavu o kojem CVH brine i održava ga, zaposleno je oko 1700 licenciranih nadzornika tehničke ispravnosti vozila i referenata za poslove registracije vozila koji su raspoređeni u 167 stanica za redovni i preventivni tehnički pregled vozila.

**Poslovi koji su vezani uz sustav tehničkog pregleda i registracije vozila su:**

- osiguranje i provođenje tehničkog pregleda s ispitivanjem ispušnih plinova
- održavanje i provjera ispitnih uređaja
- stalna obuka nadzornika za tehničku ispravnost vozila
- organiziranje i provedba poslova registracije
- izdavanje kataloga vrijednosti vozila
- informiranje o novim tehničkim rješenjima

**Poslovi vezani uz različite sustave ispitivanja vozila**

- ispitivanje vozila
- provjera sukladnosti vozila
- sustavno se prate zakonski i tehnički propisi Europske unije, ekonomskog povjerenstva za Europu Ujedinjenih naroda, CEMT-a i drugih organizacija na području izrade, ispitivanja i registracije vozila
- obavljaju se ispitivanja i pojedinačne homologacijske provjere raznovrsnih vozila (ADR vozila, samogradnje, dograđenih i pregrađenih vozila)

**Akreditacija CVH**

Pododjel za tehnički pregled i registraciju vozila CVH je inspeksijsko tijelo akreditirano prema zahtjevima norme HRN EN ISO/IEC 17020 za provedbu redovnih, periodičnih i izvanrednih tehničkih pregleda cestovnih vozila te periodičnih tehničkih pregleda kočnica cestovnih vozila. Mjeriteljski laboratorij CVH akreditiran je umjerni laboratorij, a Laboratorij za homologacijska ispitivanja CVH akreditiran je ispitni laboratorij, oba prema zahtjevima norme HRN EN ISO/IEC 17025 za metode koje su opisane u pripadnim područjima akreditacije.

**CENTAR ZA VOZILA HRVATSKE d.d.**

Capraška 6, HR - 10000 Zagreb

Mjeriteljski laboratorij - HRN EN ISO/IEC 17025

Capraška 4, HR-10000 Zagreb

Laboratorij za homologacijska ispitivanja - HRN EN ISO/IEC 17025

Sisačka 39c, HR - 10410 Velika Gorica

Pododjel za tehnički pregled i registraciju vozila- HRN EN ISO/IEC 17020

Capraška 6, HR - 10000 Zagreb

Lokacija: Stanica za tehnički pregled "Institut"

Sisačka 39c, HR - 10410 Velika Gorica

Pododjel za posebna ispitivanja - HRN EN ISO/IEC 17020

Sisačka 39c, HR - 10410 Velika Gorica



Pouzdan  
partner za  
Vaše vozilo.



AUTO HRVATSKA



 0800 1952

 [autohrvatska.hr](http://autohrvatska.hr)



## DOK-ING d.o.o.

Kanalski put 1, 10 000 Zagreb

Tel: +385 2481 300

Fax: +385 2481 303

E-mail: [info@dok-ing.hr](mailto:info@dok-ing.hr)

[www.dok-ing.hr](http://www.dok-ing.hr)



DOK-ING d.o.o. je tvrtka za razvoj i proizvodnju specijalnih strojeva na daljinsko upravljanje i opreme. Razvoj i proizvodnja uključuje:

- ❖ strojeve za humanitarno razminiranje (MV-4, MV-10)
- ❖ strojeve za rudarstvo/ podzemni niski profil (MVD)
- ❖ strojeve za protupožarno djelovanje (Jelka)
- ❖ višenamjenske robotske strojeve (EOD)
- ❖ elektrovozila (E-XD)



Svi proizvodi se izvoze naručiteljima iz SAD, Švedske, Irske, Australije, Norveške, Švicarske, Rusije, Južnoafričke Republike, itd. Stroj za razminiranje je kodificiran i nosi svoju NATO oznaku Stock Number (NSN).

Tvrtka DOK-ING je dobitnik domaćih i međunarodnih nagrada za izvoz i inovacije:

*GOLDEN KEY – Zagreb 2008.; SILVER MEDAL - London 2008.; IPEX - GOLD MEDAL – Pittsburg 2006., i drugo.*





## Generator znanja

Prvi tehnički opremljen edukacijski centar u Hrvatskoj za automehaničarske i autoelektričarske radionice. Poboljšajte kvalitetu svoje usluge i upoznajte se s modernim tehnologijama i trendovima.

***Tehnička i praktična znanja!***



**TOKIĆ**  
Sigurnost u pokretu

0800 5775  
KUPUJTE UPOKOJENIJE

WhatsApp  
091 123 5775



YouTube





---

Dinko Mikulić  
**MOTORNA VOZILA**  
Teorija kretanja i konstrukcija  
III. izdanje

***Nakladnik:***  
Veleučilište Velika Gorica

***Lektorica:***  
Marta Lukić, prof.

***Grafička obrada***  
Vladimir Buzolić-Stegu

***Tisak:***  
Tiskara Zelina d.d.

CIP zapis je dostupan u računalnom katalogu  
Nacionalne i sveučilišne knjižnice u Zagrebu  
pod brojem: 001055914.

ISBN: 978-953-7716-89-9