MAŠINSKI FAKULTET UNIVERZITETA U TUZLI

Ivan Filipović

MOTORI I MOTORNA VOZILA

Tuzla, februar, 2006.

P R E D G O V O R

Ovaj udžbenik namijenjen je studentima mašinskih fakulteta usmjerenja: energetika, procesna tehnologija, konstruktivno mašinstvo, itd., gdje se izučavaju samo osnovne karakteristike motora i vozila. Sadržaj udžbenika je koncipiran tako da čitaoca upozna sa osnovnim principima rada, konstruktivnim karakteristikama i funkcionalnim veličinama motora sa unutarnjim izgaranjem kao i vozila sa svim bitnim sklopovima.

Gradivo je podijeljeno u 23 zasebne cjeline. Privih 16 cjelina obrađuje karakteristike motora, gdje spadaju: osnovni pojmovi o motoru sui, glavni dijelovi motora, ciklusi (idealni i stvarni) pokazatelji i karakteristike motora, toplotni bilans, sistemi za dobavu goriva i zraka, sistemi za podmazivanje i hlađenje motora, sistem razvoda radne materije, sistemi startovanja i paljenja motora, sistemi za prečišćavanje ulja, goriva i zraka, sistem nadpunjenja (prehranjivanja), itd. Preostale cjeline tretiraju glavne podsklopove i elemente vozila, i to: transmisiju (spojnica, mjenjač, kardansko vratilo, glavni prenos sa diferencijalom, pogonske poluosovine i točkovi), ram i karoserija vozila, sistem elastičnog oslanjanja vozila, sistem upravljanja, sistem kočenja i ostali uređaji koji se mogu nalaziti na vozilu.
Na kraju je dat zaključni komentar i korištena literatura, poslije čega se nalazi poseban dodatak udžbeniku koji obrađuje konkretne primjere (zadataka) iz područja motora i vozila. Svi primjeri u dodatku, ili su detaljno i postupno urađeni, ili imaju samo konačna rješenja, su zasnovani na realnim vrijednostima, odnosno konkretnim primjerima iz prakse. Ovo omogućava studentima da pored iznesenih teoretskih i praktičnih saznanja o motorima i vozilima, dobiju osjećaj realnih vrijednosti pojedinih parametara motornih vozila

Tuzla, februar, 2006. Autor

SADRŽAJ

1.	Uvod	1
1.1	Klasifikacija motornih vozila	1
1.2	Osnovni sistemi motornog vozila	3
2.	Motori sa unutarnjim izgaranjem	5
2.1	Definicija motora sui	5
2.2	Prednosti i nedostaci motora sui	5
2.3	Podjela motora sui	5
2.4	Glavni djelovi motora sui	13
2.4.1	Pokretni djelovi motora	13
2.4.2	Osnovni nepokretni djelovi motora sui	23
2.5	Pomoćni sistemi i uređaji motora sui	28
3.	Idealni ciklusi motora sui	30
3.1	Uvod	30
3.2	Karakteristike idealnog ciklusa	30
3.2.1	Uopšteni idealni ciklus	32
3.2.2	Specifični slučajevi idealnih ciklusa	36
3.2.3	Analiza uticajnih faktora	38
4.	Stvarni ciklus motora sui	42
5.	Pokazatelji za ocjenu radnog ciklusa	45
5.1	Indicirani parametri	45
5.2	Međusobna zavisnost osnovnih parametara	50
5.3	Efektivni pokazatelji	51
5.4	Određivanje mehaničkog stepena iskorištenja	52
6.	Toplotni bilans motora	53
7.	Nadpunjeni (prehranjivani) motori – osnovne karakteristike	55
7.1	Uvod	55
7.2	Osnovne karakteristike TK agregata	56
7.3	Pregled sistema nadpunjenja	59
8.	Karakteristike motora	61
8.1	Brzinske karakteristike	61
8.2	Karakteristike opterećenja	63
8.3	Univerzalne karakteristike	64
9.	Stvaranje smješe kod oto motora	65
9.1	Princip rada prostog (elementarnog) karburatora	68
9.2	Podjela karburatora	69
9.3	Instalacije sa ubrizgavanjem lakog goriva	71
10.	Ostvarenje smješe kod dizel motora	77
10.1	Osnovni zahtjevi instalacije za raspršivanje goriva	77
10.2	Osnovni razlozi raspršivanja goriva i uticaj okoline na mlaz goriva	77
10.3	Podjela sistema za napajanje gorivom dizel motora	79
10.4	Koncepcija uobičajenih sistema za ubrizgavanje dizel goriva	81
10.5	Osn ovne –karakteristike sistema za ubrizgavanje	84
11.	Usisna i izduvna instalacija	86
11.1	Osnovni zadaci	86
11.2	Podjela instalacija	87

11.3 Konstrukcija instalacija 87
11.4 Dodatni uredjaji za smanjenje emisije toksičnih komponenti i buke 89
11.4.1 Uredjaji za smanjenje emisije toksičnih gasova 89
11.4.2 Uredjaji za smanjenje buke motora 91
12. Prečišćavanje ulja, goriva i zraka 93
12.1 Svrha prečišćavanja 93
12.2 Podjela i konstrukcija prečistača 93
12.2.1 Prečistači za ulje 93
12.2.2 Prečistači za goriva 95
12.2.3 Prečistači za zrak 95
13. Uređaji za startovanje motora 98
13.1 Osnovni zadatak i načini startovanja motora 98
13.2 Elektro pokretač 99
13.3 Startovanje motora sa sabijenim zrakom 102
14. Prinudno palenje smjese 103
14.1 Osnovni zadaci 103
14.2 Podjela instalacija 103
14.3 Instalacija za induktivno-baterijsko palenje 104
14.4 Instalacija za induktivno-magnetno palenje 106
14.5 Osnovni sistemi za paljenje 107
15. Instalacija za podmazivanje 109
15.1 Svrha 109
15.2 Podjela instalacija 109
15.3 Osnovne šeme instalacija 110
15.4 Osnovni elementi instalacije 112
16. Instalacija za hlađenje 114
16.1 Osnovni zadaci 114
16.2 Podjela instalacija 114
17. Osnovi dinamike drumskih vozila 119
17.1 Kotrljanje točka 119
17.2 Određivanje koordinata težišta vozila 122
17.3 Stabilnost vozila pri kretanju u krivini 124
17.4 Izbor pogonskog agregata (motora sui) 126
17.5 Vučno-dinamičke karakteristike vozila 128
18. Sistemi prenosa snage i transformacije obrtnog momenta (transmisija) 133
18.1 Spojnica 134
18.1.1 Frikcione spojnice 134
18.1.2 Hidraulične spojnice 138
18.1.3 Elektromagnetne spojnice 140
18.2 Mjenjači 140
18.2.1 Stupnjevani mjenjači 141
18.2.1.1 Stupnjevani mjenjači sa kliznim zupčanicima 143
18.2.1.2 Stupnjevani mjenjači sa stalno uzubljenim zupčanicima 144
18.2.1.3 Stupnjevani mjenjači sa pokretnim osama vratila - planetarni mjenjači 150
18.2.2 Kontinuirani prenosnici - mjenjači 152
18.2.2.1 Mehanički kontinuirani prenosnici 152
18.2.2.2 Hidraulični kontinuirani prenosnici 154
18.2.2.3 Električni kontinuirani prenosnici 157
18.2.2.4 Hidro mehanički mjenjači 157

18.3 Zglobni (kardanski) prenosnici 162
18.3.1 Zglobovi nejednakih ugaonih brzina 164
18.3.2 Zglobovi jednakih ugaonih brzina (sinhroni zglobovi) 166
18.3.3 Elastični zglobni prenosnici 167
18.4 Pogonski (vodeći) most 168
18.4.1 Glavni prenos 169
18.4.2 Diferencijal 172
18.4.3 Poluvratila (poluosovine) 177
18.4.4 Pogon na više mostova (razvodnik pogona) 180
18.5 Točkovi i pneumatici (gume) 182
19. Ram i karoserija vozila 186
20. Sistem oslanjanja (ovješenja) 190
20.1 Oscilatorni model sistema elastičnog vješanja motornog vozila 190
20.2 Vrste i klasifikacija sistema oslanjanja 191
20.3 Elastični elementi 195
20.3.1 Lisnate opruge (gibnjevi) 196
20.3.2 Zavojne opruge 198
20.3.3 Torzione opruge (torzioni štapovi) 200
20.3.4 Pneumatski i hidropneumatski elastični elementi 202
20.4 Elementi za vođenje točka 205
20.5 Elementi za prigušenje oscilovanja 208
20.6 Stabilizatori 211
21. Sistem za upravljanje vozilom 213
21.1 Upravljački točak 219
21.2 Upravljački mehanizam 219
21.3 Prenosni mehanizam (spone) 221
21.4 Upravljački most i geometrija upravljačkih točkova 224
21.5 Servoupravljači 227
22. Sistem za kočenje vozila 229
22.1 Gradnja kočnih sistema 230
22.2 Kočioni mehanizam (kočnica) 233
22.2.1 Frikcioni kočioni mehanizam u točku 233
22.3 Sistem za aktiviranje kočionog mehanizma (prenosni mehanizam) 235
22.4 Trajni usporivači motornih vozila – dopunski kočioni sistem 240
22.4.1 Leptir motorna kočnica – trajni usporivač 241
22.4.2 Motor-kompresor-trajni usporivač 242
22.4.3 Elektro-magnetna kočnica – trajni usporivač 243
22.4.4 Hidrodinamička kočnica – trajni usporivač 243
22.5 Stabilnost vozila pri kočenju 245
23. Ostali uređaji na vozilu 247
24 Zaključak 248
26. Literatura 249
Dodatak (vježbe) 251

1. UVOD

Današnji stepen razvoja motornih vozila karakteriše se proizvodnjom vrlo širokog spektra različitih vrsta, tipova i katergorija vozila. Savremena vozila karakterišu se velikom složenošću mehanizama, koji se nalaze na njima. Posebno treba istaći automatizaciju i elektronsku kontrolu pojedinih procesa na vozilu sa ciljem zadržavanja njegove konkurentnosti. U budućnosti se očekuje dalji intenzivni razvoj motornih vozila uz maksimalno angažovanje stručnjaka različitog profila (mašinci, elektroničari, tehnolozi, električari, dizajneri, ekonomisti, ekolozi, itd).
Borba za opstanak vozila na tržištu traži stalno poboljšanje kvaliteta istog. Pojam "kvaliteta" vozila uključuje čitav niz karakteristika, koje predstavljaju mjerilo za ocjenu vozila. Karakteristike vozila se mogu podijeliti u četiri grupe i to:

- Performanse, koje obuhvataju energetske, eksploatacione i ekološke karakteristike vozila.
- Pouzdanost, koja obuhvata sve one parametre kvaliteta, koji se odnose na mogućnost nesmetanog obavljanja svih funkcionalnih zadataka u toku eksploatacije u svim radnim uslovima.
- Ekonomičnost, koja obuhvata sve elemente, koji se odnose na ekonomsku opravdanost korištenja vozila.
- Bezbijednost, obuhvata sve one komponente kvaliteta, koje se odnose na stepen sigurnosti korištenja vozila sa stanovišta vozača, putnike i okoline u najširem smislu riječi.

Da će se u budućnosti intenzivirati razvoj motornih vozila, govore sljedeće činjenice:

- Industrija motornih i priključnih vozila je još uvijek najveća i najjača industrija na svijetu
- Motorno vozilo služi za zadovoljenje osnovnih potreba čovječanstva
- Predmet najveće robne razmijene je automobil i
- Industrija automobila predstavlja sintezu svih tehnologija, a sa zrakoplovima i svemirskim letjelicama, automobil je najkompleksniji proizvod čovječanstva.

1.1 Klasifikacija motornih vozila

Pod motornim vozilom podrazumijeva se samohodna mašina pogonjena motorom, koja se kreće uglavnom po kopnu, a najčešće nije vezana za određenu trajektoriju. U motorna vozila mogu se uključiti i mašine, koje imaju mogućnost da se kreću i po kopnu i po vodi (amfibijska motorna vozila specijalne namjene) kao i ona vozila, koja mogu da se kreću, kako po slobodnim tako i po unaprijed utvrđenim trajektorijama (tzv. automatski vođena vozila). Pored vozila obuhvaćenih gornjom definicijom, u vozila spadaju i sve vrste priključnih vozila za motorna vozila, kao i njihove kombinacije vučnih vozova.
Najčešće se kao osnovni parametar za klasifikaciju motornih vozila uzima njihova namjena. U tom smislu se motorna vozila mogu podijeliti na dvije osnovne grupe:

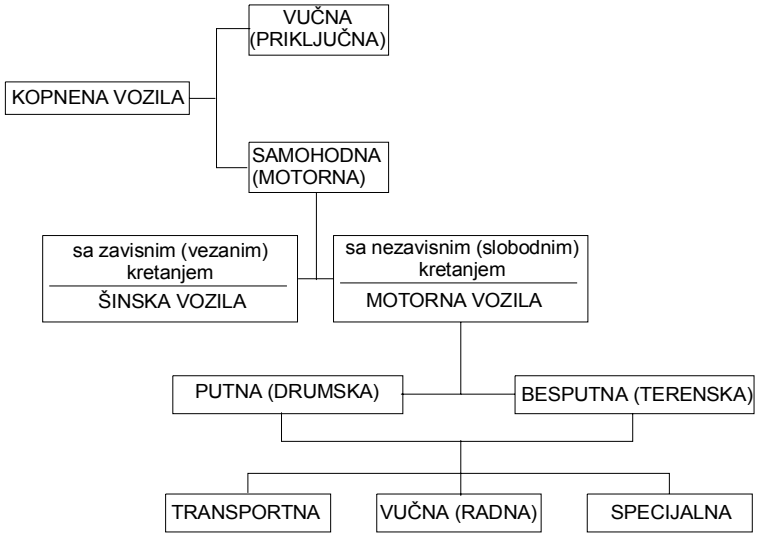
- putna i
- besputna motorna vozila,

gdje se prva kreću po posebno izrađenim putevima, a druga se kreću po najrazličitijim podlogama bespuća.
Na osnovu uže namjene i putna i besputna motorna vozila mogu da se podijele na

- transportna
- vučna (radna) i
- specijalna vozila

Transportna vozila su namijenjena za prevoz robe ili ljudi, na određenim relacijama, pri određenoj brzini kretanja.

Vučna vozila u sklopu sa nekom radnom mašinom ili uređajem obavljaju određene operacije u raznim oblastima privrede (šumarstvo, građevinarstvo, komunalne djelatnosti, itd.). Ovdje je bitna vučna sila na poteznici (F_p), odnosno snaga (P_m) za pogon priključne mašine.
Specijalna motorna vozila, koja imaju posebne karakteristike, ovisno od namjene (za sport, vojsku, zdravstvene, itd. usluge.)
Na sl. 1 data je šema klasifikacije kopnenih vozila. Podjela motornih vozila može da se vrši i u odnosu



Sl. 1 Šema podjele (klasifikacija) kopnenih vozila

na druge značajne parametre, kao npr.:

- prema načinu ostvarenja kretanja (motorna vozila sa točkovima, motorna vozila sa gusjenicama),
- prema vrsti pogona (motorna vozila sa motorom sus, sa elektropogonom, sa gasnom turbinom, itd.), itd.

U okviru ECE propisa izvršena je posebna klasifikacija drumskih vozila, kako slijedi:

a) Kategorija L: Motorna vozila sa manje od četiri točka. Ova kategorija se dijeli u pet podkategorija i to:
   - kategorija L_1 su vozila sa dva točka, čija radna zapremina motora nije veća od 50 cm^3, a maksimalna konstruktivna brzina nije veća od 40 km/h.
   - kategorija L_2 su vozila sa tri točka, čija radna zapremina motora je veća od 50 cm^3, a maksimalna brzina ne prelazi 40 km/h.
   - kategorija L_3 su vozila sa dva točka, čija je radna zapremina motora veća od 50 cm^3, ili je konstrukcijska (maksimalna) brzina veća od 40 km/h.
   - kategorija L_4 su vozila sa tri točka asimetrično postavljena u odnosu na srednju podužnu osu, čija je konstruktivna brzina veća od 40 km/h (motocikli sa bočnom prikolicom).
   - kategorija L_5 su vozila sa tri točka asimetrično postavljena u odnosu na srednju podužnu osu, čija naveća masa nije veća od 1000 kg i čija je radna zapremina veća od 50 cm^3 ili im je konstrukcijska brzina veća od 40 km/h.

b) Kategorija M: Motorna vozila sa najmanje četiri točka ili sa tri točka i najvećom masom iznad 1000 kg, koja služe za prevoz putnika. Ova kategorija se dijeli u četiri podkategorije i to:

   - kategorija M_1 (a) su vozila koja imaju tri ili pet vrata i bočne prozore iza vozača, a čija maksimalna masa opterećenog vozila ne prelazi 3.500 kg, izrađena prvenstveno za prevoz putnika, ali koja mogu biti preuređena i za djelimični prevoz tereta.
   - kategorija M_1 (b) su vozila koja su konstuisana i izrađena za prevoz tereta, ali koja mogu adaptiranjem pomoću nepokretnih ili obarajućih sjedišta da se primijene za prevoz više od tri putnika, a čija maksimalna masa opterećenog vozila u oba slučaja ne prelazi 3.500 kg.

- kategorija M_2 su vozila za prevoz putnika, koja osim sjedišta vozača imaju više od 8 sjedišta i čija maksimalna masa nije veća od 5.000 kg.

c) Kategorija N: Motorna vozila sa najmanje četiri točka ili vozila sa tri točka čija je maksimalna masa iznad 1000 kg, a koja se u oba slučaja koriste za prevoz tereta, dijele se u tri podkategorije i to:

- kategorija N_1 su vozila za prevoz tereta, čija najveća masa nije veća od 3.500 kg,
- kategorija N_2 su vozila za prevoz tereta, čija je najveća masa iznad 3.500 kg, ali ne iznad 12.000 kg,
- kategorija N_3 su vozila za prevoz tereta sa najvećom masom iznad 12.000 kg.

d) Kategorija O: Ovdje spadaju prikolice i poluprikolice. Dijele se u četiri podgrupe:

- kategorija O_1 su prikolice sa jednom osovinom, čija najveća masa nije veća od 750 kg.
- kategorija O_2 su prikolice čija najveća masa nije veća od 3.500 kg, sa izuzetkom prikolica kategorije O_1.
- kategorija O_3 su prikolice čija je najveća masa iznad 3.500 kg, ali ne iznad 10.000 kg.
- kategorija O_4 su prikolice čija je najveća masa iznad 10.000 kg.

Pored ovih podjela postoje i druge vrste podjela, kao npr.:

- vozila sa dva i tri točka i
- vozila sa četiri i više točkova

Motorna vozila sa dva i tri točka mogu se podijeliti na:

- motorne dvokolice (hodna zapremina 30 ÷ 50 cm^3, brzina 20 ÷ 40 km/h)
- mopede (hodna zapremina do 50 cm^3, max. brzina do 60 km/h)
- skuteri (hodna zapremina do 175 cm^3, mjenjač 2 ÷ 4 stepena, max. brzina do 90 km/h)
- motorkotači (hodna zapremina do 1300 cm^3, mjenjač 2 ÷ 6 stepeni, max. brzina do 250 km/h)
- motorne trokolice za prevoz tereta do 500 kg
- laka vozila na tri točka za prevoz tereta (do 850 kg) ili prevoz putnika (2 ÷ 6 osoba)

Motorna vozila sa četiri i više točkova, mogu se podijeliti na:

- putničke automobile
- autobuse
- kombi vozila
- teretna vozila
- specijalna vozila

Ispravno izvršena klasifikacija i tipizacija vozila omogućava da se uspješno obavi i tipizacija čitavog niza sklopova i elemenata, kao i vozila u cjelini. Ovo se sve svodi na standardizaciju elemenata, sklopova, sistema, pa i čitavih vozila, što ima vrlo važno mjesto u proizvodnji motornih vozila u svijetu.

1.2 Osnovni sistemi motornog vozila

Neovisno od namjene i konstuktivne izvedbe kod motornih vozila se razlikuju slijedeći glavni sistemi i agregati:

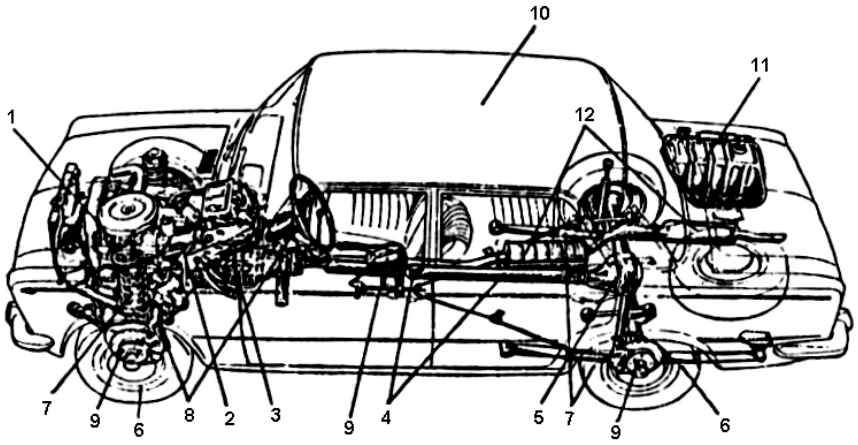
- motor sa unutarnjim izgaranjem (pogonski agregat)
- mehanizam za prenos snage (transmisija) koja se sastoji od: spojnice, mjenjača, kardana, glavnog prenosa, diferencijala i poluosovina.
- noseća konstrukcija (ram ili šasija) ili samonoseća konstrukcija, najčešće kod putničkih vozila i autobusa.
- sistem kretača (točkovi, gusjenice)

- sistem elastičnog oslanjanja (elastični elementi, amortizeri, itd.)
- sistem upravljanja
- sistem kočenja

Pored ovih osnovnih sistema na vozilu se nalaze i drugi sistemi, kao:

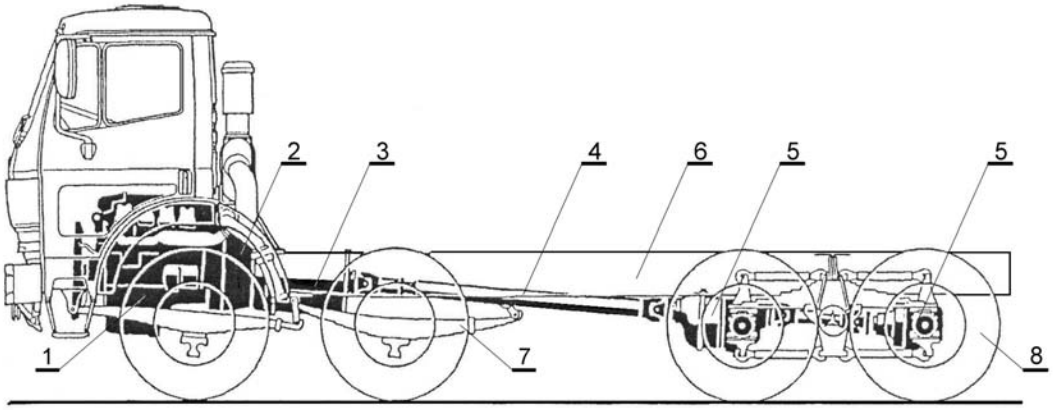
- karoserija ili nadgradnja
- sistem za podmazivanja
- sistem za klimatizaciju (grijanje, ventilacija, hlađenje)
- sistem elektroopreme
- specijalni uređaji (kipa za samoistovar, auto dizalica za utovar, uređaj za samoizvlačenje vozila, oprema za prevoz specijalnih tereta, itd.)

Zbog boljeg uvida u razmještaj agregata i sistema na vozilu, u nastavku se daju slike glavnih sklopova i elemenata za jedno putničko vozilo (sl. 2) i jedano teretno vozilo (sl. 3).



1 – motor, 2 – spojnica, 3 – mjenjač, 4 – kardansko vratilo, 5 – glavni prenos i diferencijal, 6 – točkovi i gume, 7 – opruge (elastični elementi), 8 – upravljački mehanizam, 9 – kočnice, 10 – karoserija, 11 – rezervoar goriva, 12 – izduvni sistem

Sl. 2 Glavni sklopovi i karakteristični elementi putničkog vozila



1 – motor, 2 – spojnica, 3 – mjenjač, 4 – kardansko vratilo, 5 – glavni prenos i diferencijal, 6 – ram (šasija), 7 – elastični element (lisnati gibanj), 8 – točkovi i gume.

Sl. 3 Glavni sklopovi i karakteristični elementi teretnog vozila

2. MOTORI SA UNUTARNJIM IZGARANJEM

2.1 Definicija motora sui

Stroj koji preobražava bilo koji vid energije u mehaničku energiju naziva se motor. Da bi bio upotrebljiv motor mora imati pretvaranje energije iz jednog vida u drugi, pouzdano i ekonomično. Zavisno od vida polazne energije motori mogu biti: toplotni, električni, hidraulični, itd.
Motori sa unutarnjim izgaranjem (motori sui) spadaju u grupu toplotnih motora, jer se toplotna energija sadržana u gorivu, posredstvom sagorijevanja pretvara u potencijalnu energiju radnog fluida, a zatim putem ekspanzije radnog fluida u korisnu mehaničku energiju.
Pretvaranje hemijske energije, sadržane u gorivu, posredstvom sagorijevanja u potencijalnu energiju radnog fluida, moguće je izvesti ili u samom motoru ili van njega. Prema tome, postoje dvije grupe toplotnih motora prema mjestu pretvaranja hemijske energije u toplotnu i to:

- motori sa spoljnjim izgaranjem (motori ssi)
- motori sa unutarnjim izgaranjem (motori sui)

2.2 Prednosti i nedostaci motora sui

Da bi se istakle prednosti i nedostaci motora sui, oni se obično uspoređuju sa motorima ssi.
Osnovne prednosti motora sui:

- Visoka ekonomičnost (velike vrijednosti efektivnog stepena korisnosti motora – ove vrijednosti idu i preko 45%)
- mala specifična masa (kg/kW), odnosno visoka specifična snaga (kW/kg)
- kompaktna gradnja (mala vrijednost boks zapremine motora po snazi – m^3/kW)
- brzo su spremni za rad nakon startovanja
- koriste gorivo velikog energetskog potencijala (kJ/kg)
- troše gorivo samo dok rade.

Nedostaci motora sui su:

- Zavisnost od kvaliteta goriva. Koriste gorivo tačno propisanih osobina. Danas se rade i motori, koji mogu zadovoljiti širi spektar kvaliteta goriva.
- Nesamostalan start – moraju imati strani pokretač za startovanje motora (elektrostarter, ručno, komprimiranim zrakom, itd.)
- Ne može se mnogo preopteretiti.
- Komplikovana gradnja (složena konstrukcija sa dosta pomoćnih uređaja).
- Zahtijeva veću stručnost osoblja za opsluživanje i rukovanje.
- Ima loše ekološke karakteristike (zagađujuće materije, buka). Ove karakteristike su danas postale dominantan parametar u ocjeni "kvaliteta" motora.

2.3 Podjela motora sui

Vrlo široko polje primjene motora sui, uslovilo je svojim raznovrsnim zahtjevima i veliki broj vrlo različitih tipova i konstrukcija motora sui. Zbog toga se u nastavku daje podjela motora sui prema nekim od osnovnih kriterija.

a) Prema namjeni motora

- Motori za transportne svrhe (automobilski, brodski, traktorski, lokomotivski, zrakoplovni, …)

- Stacionarni motori (pogon u elektranama, pumpnim i kompresorskim stanicama, itd.)
- Motori za sportska i trkaća kola i motocikle.

b) Prema vrsti goriva

- Motori na laka tečna goriva (benzin, benzol, kerozin, …)
- Motori na teška tečna goriva (dizel gorivo, mazut, ulje za loženje)
- Motori na plinovita goriva (prirodni plin, propan butan,…)
- Motori na miješana goriva-osnovno gorivo je plinovito, a za paljenje se koristi tečno gorivo (dual-fuel engine)
- Višegorivi motori (koriste laka i teška tečna goriva)

c) Prema načinu stvaranja smješe

- Motori sa spoljašnjim stvaranjem smješe. Smješa se priprema prije ulaska u cilindar motora (tipičan predstavnik oto motor, izuzev GDI oto motora).
- Motori sa unutarnjim stvaranjem smješe. Gorivo i zrak se dovode odvojeno u cilindar, gdje se vrši miješanje (tipičan predstavnik dizel motor).

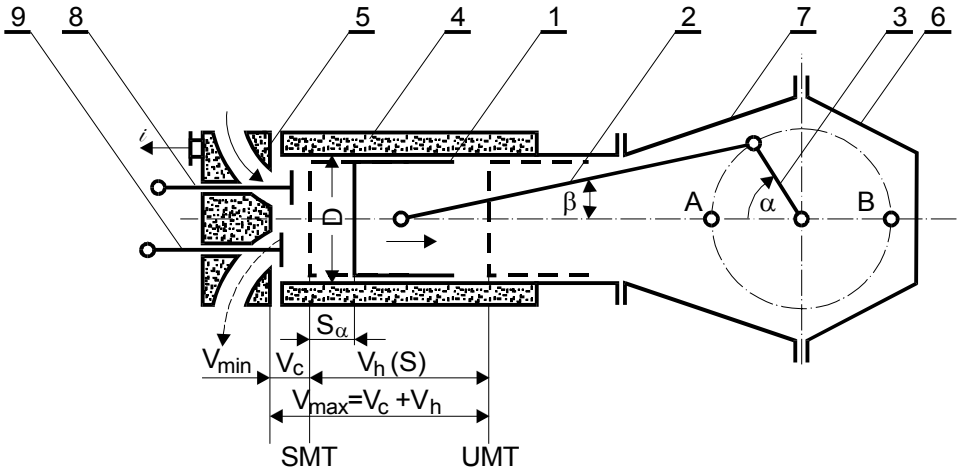
d) Prema načinu paljenja smješe

- Motori sa prinudnim paljenjem smješe sa električnom varnicom (oto motori),
- Motori sa samopaljenjem smješe (dizel motori),
- Motori sa paljenjem plinovitog goriva sa malom količinom tečnog goriva,
- Motori sa prinudnim paljenjem bogate smješe u pretkomori.

e) Prema ostvarenju radnog ciklusa

Zbog lakšeg praćenja daljih objašnjenja, ovdje će biti prikazana skica motornog mehanizma sa svim glavnim dijelovima (sl. 4). Radni prostor motora formiran je od cilindra (4), koji je sa jedne strane zatvoren cilindarskom glavom (5), a sa druge strane pomjerljivim klipom (1). Radni prostor se sastoji od:

V_c – kompresione zapremine i
V_h – hodne (radne) zapremine



1 – klip; 2 – klipnjača; 3 – koljenasto vratilo (radilica); 4 – cilindar; 5 – cilindarska glava;
6 – karter (donji dio motorske kućice); 7 – gornji dio motorne kućice; 8 – usisni ventil; 9 – izduvni ventil

Sl. 4 Skica glavnog motornog mehanizma klipnog motora sa pravolinijskim oscilatornim kretanjem klipa

gdje se hodna zapremina računa kao:

$$V_h = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \qquad (1)$$

pri čemu je D – prečnik klipa; s – hod klipa.
Za hod klipa vezan je i pojam "takt" odnosno taktnost motora.
Pri radu motora, zapremina prostora iznad klipa se mijenja od minimalne (V_{min}) do maksimalne vrijednosti (V_{max}), pomoću čega se definiše jedan vrlo važan parametar motora, tzv. stepen kompresije (ε):

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \qquad (2)$$

Prema ostvarenju radnog ciklusa motori se dijele na:

- Četverotaktne motore, gdje se radni ciklus obavi za četiri hoda klipa, ili dva puna obrtaja radilice motora,
- dvotaktne motore, gdje se radni ciklus obavi za dva hoda klipa ili jedan puni obrtaj koljenastog vratila (radilice).

Objašnjenje pojedinih taktova za četvorotaktni i dvotaktni motor najbolje se može vidjeti na sl. 5, gdje su dati slikovito pojedini taktovi i p – v diagrami za četvorotaktni i dvotaktni motor.

f) Prema načinu regulacije:

- motori sa kvalitativnom regulacijom (kontroliše se dobava goriva) tipičan predstavnik dizel motor,
- motori sa kvantitativnom (količinskom) regulaciom, gdje se kontroliše dobava mješavine gorivo-zrak - tipičan predstavnik oto motor.

g) Prema brzohodosti motori se dijele na

- sporohode sa $c_m < 6{,}5$ m/s
- srednje brzohode sa $6{,}5 \text{ m/s} < c_m < 10$ m/s
- brzohode motore sa $c_m > 10$ m/s

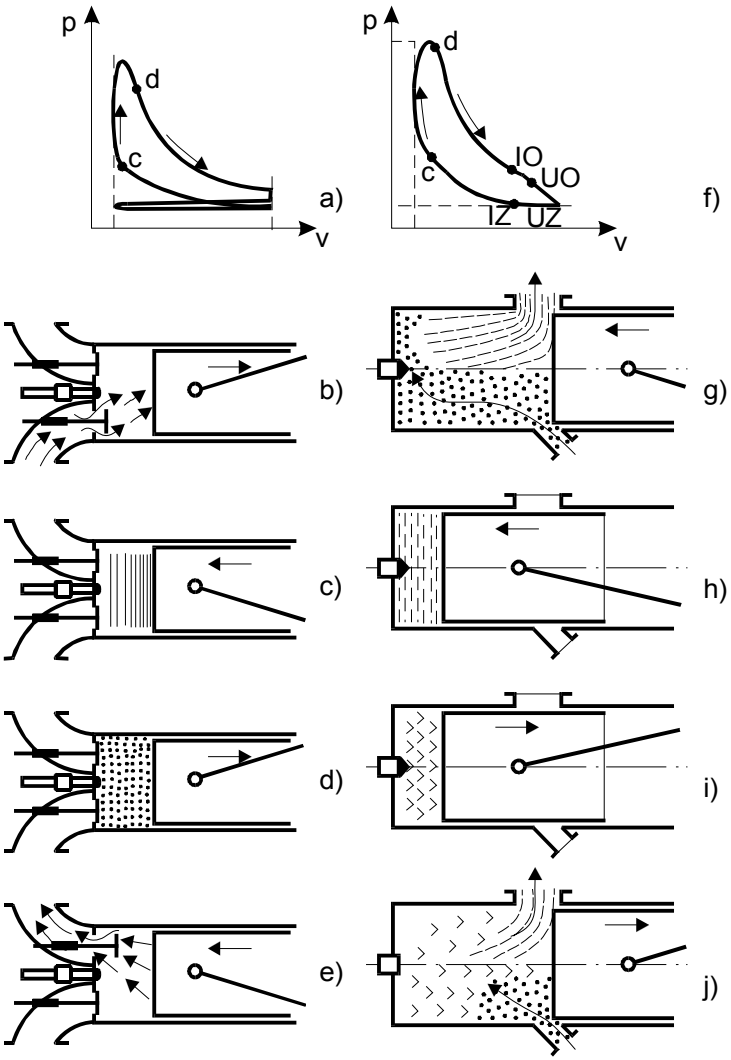
gdje je:

$$c_m = 2 \cdot s \cdot n \qquad (3)$$

c_m – srednja brzina klipa
n – broj okretaja radilice motora

h) Prema odnosu hoda i prečnika klipa (s/D) motori mogu biti:

- kratkohodi $s/D \leq 1$
- dugohodi $s/D > 1$



IO - izduv otvoren UO - ulaz otvoren
IZ - izduv zatvoren UZ - ulaz zatvoren

četverotaktni motor
a) - p - v diagram
b) - takt usisavanja
c) - takt sabijanja
d) - takt širenja
e) - takt izduvavanja

dvotaktni motor
f) - p - v - diagram
g) - takt punjenja i ispiranja
h) - takt sabijanja
i) - takt širenja
j) - takt izduvavanja i početak punjenja

Sl. 5 Taktovi radnog ciklusa četverotaktnog i dvotaktnog motora

i) Prema načinu punjenja motori se dijele na:

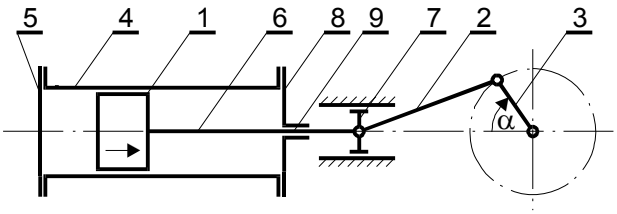
- usisne motor, gdje se usisavanje zraka u motor vrši prirodnim putem na osnovu razlike pritiska u okolini i u radnom prostoru, koja nastaje kretanjem klipa,
- nadpunjene motore, gdje se zrak prethodno sabije i kao takav dovodi u cilindar. Zrak se sabije u kompresoru, koji može biti pogonjen od motora ili pogonjen od turbine, koju pokreću izduvni gasovi svojom ekspanzijom (tzv. turbokompresor)

j) Prema načinu hlađenja postoje

- motori hlađeni tečnošću
- motori hlađeni zrakom

k) Prema načinu izvođenja motornog mehanizma

- Motori sa krivajnim motornim mehanizmom prikazanim na sl. 4.
- Motori sa ukrsnom glavom (sl. 6). Motori kod kojih se radni ciklus obavlja sa obje strane klipa



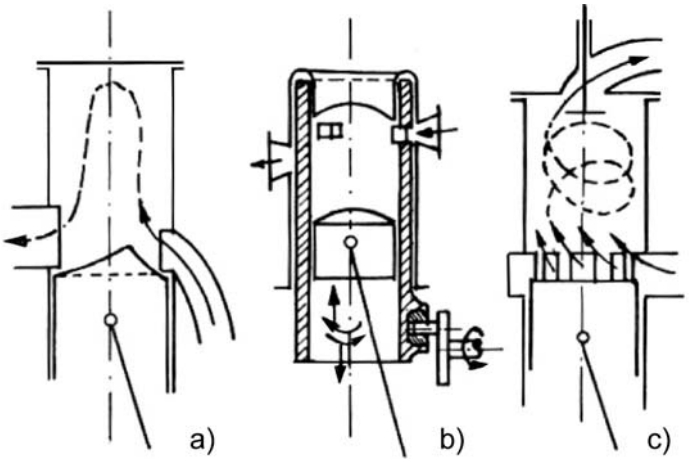
1 – klip; 2 – klipnjača; 3 – radilica; 4 – cilindarska košuljica; 5 – gornja cilindarska glava; 6 – klipna poluga; 7 – ukrsna glava; 8 – donja cilindarska glava; 9 – zaptivka klipne poluge

Sl. 6 Skica motornog mehanizma sa ukrsnom glavom

(motori dvostrukog dejstva) moraju imati zatvorenu cilindarsku košuljicu sa obje strane i ukrsnu glavu (sl. 6). Uloga ukrsne glave je osim ostvarenja pravilne kinematike klipne poluge i rasterećenje cilindarske košuljice od normalnih sila.

l) Prema konstruktivnom načinu izvođenja sistema razvođenja radne materije

- motori sa ventilskim razvodom (sl. 4),
- motori sa zasunskim razvodom (sl. 7 a) i b)),
- motori sa kombinovanim ventilsko-zasunskim razvodom (sl. 7 c)).



a) zasunski razvod pomoću klipa;
b) zasunski razvod pomoću cilindarske košuljice;
c) kombinovani ventilsko- zasunski razvod

Sl. 7 Skica dvotaktnog motora sa različitim izvedbama razvoda radne materije

Kod četverotaktnih motora je uvijek ventilski razvod, a kod dvotaktnih zasunski ili kombinacija zasunsko-ventilskog razvoda

m) Po broju, položaju i rasporedu cilindara motori se dijele na:

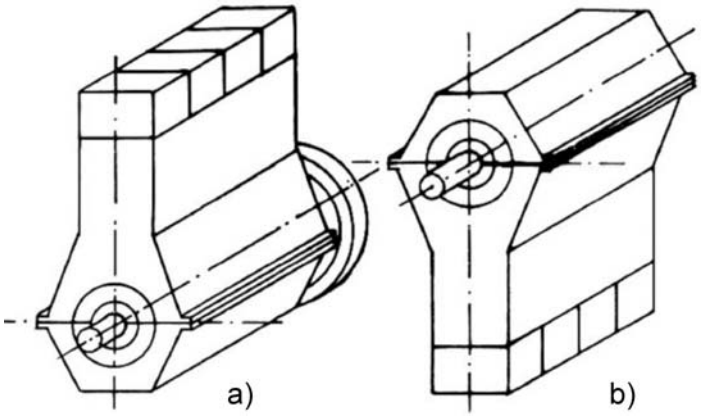
1. Prema broju cilindara na:

- jednocilindrične i
- višecilindrične

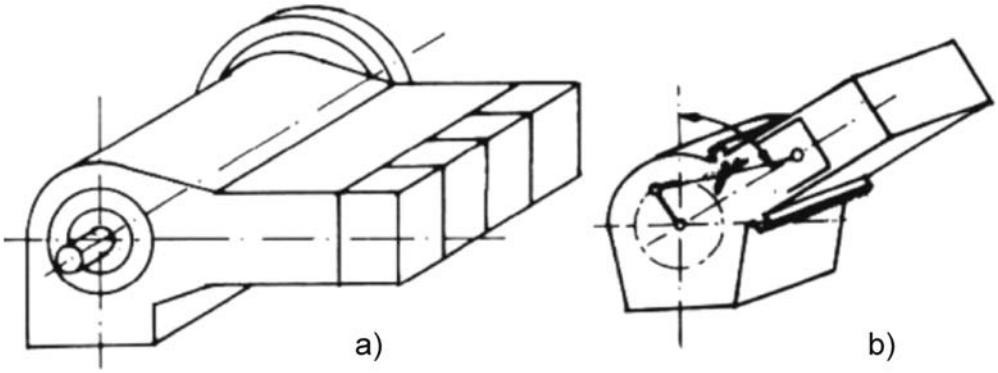
2. Prema položaju cilindara:

- vertikalni-stojeći (sl. 8 a)),

- vertikalni-viseći (sl. 8 b)),
- horizontalni (ležeći) (sl. 9 a)) i
- kosi motor (sl. 9 b)).



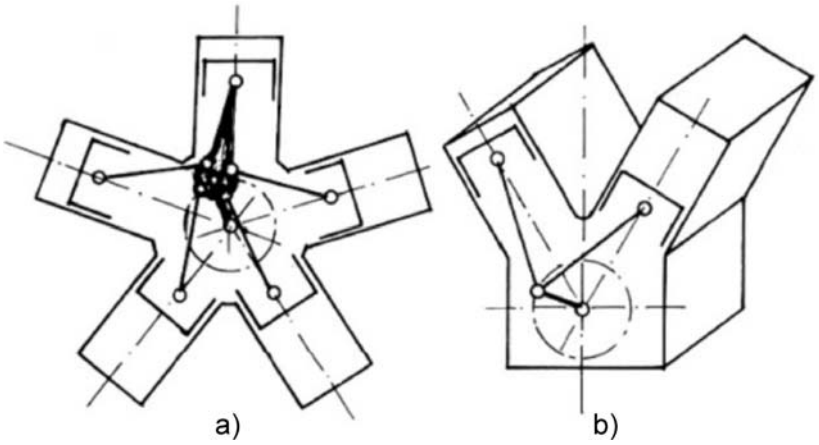
Sl. 8 Skica vertikalnog stojećeg (a) i vertikalnog visećeg (b) motora



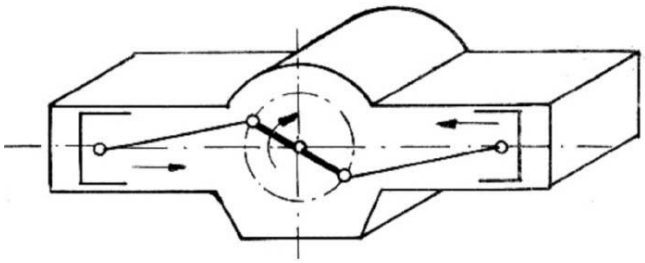
Sl. 9 Skica horizontalnog (a) i kosog (b) motora

3. Prema međusobnom rasporedu cilindara:

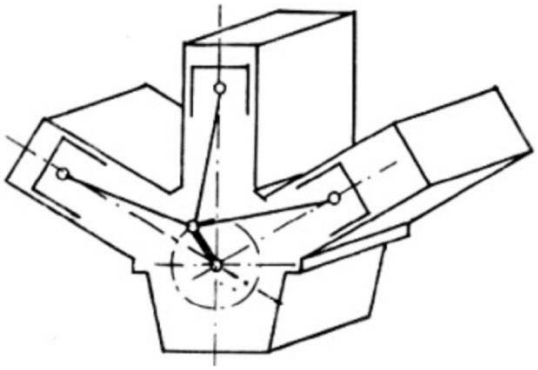
- redni (linijski motori) (sl. 8 a)),
- V motori (sl. 10 b)),
- zvijezda motori (sl. 10 a)),
- bokser motori (sl. 11)
- W motor (sl. 12)),
- H motor (sl. 13 a)),
- X motor (sl. 13 b)),
- linijski dvoklipni motor (sl. 14 a)),
- Δ motor (sl. 14 b)), itd.



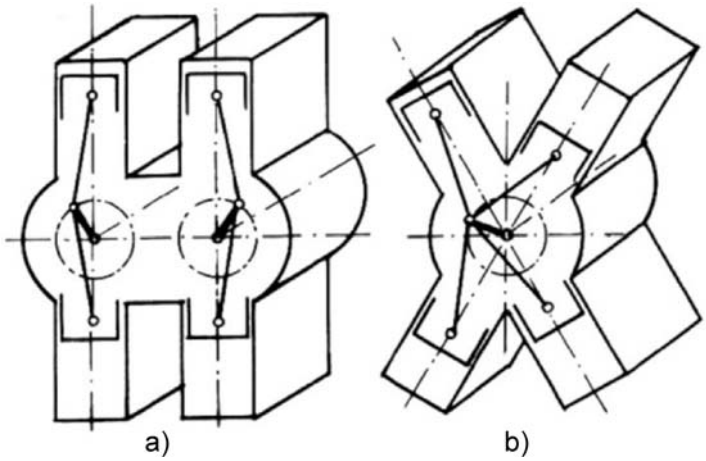
Sl. 10 Skica zvijezda motora (a) i V motora (b)



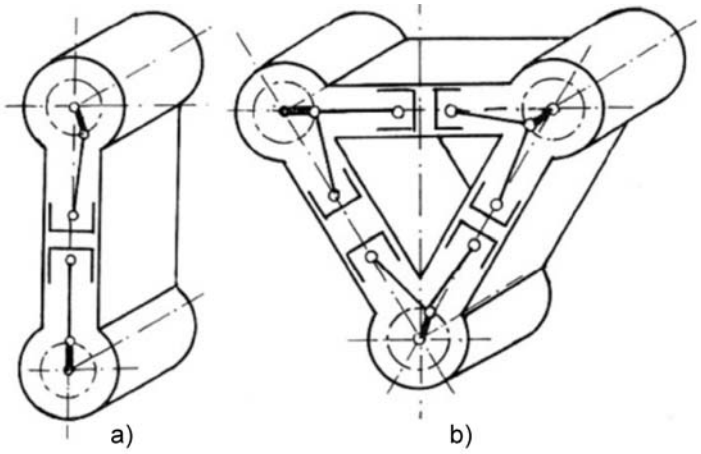
Sl. 11 Skica bokser motora



Sl. 12 Skica W motora



Sl. 13 Skica H motora (a) i X motora (b)



Sl. 14 Skica dvoklipnog linijskog motora (a) i Δ motora (b)

4. Prema rasporedu klipova motori se dijele na:

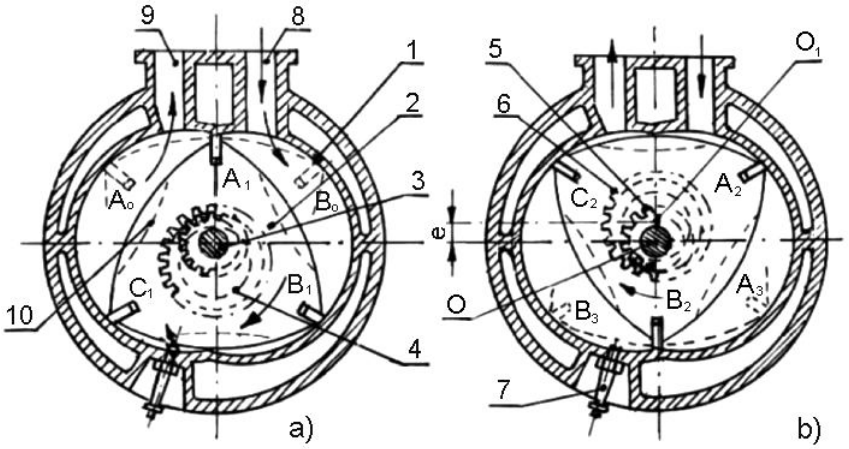
   - jednoklipne (sl. 4)
   - protuklipne (sl. 14 a))

5. Prema djelovanju radnog fluida na klip:

   - motori jednostrukog dejstva (sl. 4)
   - motori dvostrukog dejstva (sl. 6)

6. Prema kretanju klipa:

   - sa translatornim kretanjem klipa (sl. 4)
   - sa rotacionim kretanjem klipa (karakterističan primjer Wankelov motor – sl. 15)



1 – cilindarska košuljica; 2 – klip; 3 – vratilo; 4 – klizni ležaj; 5 – nepokretni zupčanik; 6 – zupčanik sa unutrašnjim zubima (na klipu); 7 – svjećica; 8 – usisni kanal; 9 – izduvni kanal; 10 – udubljenje na klipu.

Sl. 15 Skica klipnog rotacionog motora (sistem Wankel)

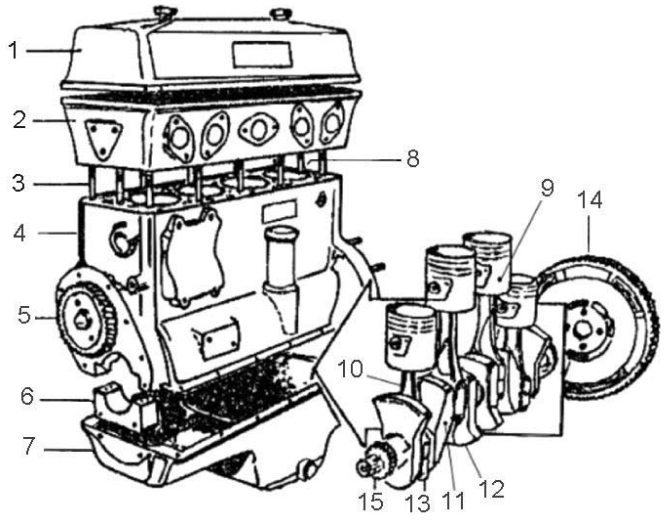
n) Klipni motori sa specijalnim izvođenjem mehanizma prenosa snage.
   Oni se ovdje neće detaljno objašnjavati.

2.4 Glavni djelovi motora sui

Glavni dijelovi motora sui, koji neposredno i posredno učestvuju u formiranju radnog prostora, dijele se na:

- pokretne i
- nepokretne dijelove

Na sl. 16 prikazani su glavni dijelovi motora sui, gdje su:



Sl. 16 Glavni dijelovi motora

f) Pokretni dijelovi:

- klipna grupa (klip, klipni prstenovi, osovinica i osigurači) (9)
- klipnjača (10) sa velikom pesnicom (13) i kliznim ležajevima u maloj i velikoj pesnici klipnjače
- koljensto vratilo (radilica) (11) sa kontrategovima (12) zamajcem sa zupčastim vijencem (14) i zupčanikom za pogon razvodnog mehanizma (15)

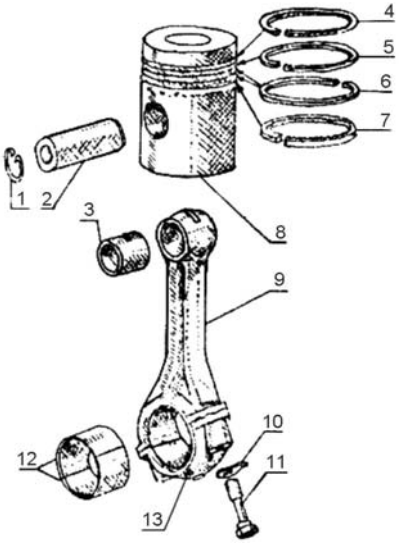
g) Nepokretni dijelovi :

- poklopac cilindarske glave (1)
- cilindarska glava (2) sa zavrtnjevima (3) za njeno pričvršćenje na blok
- blok motora (4)
- zaptivka bloka motora (8)
- zupčanik (5)
- donja polutka gnijezda glavnog rukavca (6) koljenastog vratila
- korito motora (7)

U nastavku će biti date osnove informacije o glavnim dijelovima motora.

2.4.1 Pokretni dijelovi motora

Na sl. 17 prikazani su klipna grupa i klipnjača, kao pokretni dijelovi. Koljenasto vratilo je kasnije prikazano i objašnjeno.



1 - osigurač; 2 - osovinica;
3 - klizni ležaj u maloj pesnici klipnjače;
4,5,6 - kompresioni klipni prstenovi;
7 - uljni klipni prsten; 8 - klip;
9 - klipnjača; 10 - osigurač;
11 - zavrtanj;
12 - klizni ležaj dvodijelni u velikoj pesnici;
13 - poklopac velike pesnice.

Sl. 17 Pokretni dijelovi motora (klipna grupa + klipnjača)

Klip

Osnovni zadaci klipa su:

- da prenosi sile gasova na radilicu motora
- da učestvuje u kružnom procesu motora, a kod dvotaktnih motora da učestvuje i u izmjeni radne materije
- da istovremeno prihvata velike promjene pritiska i temperature
- da pomaže pri zaptivanju kompresionog prostora
- kod manjih i srednjih motora da ima ulogu ukrsne glave
- da prima inercione sile od karika
- da vrši odvođenje određene količine toplote da se ne bi prekoračila najveća dozvoljena temperatura
- da ima habanje u razumnim granicama
- da se pomoću njega utiče na smanjenje specifične potrošnje goriva i smanjenje emisije škodljivih komponenti u produktima sagorijevanja.

Klipovi se izrađuju najčešće od legura aluminijuma. To su u prvom redu legure:

- Al Si 25 Cu Ni
- Al Si 21 Cu Ni
- Al Si 18 Cu Ni
- Al Si 12 Cu Ni

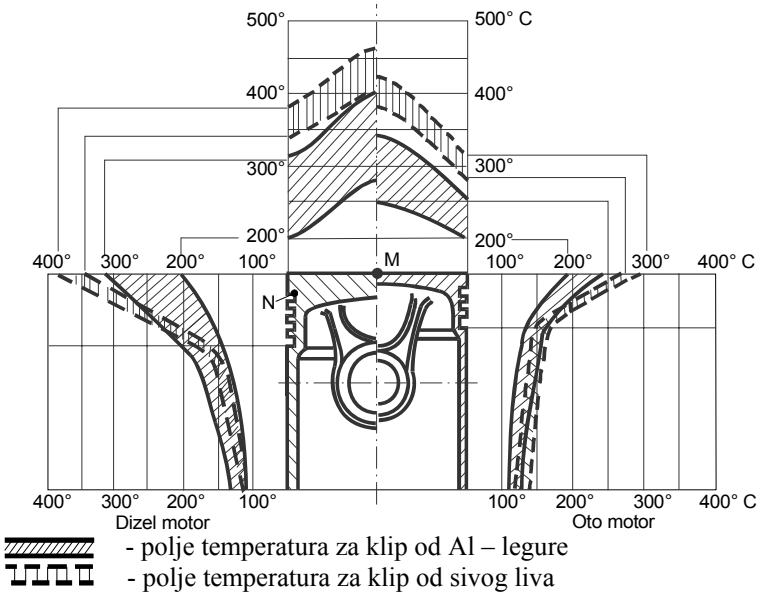
Pored legura Al, za klipove se koriste i sivo liveno gvožđe i nodularni sivi liv.
Osnovne prednosti legura Al su:

- male inercione sile
- dobar prenos toplote

Loše strane su:

- veliki koeficijent toplotnog širenja
- opadanje mehaničkih osobina sa porastom temperature.

Zbog toga je vrlo važno poznavati raspored temperatura po konturi klipa. Slika rasporeda temperatura na klipu, vidi se na sl. 18, gdje je na desnoj polovini slike prikazan klip oto motora, a na lijevoj polovini

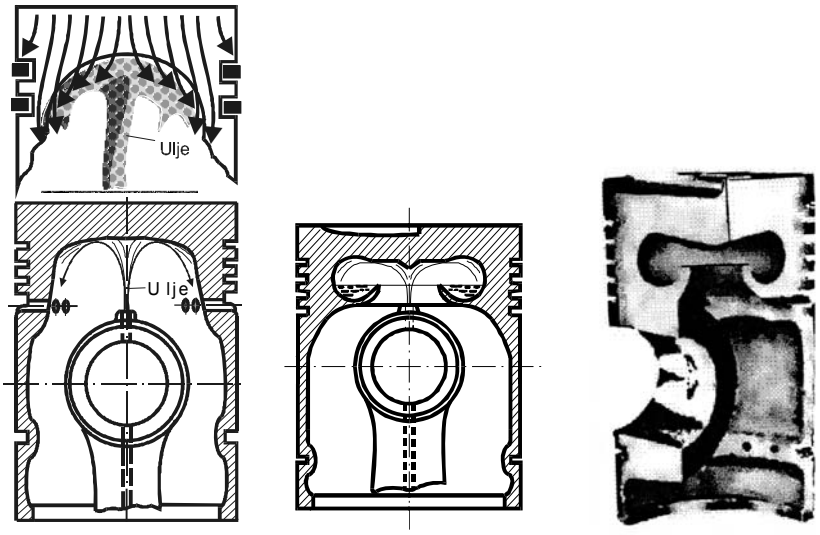


Sl. 18 Raspored temperatura na klipovima oto i dizel motora

klip od dizel motora. Pored važnosti temperatura klipa za mehaničke osobine materijala, one su važne i zbog:

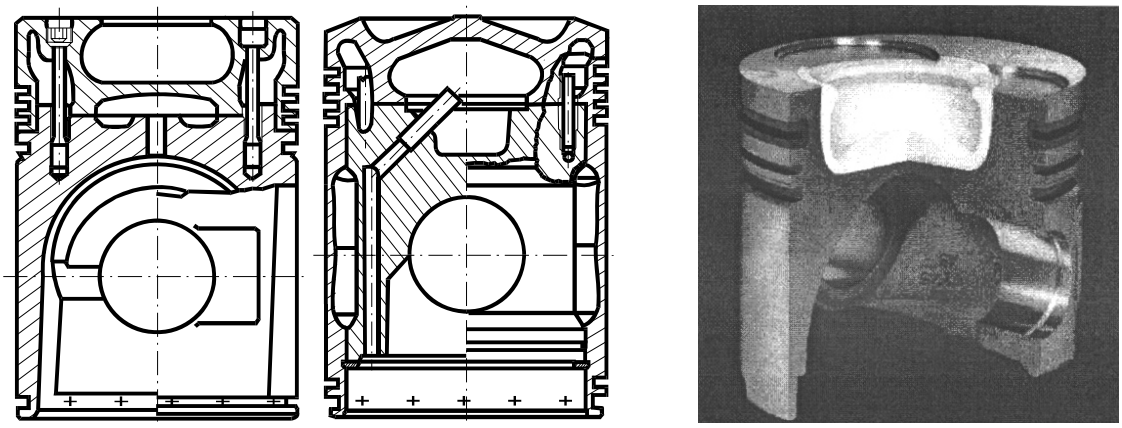
- termičkog naprezanja
- zazora u sklopu klip-karika-košuljica
- koksovanja ulja.

U cilju održavanja nivoa temperatura na klipu, vrlo često se uvodi i dodatno hlađenje klipa prskanjem ulja (sl. 19). Na sl. 19 a) prikazano je dodatno prskanje ulja sa unutarnje strane čela klipa, a na sl. 19 b1) i b2) prskanje ulja sa njegovim zadržavanjem na klipu. Pored ovih rješenja, klipovi se rade i dvodijelni, (sl. 20 a)) i (sl. 20 b)) a za slučaj vrlo velikih termičkih opterećenja klip je obložen keramikom, koja služi kao odličan izolator (sl. 20 c)).



a) b1) b2)

Sl. 19 Dodatno hlađenje klipa

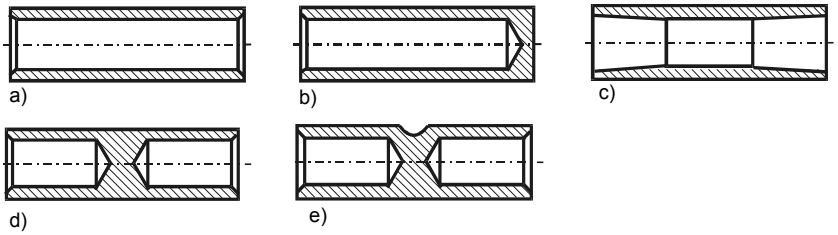


a) b) c)

Sl. 20 Dvodijelni klip

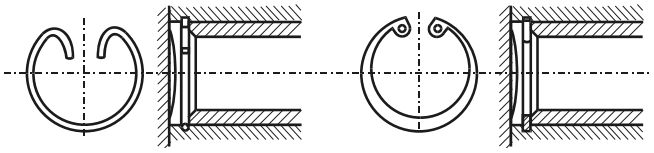
Osovinica klipa

Osnovni joj je zadatak da ostvari zglobnu vezu klipa s klipnjačom. Najčešće se koriste tzv. "plivajuće" osovinice, koje slobodno plivaju u maloj pesnici klipnjače i ušicama klipa. Postoje i druge konstruktivne varijante, koje će biti prikazane kod klipnjače. Oblici osovinice klipa prikazani su na sl. 21. Na sl. 21 dat



Sl. 21 Konstruktivni oblici osovinice

je oblik, koji se najčešće koristi, na sl. 21 b) je prikazana osovinica za dvotaktne motore. Zbog smanjenja težine, a zadržavanja krutosti susreću se i osovinice kao na sl. 21 c) i d). Na sl. 21 e) data je osovinica koja se pričvršćuje za klipnjaču. Izgled bočnih osigurača osovinice vidi se na sl.22.

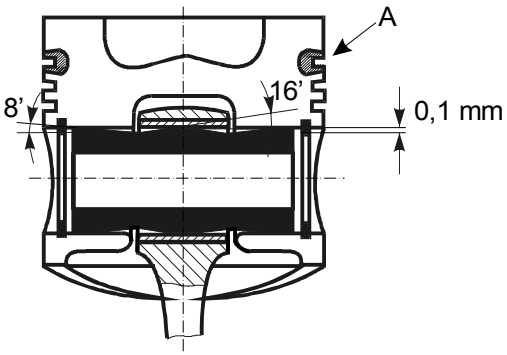


Sl. 22 Izgled bočnih osigurača osovinice

Osovinice se rade od čelika za cementaciju i to:

- za oto motore Č1220 i Č1221
- za dizel motore (visokolegirani čelici) Č4120; Č4320 i Č 4720.

Vanjska površina osovinice treba da ima veliku tvrdoću, koja se propisuje u iznosu od 62 ± 2 HRc. Zbog vrlo malih tolerancija između osovinica-ušica u klipu i male pesnice klipnjače, a istovremeno velikog opterećenja ovog sklopa, u novije vrijeme se pojavljuju tzv. profilisane osovinice (sl. 23).



Sl. 23 Profilisana osovinica klipa

Uvođenjem profilisanja osovinice značajno se smanjuju kontaktni naponi na mjestu kraj ušica-osovinica. Na istoj slici (A) pokazan je žlijeb prve kompresione karike izrađene od nirezista (legura Cu-Ni-sivi liv), koji je daleko otporniji na habanje od legure Al.

Klipni prstenovi (karike)

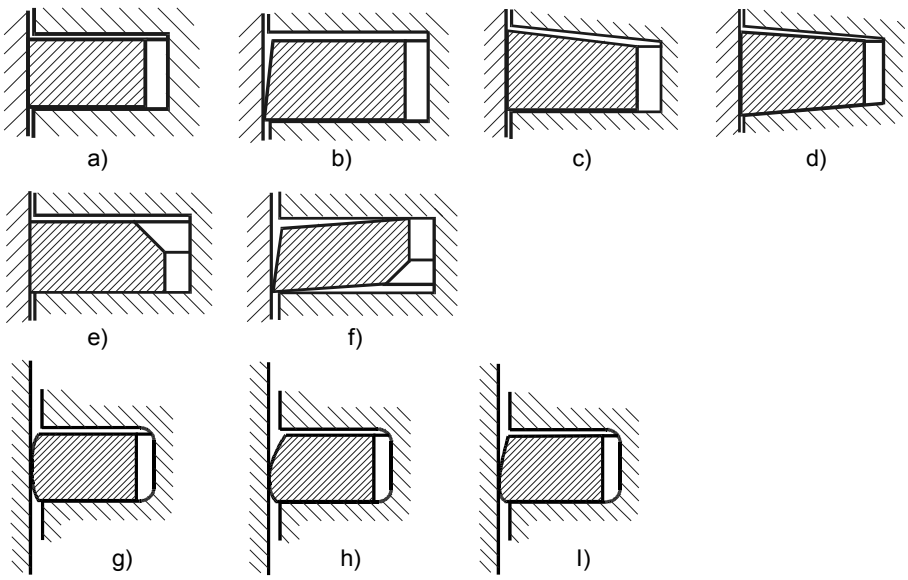
Osnovni zadaci karika su:

- zaptivanje prostora sagorijevanja
- sudjelovanje u odvodu toplote od klipa na cilindarsku košuljicu
- regulacija uljnog filma za mazanje

Ove zadatke klipni prstenovi obavljaju

- nalijeganjem spoljnom (radnom) površinom na zid cilindra određenim pritiskom
- udarnim nalijeganjem na bočne površine žlijeba uslijed aksijalnog ubrzanja pod dejstvom sila gasova, sila trenja i sopstvene inercione sile.

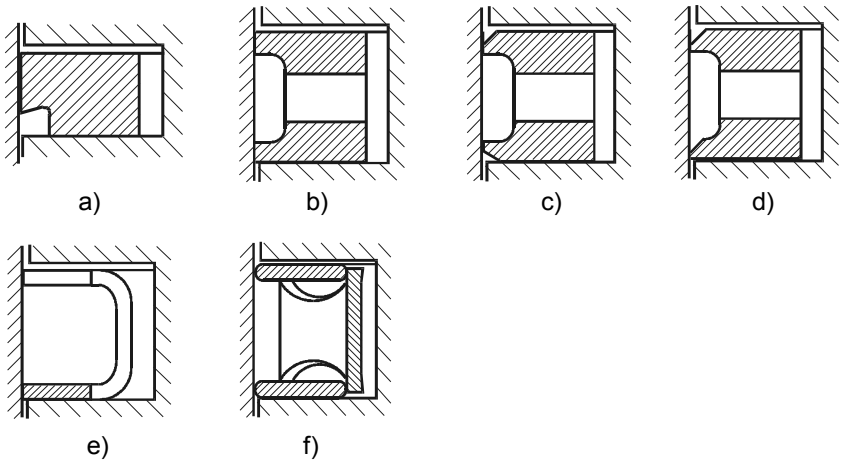
Klipne karike se dijele na kompresione i uljne. Konstruktivni oblici kompresionih klipnih prstenova (karika) su dati na sl. 24. Tu se susreću:



Sl. 24 Konstruktivni oblici kompresionih klipnih prstenova

a) – pravougaona karika
b) – minutna karika (30’ do 50’ nagib)
c) – jednostrano trapezna karika
d) – dvostrano trapezna karika
e) – karika sa odsječenim gornjim rubom
f) – reverzivno - torziona karika
g) – normalna balična karika
h) – asimetrično balična karika
l) – asimetrično balična karika rasterećena po pritisku.

Uljne karike najčešće imaju izgled kao na sl. 25.

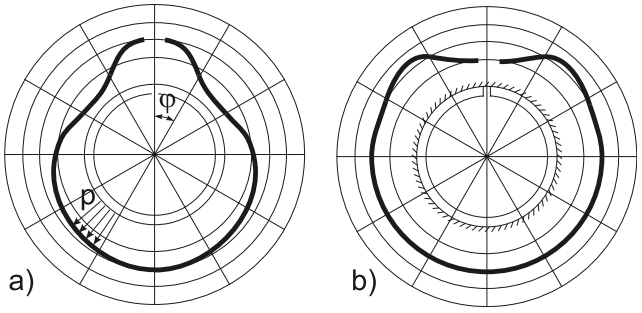


Sl. 25 Konstruktivni oblici uljnih karika

Na sl. 25 su prikazane

a) uljna karika sa nosom
b) uljna karika sa kanalom
c) uljna karika sa torzionim djelovanjem
d) uljna karika sa forsiranim struganjem ulja
e) U – fleks uljna karika
f) Barflex uljna karika

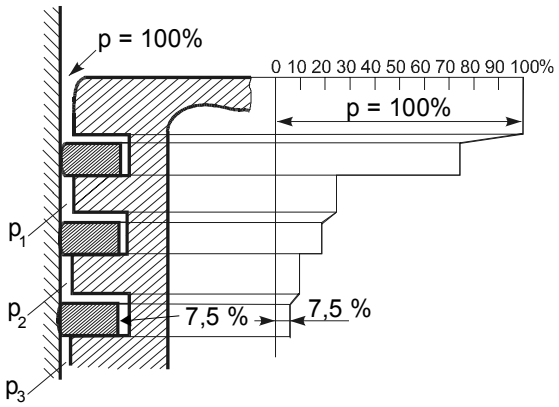
U cilju obezbjeđenja osnovne uloge - zaptivanja karika sa cilindarskom košuljicom, u karikama je prilikom izrade uveden prednapon po obimu, koji proizvodi pritisak karike na košuljicu prema sl. 26.



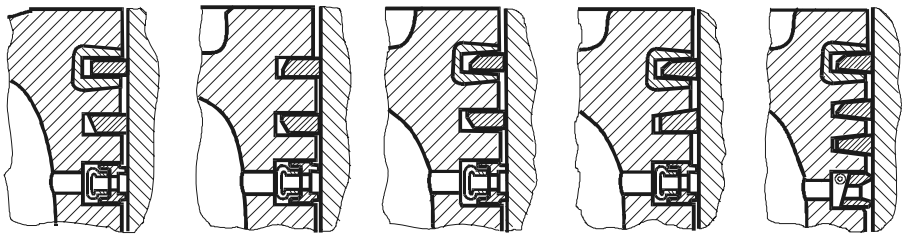
Sl. 26 Uobičajene forme raspodjele pritiska u karikama

Na sl. 26 a) prikazan je raspored pritiska u karikama, koje se koriste kod četvorotaktnih motora (tzv. “kruškasti” diagram), gdje je najveći pritisak na spoju karika. Na sl. 26 b) dat je raspored pritiska u

karikama, koje se koriste kod dvotaktnih motora (diagram pritiska u obliku "jabuke"), gdje je važno da je na spoju karika pritisak minimalan, da ne bi dolazilo do zapinjanja karika u kanalima u košuljici. Pravilnim prednaponom u karikama, optimalnim brojem karika i odgovarajućim zazorima karika u žlijebovima dobija se i odgovarajuće preporučeno produvavanje gasova u karter. Produvavanje je naravno povezano i sa deformacijama same cilindarske košuljice. Tok pritiska gasova iz cilindra prema karteru, dat je na sl. 27. Na današnjem stupnju razvoja, najčešće se na klipu nalaze po 2 ÷ 3 kompresiona klipna prstena i 1 uljni prsten. Uobičajene kombinacije klipnih prstenova date su na sl. 28,



Sl. 27 Promjena pritiska gasova po visini klipa



Sl. 28 Uobičajeni setovi karika po jednom klipu

gdje su dati sljedeći setovi karika:

a) – set karika za forsirane oto motore
b) i c) – setovi karika za dizel usisne motore
d) i e) – setovi karika za nadpunjene motore.

Zbog nepovoljnih uslova u kojima rade, klipni prstenovi se rade od materijala, koji treba da ispuni sljedeće uslove:

- da ima dovoljnu mehaničku čvrstoću na povišenim temperaturama
- da bude otporan na habanje pri povišenim temperaturama
- da ima mali koeficijent trenja i pri povišenim temperaturama i pri nedovoljnom podmazivanju.

Ove uslove najbolje ispunjava sivo liveno gvožđe sljedeće strukture:

- ravnomjeran raspored grafita ASTM tip 5 – 6
- osnovna struktura perlit-sorbit
- prisutnost ferita do 5 %
- fosfidna mreža fino raspoređena

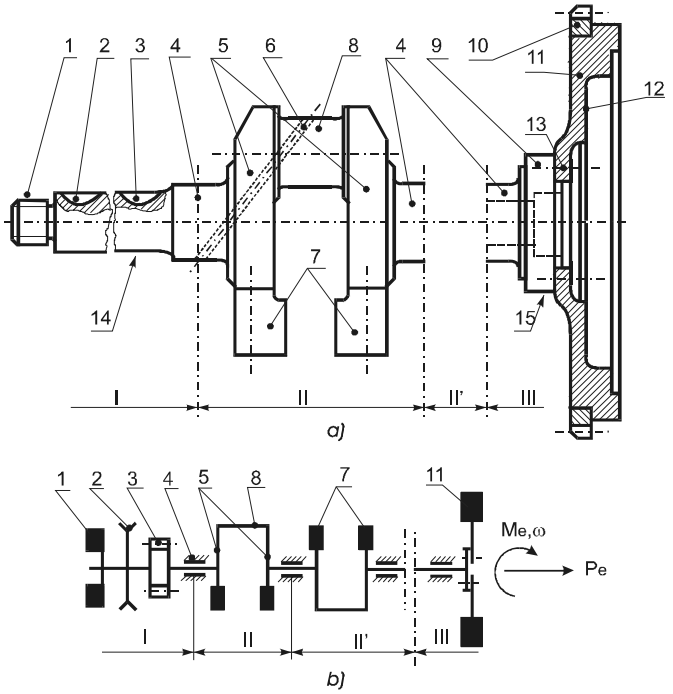
Kod visoko napregnutih klipnih prstenova koristi se sivo liveno gvožđe legirano sa: Mn, Cr, Mo, V, Cu i Ni. Zbog obezbjeđenja boljih uslova klizanja, radna površina klipnih prstenova se najčešće presvlači sa mrežastim slojem hroma (Cr) ili molibden (Mo).

Koljenasto vratilo (radilica)

Koljenasto vratilo (radilica) vrši prenos obrtog momenta i spada u najodgovornije, najsloženije, najnapregnutije i najskuplje dijelove motora. Za pravilno funkcionisanje radilice moraju biti ispunjeni sljedeći zahtjevi:

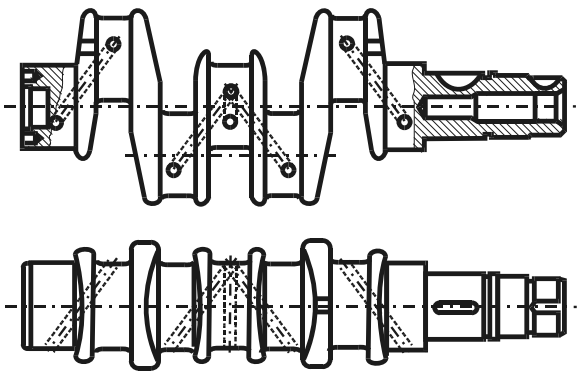
- mora postojati dovoljna sigurnost da ne dođe do zamornog loma materijala u cijelom radnom području
- ne smiju postojati velike amplitude torzionih, savojnih i aksijalnih oscilacija
- inerciono opterećenje se mora dovesti na razumnu mjeru
- deformacije radilice se moraju dovesti na minimalno razumnu mjeru.

Izgled radilice, sa elementima koji na nju dolaze, dat je na sl. 29. Osnovni dijelovi koljenastog vratila



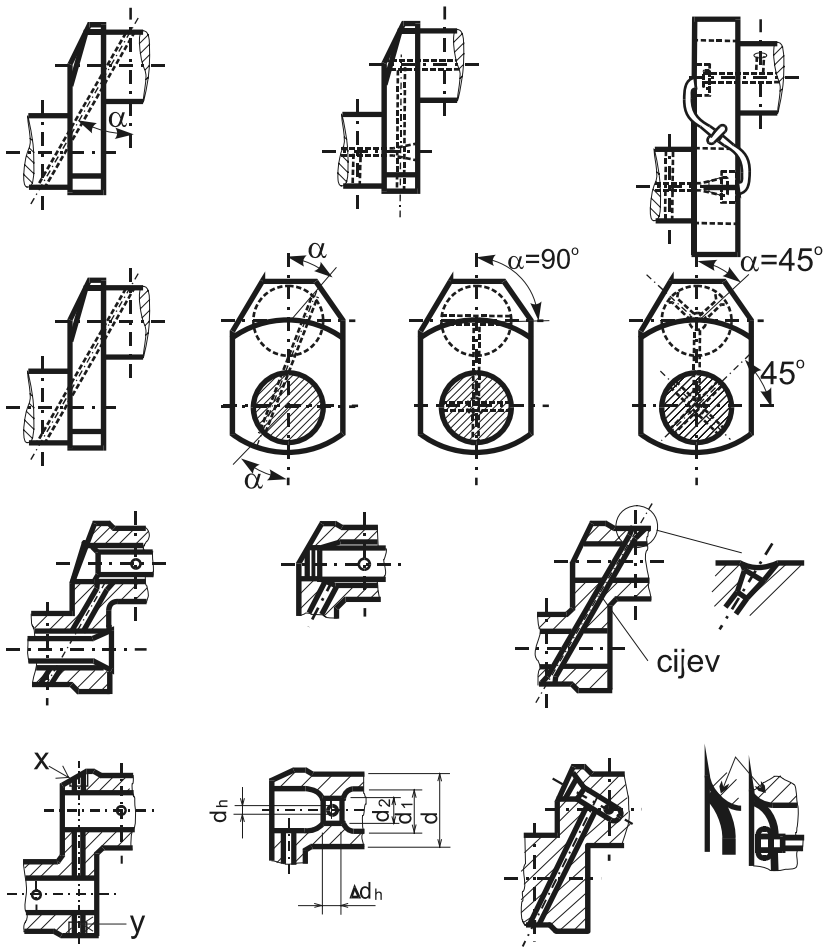
Sl. 29 Izgled (a) i skica (b) elemenata grupe koljenastog vratila

su: glavni rukavci (4), ramena (5), leteći rukavci (8), kanali za ulje (6). Sa radilicom obično dolaze: prigušivač torzionih oscilacija (1), remenica za pogon pumpe i ventilatora (2), zupčanik za pogon bregastog vratila (3), protutegovi (7), prirubnica (9), startni zupčanik (10), zamajac (11), frikciona površina (12), otvor za centriranje (13) i mjesta za zaptivanje krajeva (14) i (15).
Radilica se najčešće radi kovanjem (sl. 30), a u novije vrijeme sve češće livenjem za male motore.



Sl. 30 Kovano koljenasto vratilo

Obzirom na vrlo različite konstruktivne forme koljenastog vratila, od oblika ramena, do toga da rukavci mogu biti puni ili šuplji, potrebno je obezbijediti razvođenje ulja za podmazivanje rukavaca na radilici. Na sl. 31 dato je nekoliko konstruktivnih izvedbi kanala za ulje.



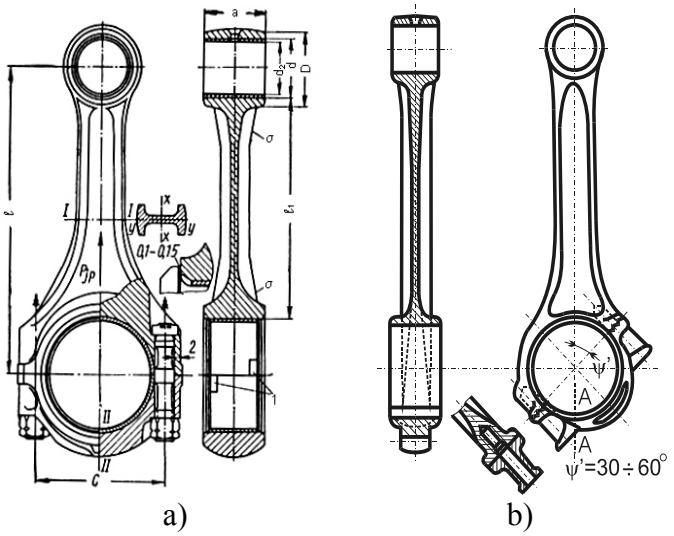
Sl. 31 Konstruktivne izvedbe kanala za ulje kod punih i šupljih rukavaca radilice

Radilice se izrađuju od čelika za poboljšanje. Najčešći materijali su:
- za male i malo opterećene motore: Č1531 i Č1731,
- za vozilske manje opterćene oto i dizel motore: Č3130 i Č3230,
- za više opterećene dizel motore: Č3830 i Č 4732,
- za najopterećenije dizel motore Č5430.

Ovi čelici su pogodni za površinsko kaljenje rukavaca (koristi se tzv. "indukciono" kalenje), a rjeđe se koristi nitriranje radilice. U svakom slučaju termičkom obradom treba obezbijediti tvrdoću rukavca radilice 60 ± 2 HRc.

Klipnjača

Klipnjača je element koji povezuje klip i radilicu motora i vrši pretvaranje pravolinijskog u kružno kretanje. Sastoji se od male pesnice, tijela i velike pesnice klipnjače sa poklopcem velike pesnice. U maloj pesnici nalazi se jednodijelni klizni ležaj, a u velikoj pesnici dvodijelni klizni ležaj. Izgled klipnjače sa ravno razrezanom i koso razrezanom pesnicom dat je na sl. 32. Prednost se daje klipnjačama sa koso razrezanom velikom pesnicom, zbog mogućnosti lakše demontaže klipa i klipnjače (bez vađenja radilice sa motora). Zbog velike odgovornosti klipnjače u radu motora, mora se obezbijediti visoka krutost uz minimalnu težinu iste.

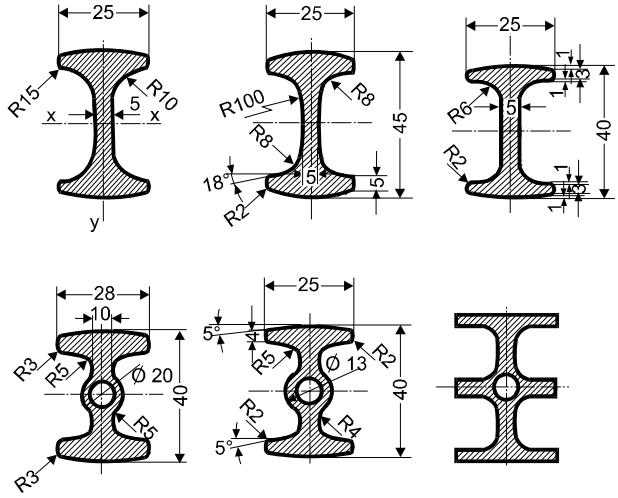


a) - ravno rasječena velika pesnica
b) - koso rasječena velika pesnica

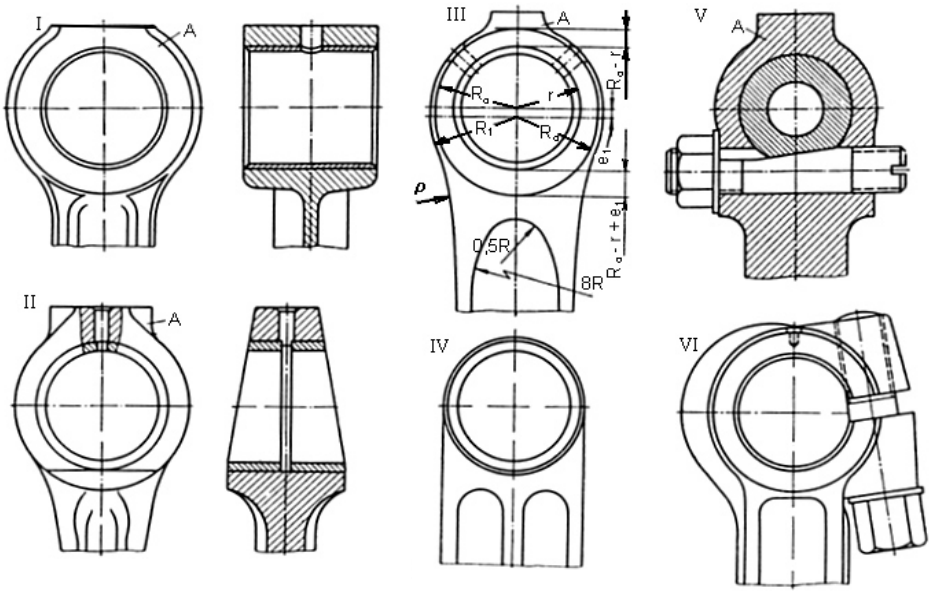
a) b)

Sl. 32 Konstruktivni oblici klipnjače

Zbog toga se tijelo klipnjače pravi sa vrlo različitim formama poprečnog presjeka (sl. 33). Na sl. 34



Sl. 33 Razni oblici presjeka tijela klipnjače



Sl. 34 Razni oblici male pesnice klipnjače

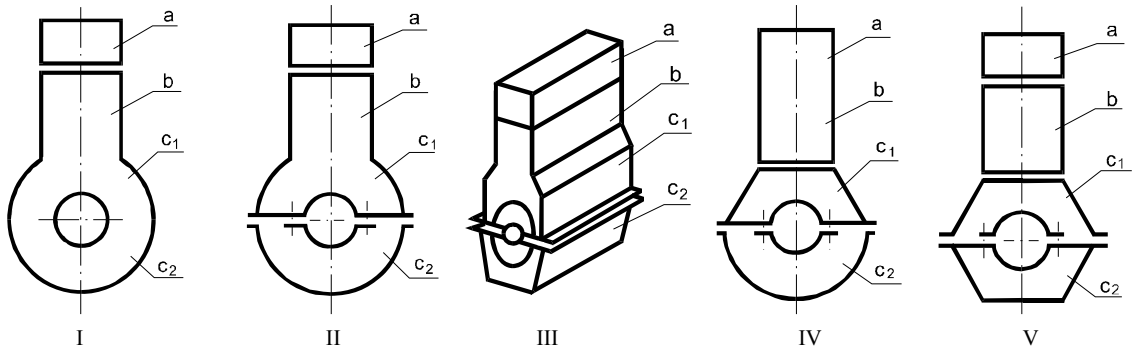
dato je nekoliko konstruktivnih rješenja formi male pesnice gdje su rješenja V i VI (sl. 34) sa čvrstom vezom klipnjače sa osovinicom, a kod ostalih izvedbi je tzv. plivajuća osovinica. Klipnjače se rade uglavnom kovanjem od visoko legiranih čelika za poboljšanje. Uglavnom su to hrom-molibden čelici (Č4730 – Č4733).

2.4.2 Osnovni nepokretni dijelovi motora

Osnovni nepokretni dijelovi motora su:

- blok motora (b, sl. 35)
- cilindarska glava (a, sl. 35)
- gornji dio motorske kućice (c_1, sl. 35)
- donji dio motorske kućice (c_2, sl. 35)

Na slici 35 su date uobičajene konstrukcione forme gradnje nepokretnih dijelova motora. To su:



Sl. 35 Forme gradnje nepokretnih dijelova motora

- tunelska gradnja (I, sl. 35)
- gradnja blok-karter (II, III, sl. 35)
- gradnja blok-glava (IV, sl. 35)
- gradnja blok motora velikih snaga (V, sl. 35)

Blok motora

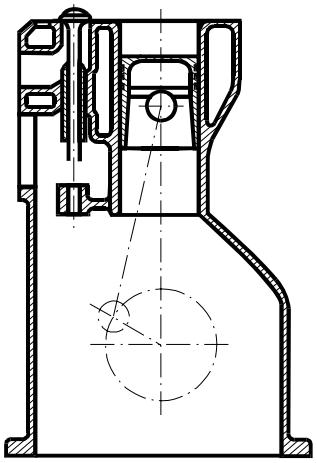
Blok motora sa cilindarskim košuljicama je osnovni dio motora, koji prima i prenosi sve inercione sile na oslonce motora. Kod konstrukcije bloka treba uzeti u obzir sljedeće zahtjeve:

- velika krutost i male deformacije
- minimalna težina, male dimenzije, velika kompaktnost
- jednostavnost
- mogućnost jednostavne i lagane ugradnje bregastog vratila i ostalih elemenata razvoda
- mogućnost dobrog i ravnomjernog hlađenja

U principu se razlikuju sljedeće konstrukcije:
- monoblok – integralna cjelina bloka i cilindarskih košuljica
- vodom hlađene cilindarske košuljice u bloku
- suve cillindarske košuljice
- zračno hlađenje cilindarske košuljice

A) Monoblok

Prikazan je na sl. 36. Prednosti ovog rješenja su:



Sl. 36 Monoblok motora

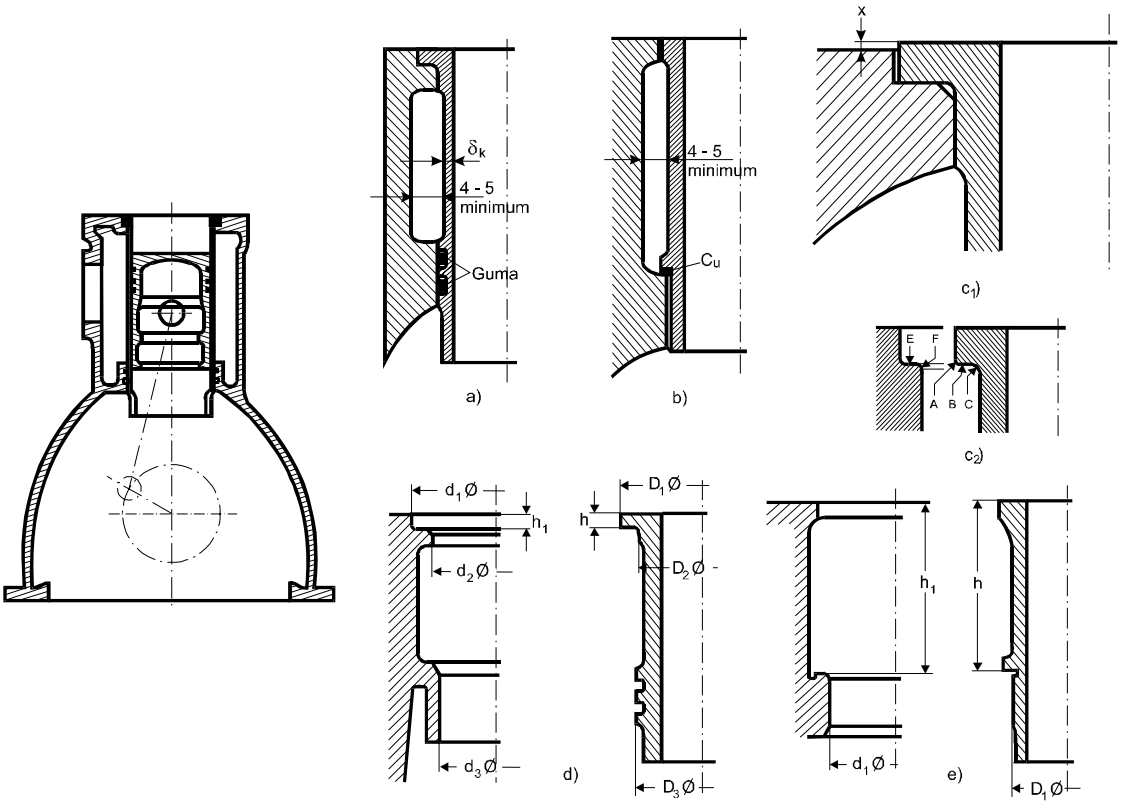
- jednostavno se dobiva visoka krutost
- konstrukcija je relativno kompaktna.

Nedostaci rješenja su:
- svaka greška zahtijeva bacanje cijelog bloka
- legiranje je vrlo skupo, a mora se legirati cio blok
- pri livenju se teško dobiva željena struktura klizne staze.

Koriste se uglavnom kod malih motora.

B) <u>Mokre cilindarske košuljice</u>

Izgled takve košuljice u bloku, dat je na sl. 37.

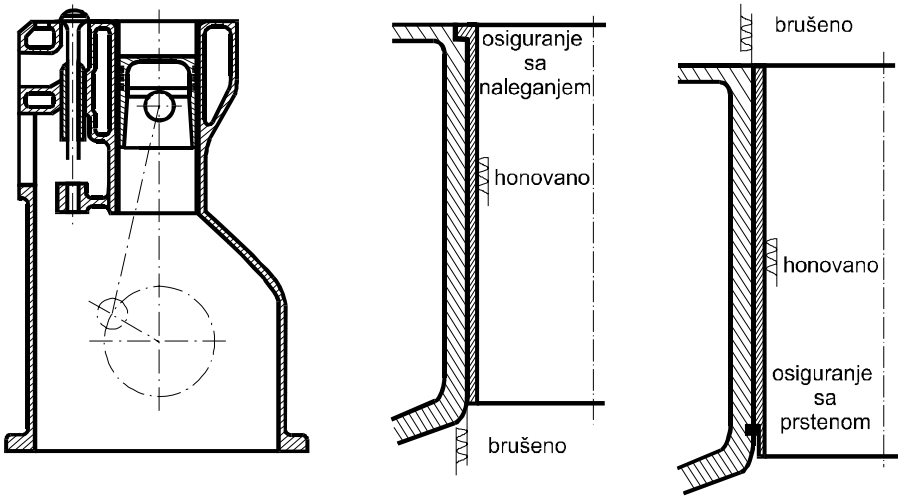


Sl. 37 Mokre cilindarske košuljice

Ovo rješenje je najčešće u upotrebi. Postoji mogućnost zamjene cilindarskih košuljica pojedinačno. Obezbjeđuje se dobro hlađenje. Kod ovog konstruktivnog rješenja postoji opasnost od pojave "kavitacije" uslijed smanjenja debljine zida košuljice (δ_k).
Cilindarske košuljice se rade od sivog liva. Klizna staza košuljice se oplemenjuje zbog dobivanja boljih osobina klizanja (nitriranje, fosfatiranje, mrežasto hromiranje). Završna obrada klizne staze košuljice je honovanje, a u novije vrijeme se sve više koristi plato honovanje, sve sa ciljem postizanja boljih kliznih svojstava.

C) <u>Suhe cilindarske košuljice</u>

Suha cilindarska košuljica sa blokom data je na sl. 38. Koriste se uglavnom u USA.

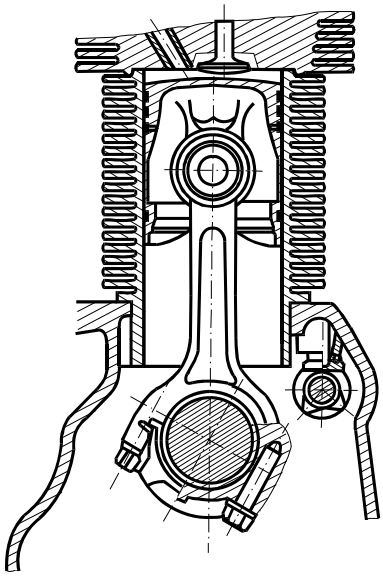


Sl. 38 Suha cilindarska košuljica

Ova konstrukcija zadržava krutost i kompaktnost dosta visoko, ali ima nešto lošije hlađenje. Sama košuljica se radi od kvalitetnih materijala. Otežana joj je dosta zamjena (montaža i demontaža).

D) <u>Zračno hlađenje cilindarske košuljice</u>

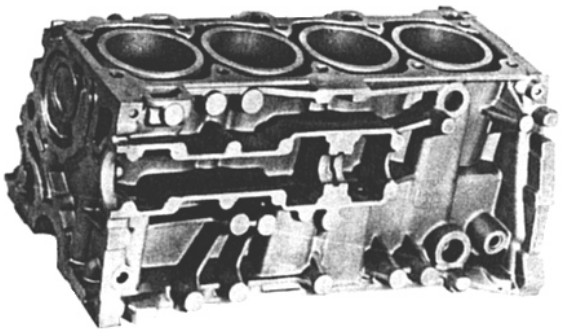
Ima izgled kao na sl. 39. Na sebi ima rebra, koja povećavaju intenzitet hlađenja. Koristi se najčešće kod



Sl. 39 Zračno hlađenje cilindarska košuljica

motora za motocikle gdje je nastrujavanje zraka za hlađenje prirodno, a kod vozilskih motora mora biti obezbijeđen poseban sistem nastrujavanja zraka (ventilator, usmjerivači zraka, itd.).

Blokovi motora se izrađuju livenjem od sivog liva ili od legure aluminijuma. Izgled jednog livenog bloka dat je na sl. 40.



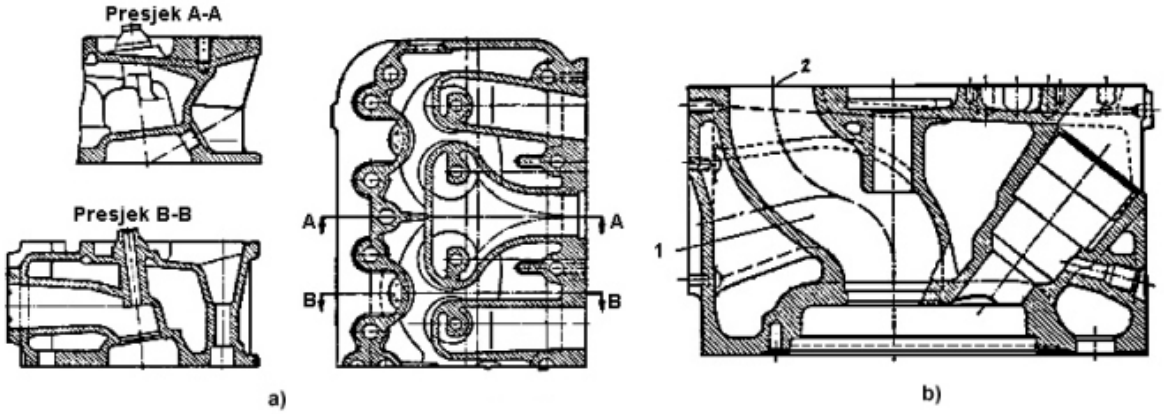
Sl. 40 Liveni blok linijskog četverocilindričnog motora

Cilindarska glava

Osnovni zadatak cilindarske glave je da hermetički zatvori prostor u kome se odvija proces sagorijevanja. Konstrukcija glave zavisi najviše od:

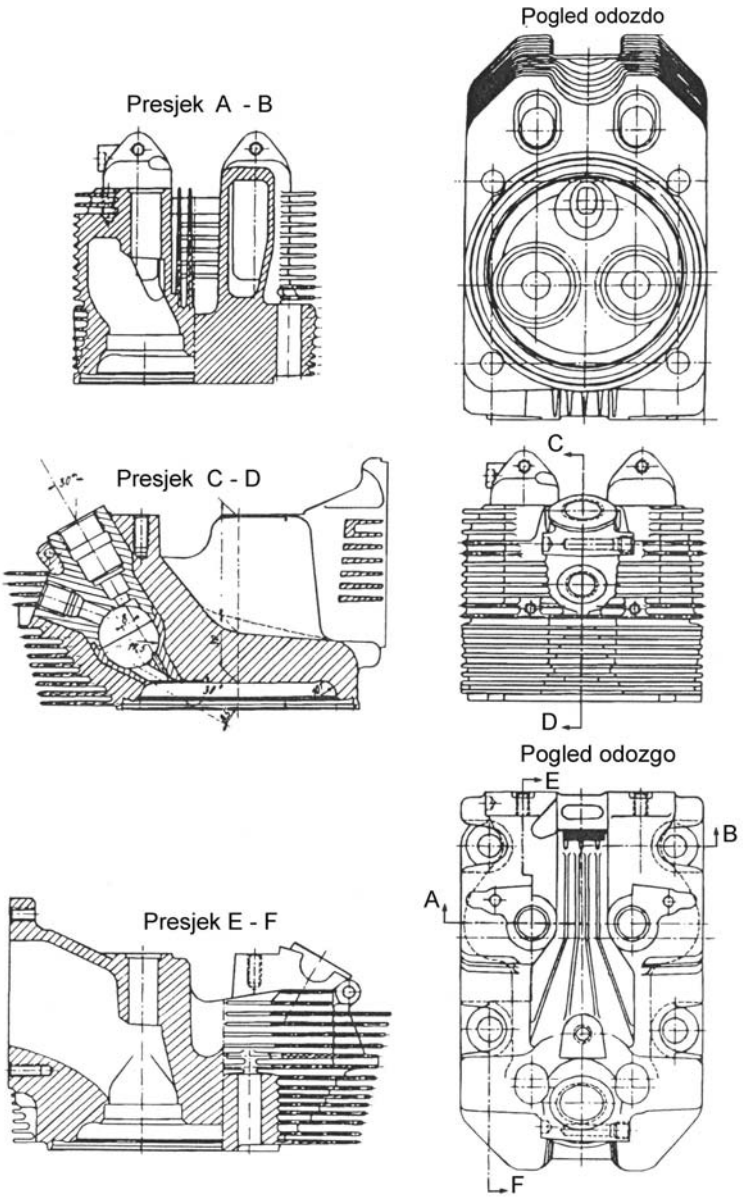
- oblika prostora za sagorijevanje
- rasporeda ventila, brizgača i svjećica
- oblika i rasporeda usisnih i izduvnih kanala
- vanjskih dovodnih cijevi i smjera tečenja tečnosti za hlađenje

Cilindarska glava treba da ima i visoku krutost obzirom na sile koje prima. Zbog toga se vrlo često cilindarska glava radi za svaki cilindar posebno ili za po dva cilindra, a rjeđe iz jednog dijela za cio motor (samo kod malih motora). Konstruktivni izgled glave mnogo zavisi od sredstva za hlađenje. Na sl. 41 date su dvije glave motora sa vodenim hlađenjem a na sl. 42 glava jednog zračno hlađenog



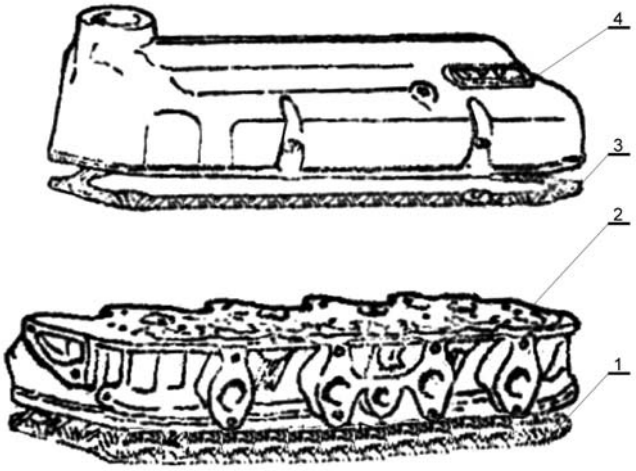
a) za oto motore, b) za dizel motor sa pretkomorom

Sl. 41 Konstruktivne izvedbe glave motora sa vodenim hlađenjem



Sl. 42 Glava zračno hlađenog motora

motora. Na sl. 43 prikazana je jednodijelna cilindarska glava sa poklopcem i odgovarajućim zaptivačem.

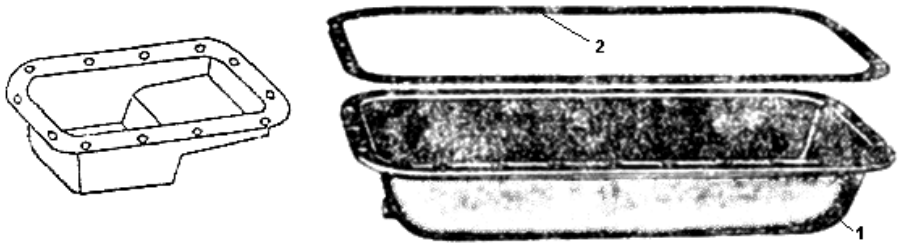


1 – zaptivač glave; 2 – glava; 3 – zaptivač poklopca; 4 – poklopac

Sl. 43 Glava motora sa poklopcem

Motorska kućica (karter)

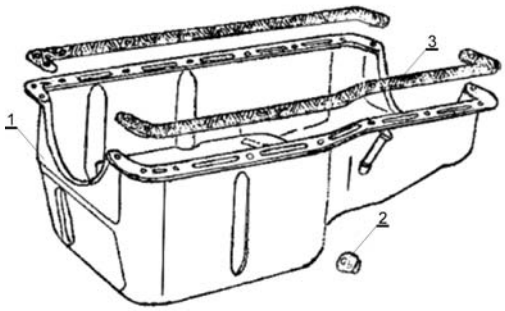
Konstrukcija kartera zavisi u najvećoj mjeri od načina uležištenja koljenastog vratila. Kod tunelske gradnje, koja posjeduje najveću krutost, motorska kućica je izjedna, a koljenasto vratilo se pri montaži mora pomjerati aksijalno, što je kod višecilindričnih motora veoma komplikovano. Kod motora za pogon motornih vozila karter je dvodijelan, pri čemu je gornji dio izliven sa cilindarskim blokom. Donji dio kartera služi kao uljno korito i obično je presovan od lima debljine 1 do 1,5 mm i preko prirubnice ojačane spolja po cijeloj dužini jačom limenom trakom pričvršćen za gornji dio kartera preko zaptivača (sl. 44, poz. 2). Kod nekih motora donji dio kartera je odliven od livenog gvožđa ili aluminijske



1 - karter, 2 - zaptivka

Sl. 44 Prostorni izgled presovanih uljnih korita (kartera)

legure, pri čemu je kod vozilskih motora često orebren, čime se pospješuje hlađenje ulja, koje se tu sliva. Na sl. 45 data je također jedna izvedba kartera motora.



1 – karter,
2 – čep za ispuštanje ulja,
3 – zaptivka.

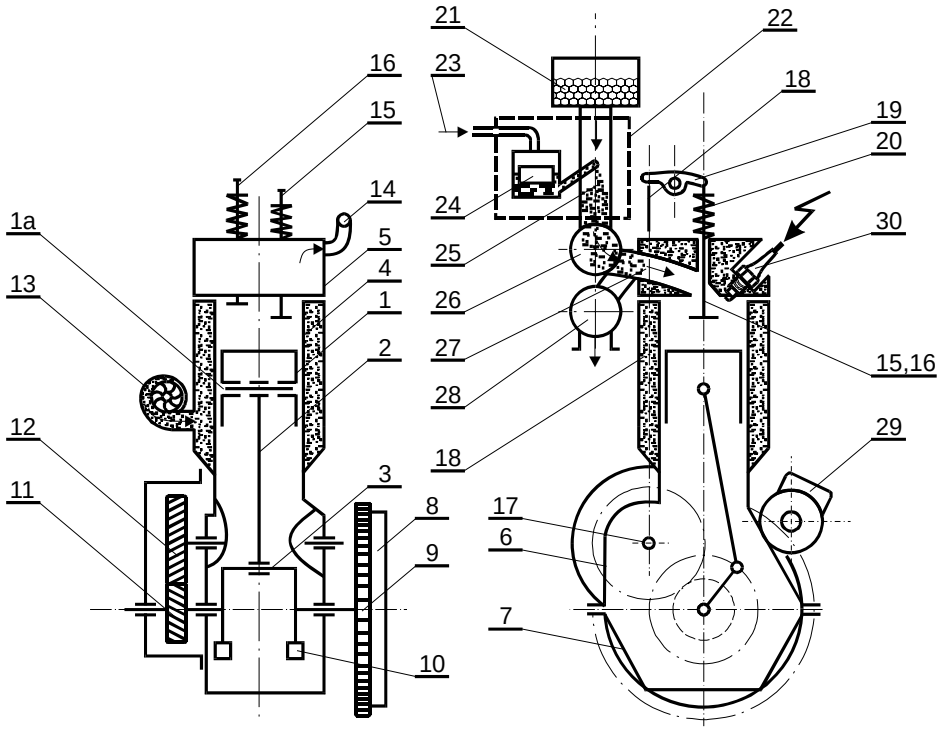
Sl. 45 Karter motora sa zaptivkom

2.5 Pomoćni sistemi i uređaji motora sui

Pored već pobrojanih glavnih dijelova, svaki motor mora da ima i niz pomoćnih uređaja i sistema, koji su neophodni za pravilan rad. U pomoćne sisteme i uređaje spadaju:

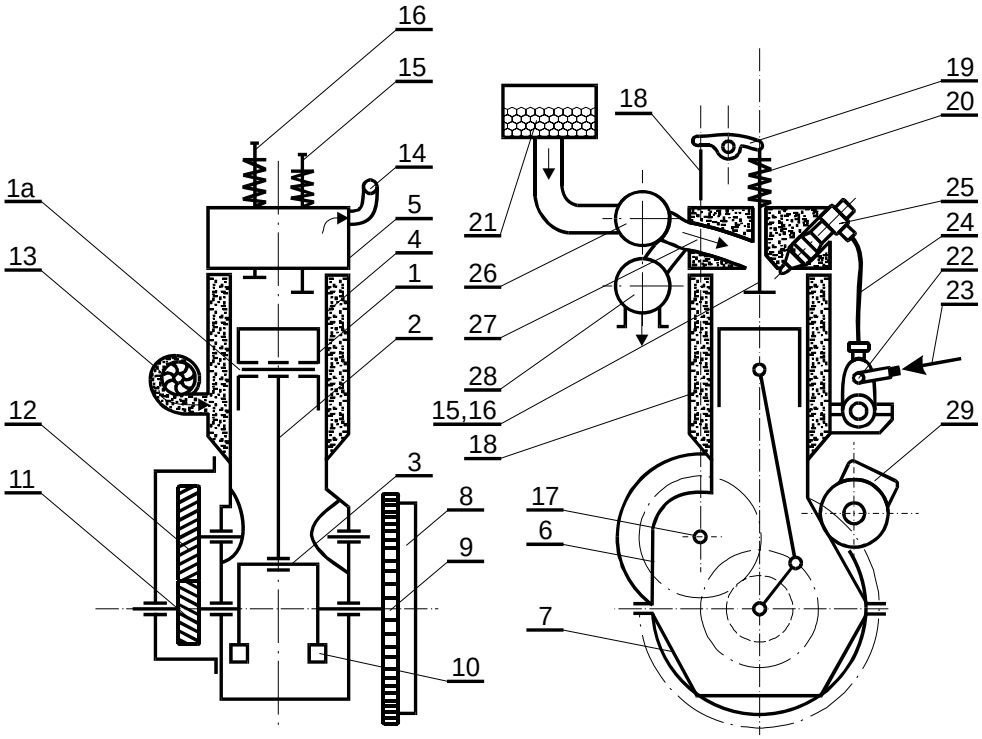
- sistem razvoda radne materije
- sistem napajanja motora gorivom
- sistem paljenja
- sistem podmazivanja
- sistem hlađenja i
- sistem za startovanje
- sistemi za pročišćavanje goriva, zraka i ulja, itd.

U nastavku, poslije definisanja osnovnih karakteristika motora biće biće objašnjeni najvažniji pomoćni uređaji i sistemi.
Na kraju, nakon nabrojanih svih podjela motora i opisa glavnih dijelova motora, daju se dvije slike-skice oto i dizel motora (sl. 46 i sl. 47), sa nabrojeanim svim osnovnim elementima i sklopovima motora odakle se najbolje vidi razlika oto i dizel motora sa stanovišta opreme i pomoćnih uređaja.



1 – klip, 1a – osovinica, 2 – klipnjača, 3 – koljenasto vratilo, 4 – cilindarska košuljica, 5 – cilindarska glava, 6 – blok motora, 7 – karter, 8 – zamajac, 9 – zupčasti vijenac, 10 – protuteg, 11, 12 – zupčasti par za pogon razvoda, 13 – pumpa za vodu, 14 – vod za hlađenje, 15, 16 – usisni i izduvni ventil, 17 – bregasto vratilo, 18 – šipka podizača, 19 – klackalica, 20 – opruga ventila, 21 – zračni filter, 22 – rasplinjač, 23 – dovod goriva, 24 – plovak, 25 – difuzor, 26 – usisni kolektor, 27 – usisna cijev, 28 - izduvni kolektor, 29 – elektrostarter, 30 – svjećice.

Sl. 46 Skica oto motora



1 – klip, 1a – osovinica, 2 – klipnjača, 3 – koljenasto vratilo, 4 – cilindarska košuljica, 5 – cilindarska glava, 6 – blok motora, 7 – karter, 8 – zamajac, 9 – zupčasti vijenac, 10 – protuteg, 11, 12 – zupčasti par za pogon razvoda, 13 – pumpa za vodu, 14 – vod za hlađenje, 15, 16 – usisni i izduvni ventil, 17 – bregasto vratilo, 18 – šipka podizača, 19 – klackalica, 20 – opruga ventila, 21 – zračni filter, 22 – pumpa visokog pritiska, 23 – dovod goriva, 24 – cijev visokog pritiska, 25 – brizgač, 26 – usisni kolektor, 27 – usisna cijev, 28 - izduvni kolektor, 29 – elektrostarter.

Sl. 47 Skica dizel motora

3. IDEALNI CIKLUSI MOTORA SUI

3.1 Uvod

Pretvaranje toplote u rad ili rada u toplotu ostvaruje se obično u termodinamičkom procesu posredstvom radnog fluida. Kod motora sui radni fluid je smješa gasova dobivena sagorijevanjem u cilindru motora.
Procesi u motoru su tako komplikovani da se uticaj pojedinih fizikalnih i hemijskih procesa na odvijanje radnog ciklusa motora u cjelini može veoma teško obuhvatiti računom. Prenos toplote sa gasa na zidove cilindra i obrnuto za vrijeme procesa sabijanja, sagorijevanja, širenja i izmjene radne materije, procesi pri isparavanju goriva i stvaranju smješe kod oto motora ili proces ubrizgavanja goriva kod motora, procesi pri upaljenju i sagorijevanju, utiču u određenoj mjeri na cjelokupni radni ciklus motora. Ovi uticaji se uglavnom mogu analizirati dijeljenjem radnog ciklusa na pojedine faze te posebnom analizom svake od faza. Kao veoma cjelishodno sredstvo pokazalo se uvođenje uporednih ciklusa.
Pomoću uporednih ciklusa motora, na koje se može primjeniti egzaktan proračun, mogu se izračunati osnovna svojstva radnog ciklusa. Ovako izračunata svojstva radnog ciklusa su veoma slična stvarnom radnom ciklusu motora. Na taj način se može proračunom odrediti uticaj promjena pojedinih parametara na osnovne veličine radnog ciklusa motora. Npr. mogu se računom odrediti uticaj stepena sabijanja, koeficijenta viška zraka i maksimalnog pritiska sagorijevanja na radni ciklus motora i tako dobijeni rezultati porediti sa eksprimentalnim rezultatima. Zato je neophodno pretpostavke uporednih ciklusa tako približiti stvarnom procesu u motoru koliko to dopušta jednostavnost i preglednost proračuna. Rezultati su utoliko pogodniji za procjenu stvarnih procesa u motoru ukoliko uporedni ciklus bolje odgovara stvarnom radnom ciklusu motora i što se tačnije uzimaju u obzir fizikalni zakoni. U zavisnosti od učinjenih pretpostavki za proračun mogu se uporedni ciklusi motora podijeliti na:

- termodinamičke (idealne)
- poluteorijske i
- stvarne.

Analiza termodinamičkih ciklusa motora sa unutrašnjim izgaranjem vrši se u cilju procjene njihove savršenosti kroz analizu ekonomičnosti ciklusa. Pored niza uprošćenja, kod termodinamičkog ciklusa su najznačajnija da se ciklusi obavljaju sa jednom te istom količinom radne materije, te da je radno tijelo idealan gas čiji sastav ostaje isti u toku cijelog ciklusa. Zato se ovakvi ciklusi često nazivaju i idealni ili teorijski ciklusi motora sui.
Poluteorijski ciklusi usložnjavaju problematiku analize uvođenjem pojma stvarnih gasova (zrak, smješa i produkti sagorijevanja), čiji se sastav mijenja u toku ciklusa zavisno od motora i kod istog motora mijenja se u zavisnosti od režima rada motora (opterećenja).
Stvarni ciklus u mnogome odstupa od termodinamičkog i poluteorijskog ciklusa, jer postoje mnogi uticaji, koji se kod stvarnih ciklusa uzimaju u obzir. Osim termodinamičkih procesa u cilindru motora uzimaju se u obzir i gasodinamički procesi u usisnim i izduvnim cjevovodima i ventilima. Kod stvarnog motora i termodinamički i gasodinamički procesi su nestacionarnog karaktera. Zato se za matematičku interpretaciju ovih procesa u motoru primjenjuju sistemi običnih i parcijalnih diferencijalnih jednačina. Rješavanje ovako složenog sistema jednačina omogućavaju numeričke metode proračuna uz primjenu računara. Pri tome je prvi put omogućeno da se procesi u motoru optimiziraju računskim putem varirajući uticajne konstruktivne parametre. Istovremeno su sa primjenom računara za proračun stvarnog radnog ciklusa motora mnoge približne metode proračuna izgubile na značaju.

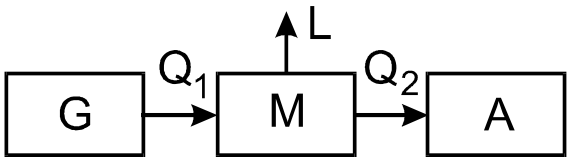
3.2 Karakteristike idealnog ciklusa

Da bi se sa energetskog stanovišta mogli načelno ocjenjivati pojedini vidovi radnih ciklusa, koji se ostvaruju u motorima sui, kao i analizirati gubici, koji onemogućavaju potpuno iskorištenje dovedene toplotne energije, uveden je pojam teoretskog ili idealnog ciklusa. Za ovaj ciklus je karakteristično da jedini vid toplotnih gubitaka predstavlja odvođenje toplote hladnom rezervoaru radi dovođenja radnog

fluida u stanje, koje je postojalo na početku ciklusa. Pored ovoga, pri analizi idealnog ciklusa pretpostavlja se još i sljedeće:

- u toku ciklusa u cilindru se nalazi radni fluid nepromjenljive mase i sastava
- radni fluid je idealan gas (specifična toplota ne zavisi od temperature i pritiska, a unutrašnja energija je funkcija samo temperature)
- sagorijevanje je zamijenjeno dovođenjem toplote, a izmjena radnog fluida odvođenjem toplote
- izmjena radnog fluida se odvija bez enegetskih gubitaka
- procesi sabijanja i širenja se odvijaju bez izmjene toplote sa okolinom, a promjene stanja radnog fluida su izentropske.

Idealni ciklus motora se može šematski prikazati kao na sl. 48, gdje je : M – motor; G – gorivo; A –



Sl. 48 Šematski prikaz idealnog ciklusa

atmosfera; Q_1 – ukupno dovedena količina toplote iz goriva G (q_1 – dovedena količina toplote po 1 kg radne materije); Q_2 – ukupno odvedena količina toplote u atmosferu (q_2 - odvedena količina toplote po 1 kg radne materije); L – dio energije, koji se od motora odvodi u vidu korisnog rada (l – specifična vrijednost korisnog rada po 1 kg radne materije).

Pokazatelji ciklusa su:

a) Termodinamički stepen korisnosti (η_t) karakteriše iskorištavanje dovedene toplotne energije. Za idealni ciklus i 1 kg radne materije ovaj stepen se definiše kao:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \tag{4}$$

b) Kao mjera iskorištenja hodne zapremine motora (V_h) može da posluži srednji pritisak ciklusa (p_{mt}) ili specifičan rad po jedinci hodne zapremine motora, definisan za 1 kg radne materije kao:

$$p_{mt} = \frac{l}{v_{max} - v_{min}} = \frac{l}{v_h} = \frac{L}{V_h} \tag{5}$$

gdje je:

$v_{max}\ [m^3/kg]$ - maksimalna specifična zapremina motora sui

$v_{min}\ [m^3/kg]$ - minimalna specifična zapremina motora

$v_h\ [m^3/kg]$; $V_h\ [m^3]$ - hodna zapremina motora, specifična i stvarna

Rad (l) se može definisati za bilo koji zatvoreni ciklus kao:

$$l = \oint p dv \tag{6}$$

Pritisak p_{mt} (srednji termodinamički pritisak) predstavlja neki fiktivni konstantni pritisak, koji bi djelujući na površinu čela klipa, u toku jednog hoda klipa izvršio isti rad, koji se inače ostvari za čitav ciklus pri promjenjivom pritisku u cilindru.

c) Srednja temperatura ciklusa za 1 kg radne materije definiše se kao:

$$T_{mt} = \frac{l}{\Delta s} = \frac{l}{s_{max} - s_{min}} \qquad (7)$$

gdje je:
s_{max} [J/kg K] - maksimalna entropija ciklusa po 1 kg radne materije
s_{min} [J/kg K] - minimalna entropija ciklusa po 1 kg radne materije

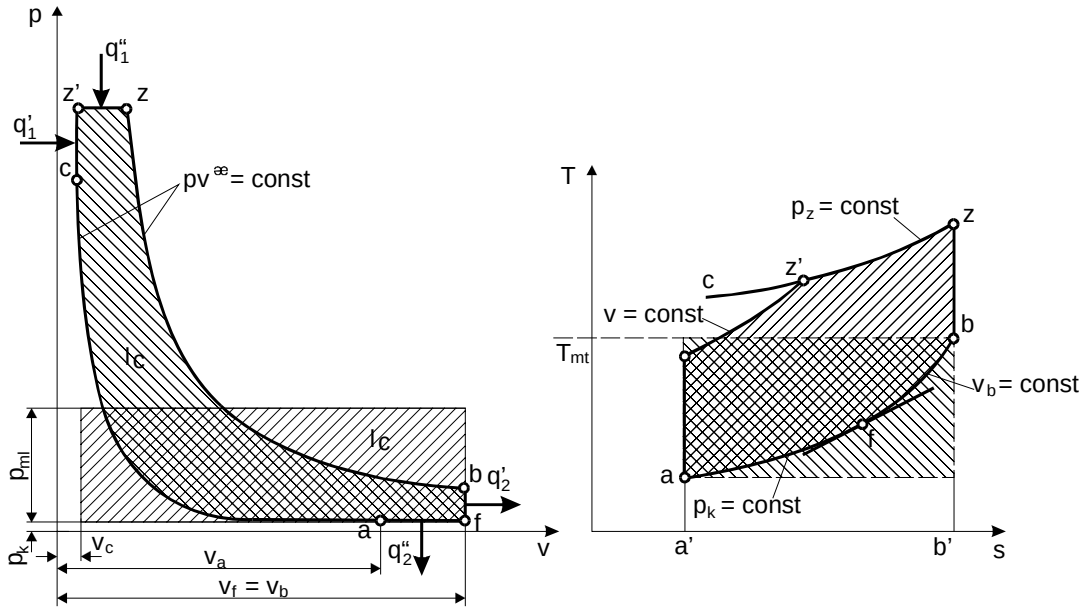
d) Maksimalni pritisak ciklusa ($p_{max}= p_z$) služi za ocjenu mehaničkih opterećenja dijelova motora
e) Maksimalna temperatura ciklusa ($T_{max}=T_z$), kao i temperatura T_{mt} su pokazatelji termičkog opterećenja dijelova motora, koji su u dodiru sa radnim fluidom

Neki autori, kod analize idealnih ciklusa koriste i razne druge pokazatelje, kao npr.:

- odnos p_{max}/ p_{min}
- odnos T_{dov}/T_{odv}, gdje je $T_{dov} = \frac{q_1}{s_{max} - s_{min}}$, itd.

3.2.1 Uopšteni idealni ciklus

Uopšteni idealni ciklus prikazan je u p – v i T – s diagramu na sl. 49, gdje se dovođenje i odvođenje



Sl. 49 p – v i T – s diagram uopštenog idealnog ciklusa

toplote vrši po izohori ($q_1^{'}, q_2^{'}$) i izobari ($q_1^{''}, q_2^{''}$). Za pojedine parametre ciklusa važe sljedeće relacije:

- stepen sabijanja (stepen kompresije), kod klipnih motora, računa se kao:

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_c} \qquad (8)$$

- stepen povećanja pritiska u toku dovođenja toplote pri $v = const$, računa se kao:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \tag{9}$$

- stepen prethodnog širenja pri dovođenju toplote kod p = const. dat je izrazom

$$\rho = \frac{v_z}{v_c} \tag{10}$$

- stepen prethodnog sabijanja u toku odvođenja toplote pri p = const. računa se kao:

$$\rho' = \frac{v_b}{v_a} = \frac{v_f}{v_a} \tag{11}$$

- stepen širenja predstavlja donos:

$$\delta = \frac{v_b}{v_z} = \frac{v_b}{v_a} \cdot \frac{v_a}{v_c} \cdot \frac{v_c}{v_z} = \frac{\rho'}{\rho} \cdot \varepsilon \tag{12}$$

- dovedena (q_1) i odvedena (q_2) toplota po 1 kg radne materije računaju se kao:

$$q_1 = q_1^{'} + q_1^{''} = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}) \tag{13}$$

$$q_2 = q_2^{'} + q_2^{''} = c_v(T_b - T_f) + c_p(T_f - T_a) \tag{14}$$

Sve veličine u ciklusu (T_c, T_z, $T_{z'}$, T_b, T_t, p_c, $p_{z'}$, …) mogu se izraziti preko veličine početnog stanja p_a, T_a, v_a i bezdimenzionih parametara ε, λ, ρ, ρ' i δ. Npr. ako se temperature u karakterističnim tačkama kružnog ciklusa izraze preko početnog stanja (T_a), dobiva se:

- iz adijabatske (izentropske) promjene stanja a – c (sl. 49), dobiva se:

$$p_a v_a^{æ} = p_c v_c^{æ} \quad \text{odnosno}$$
$$T_a v_a^{æ-1} = T_c v_c^{æ-1} \tag{15}$$

odakle je:

$$T_c = T_a \left(\frac{v_a}{v_c} \right)^{æ-1} = T_a \cdot \varepsilon^{æ-1} \tag{16}$$

- iz jednačina stanja za tačke c i z' (sl. 49) dobiva se:

$$\left.\begin{aligned} p_c \cdot v_c &= R \cdot T_c \\ p_{z'} \cdot v_{z'} &= R \cdot T_{z'} \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

odakle je:

$$T_{z'} = \frac{p_{z'}}{p_c} \cdot T_c = \lambda \cdot T_c = T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{æ-1} \tag{18}$$

- na osnovu izobarne promjene stanja z' – z, uz korištenje jednačina stanja:

$$\left.\begin{aligned} p_{z'} \cdot v_{z'} &= R \cdot T_{z'} \\ p_z \cdot v_z &= R \cdot T_z \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

dobiva se:

$$T_z = T_{z'} \cdot \frac{v_z}{v_{z'}} = T_{z'} \cdot \rho = T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{æ-1} \tag{20}$$

- koristeći izentropsku promjenu stanja u intervalu z – b (sl. 49) može se pisati:

$$T_z \cdot v_z^{æ-1} = T_b v_b^{æ-1} \tag{21}$$

odnosno:

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{æ-1} = T_z \cdot \left(\frac{1}{\delta}\right)^{æ-1} = T_a \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \varepsilon^{æ-1} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho' \cdot \varepsilon}\right)^{æ-1} = T_a \cdot \lambda \cdot \rho^{æ} \cdot \left(\frac{1}{\rho'}\right)^{æ-1} \ldots \tag{22}$$

- temperatura u tački f (sl. 56) se određuje iz jednačine stanja kao:

$$\left.\begin{aligned} p_a \cdot v_a &= R \cdot T_a \\ p_f \cdot v_f &= R \cdot T_f \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

odakle je:

$$T_f = T_a \cdot \frac{v_f}{v_a} = T_a \cdot \rho' \tag{24}$$

Koristeći jednačine (16), (18), (20), (22) i (24) kao i relacije za specifične toplote c_p i c_v:

$$\left.\begin{aligned} c_p - c_v &= R \\ \frac{c_p}{c_v} &= æ \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

odakle je:

$$c_p = \frac{æ \cdot R}{æ - 1} \tag{26}$$

$$c_v = \frac{R}{æ - 1} \tag{27}$$

izrazi za dovedenu i odvedenu toplotu mogu se napisati kao:

$$q_1 = \frac{R}{æ - 1} \cdot T_a \cdot \varepsilon^{æ-1}(\lambda - 1) + \frac{æ \cdot R}{æ - 1} \cdot T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{æ-1}(\rho - 1) =$$

$$= \frac{R \cdot T_a}{æ - 1} \cdot \varepsilon^{æ-1}\left[(\lambda - 1) + æ \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right] \tag{28}$$

$$q_2 = \frac{R}{æ-1}\cdot T_a \cdot \rho'\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{æ} - 1\right] + \frac{æ\cdot R}{æ-1}\cdot T_a(\rho'-1) =$$

$$= \frac{R\cdot T_a}{æ-1}\cdot\left\{\rho'\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{æ} - 1\right] + æ\cdot(\rho'-1)\right\} \tag{29}$$

Koristeći prethodne jednačine izraz za termodinamički stepen korisnosti (4) se može napisati:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{\rho'\cdot\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{æ} - 1\right] + æ\cdot(\rho'-1)}{\varepsilon^{æ-1}\left[(\lambda-1) + æ\cdot\lambda(\rho-1)\right]} \tag{30}$$

Na sličan način može se napisati i izraz za srednji termodinamički pritisak (5). Ovdje treba još samo izraziti veličinu razlike zapremine: $v_{max} - v_{min}$ kao:

$$v_{max} - v_{min} = v_b - v_c = v_a\cdot\rho' - \frac{v_a}{\varepsilon} = v_a\,\frac{\varepsilon\cdot\rho'-1}{\varepsilon} \tag{31}$$

Sada se izraz (5) piše kao:

$$p_{mt} = \frac{q_1 - |q_2|}{v_b - v_c} = \frac{\frac{R\cdot T_a}{æ\text{-}1}\cdot\left\{\varepsilon^{æ-1}\cdot\left[(\lambda-1) + æ\cdot\lambda(\rho-1)\right] - \rho'\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{æ} - 1\right] - æ\cdot(\rho'-1)\right\}}{v_a\cdot\frac{\varepsilon\cdot\rho'-1}{\varepsilon}} =$$

$$= \frac{p_a}{æ-1}\cdot\frac{\varepsilon}{\varepsilon\cdot\rho'-1}\cdot\left\{\varepsilon^{æ-1}\cdot\left[(\lambda-1) + æ\cdot\lambda(\rho-1)\right] - \rho'\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{æ} - 1\right] - æ\cdot(\rho'-1)\right\} \tag{32}$$

Srednja termodinamička temperatura, je saglasno ranijoj definiciji (7) sada:

$$T_{mt} = \frac{q_1 - |q_2|}{s_b - s_a} \tag{33}$$

Razlika entropije $s_b - s_a$ (sl. 49) se može izraziti kao:

$$s_b - s_a = (s_b - s_f) + (s_f - s_a) \tag{34}$$

odakle se desna strana izraza (34) može sračunati kao:

$$s_b - s_f = c_v\int_{T_f}^{T_b}\frac{dt}{T} = c_v\cdot ln\frac{T_b}{T_f} = c_v\cdot ln\left[\lambda\cdot\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{æ}\right] \tag{35}$$

$$s_f - s_a = c_p \int_{T_a}^{T_f} \frac{dt}{T} = c_p \cdot \ln \frac{T_f}{T_a} = c_p \cdot \ln(\rho') \tag{36}$$

odnosno:

$$s_b - s_a = \frac{R}{æ - 1} \cdot \left\{ æ \cdot \ln(\rho') + \ln\left[\lambda \cdot \left(\frac{\rho}{\rho'} \right)^{æ} \right] \right\} \tag{37}$$

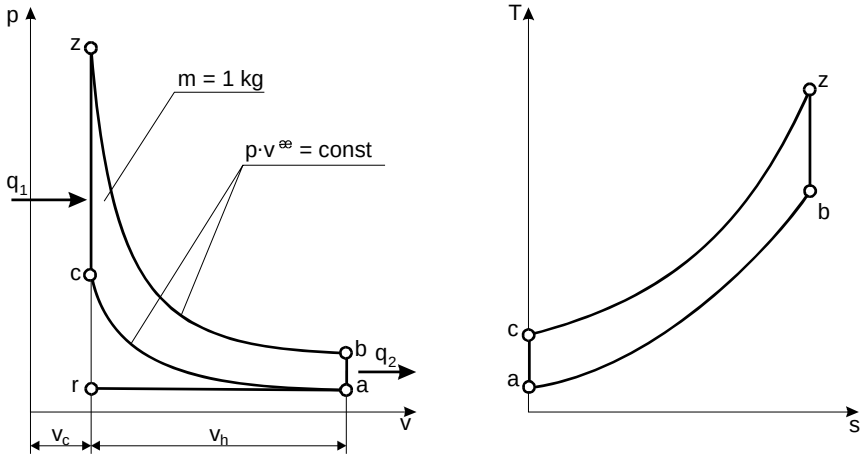
Koristeći izraz (37) i izvedene izraze za q_1 i q_2 može se konačno napisati izraz za T_{mt} kao:

$$T_{mt} = T_a \cdot \frac{\varepsilon^{æ-1} \cdot [(\lambda - 1) + æ \cdot \lambda(\rho - 1)] - \rho' \left[\lambda \left(\frac{\rho}{\rho'} \right)^{æ} - 1 \right] - æ \cdot (\rho' - 1)}{æ \cdot \ln(\rho') + \ln\left[\lambda \left(\frac{\rho}{\rho'} \right)^{æ} \right]} \tag{38}$$

3.2.2 Specifični slučajevi idealnih ciklusa

a) <u>Dovođenje i odvođenje toplote pri v = const.</u>

Idealni ciklus kod koga se dovođenje toplote (sagorijevanje) vrši po izohori, tj. trenutno, najviše se približava stvarnom ciklusu sa prinudnim paljenjem homogene, prethodno pripremljene smješe (oto motor). Diagram $p - v$ i $T - s$ ovog idealnog ciklusa je prikazan na sl. 50.



Sl. 50 Idealni ciklus sa dovođenjem toplote pri $v = const.$ (oto ciklus)

Za ovaj slučaj su karakteristične veličine

$$\delta = \varepsilon$$
$$\rho = \rho' = 1$$

Na osnovu ovoga karakteristični parametri ciklusa se dobivaju kao:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^{æ-1}(\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{æ-1}} \tag{39}$$

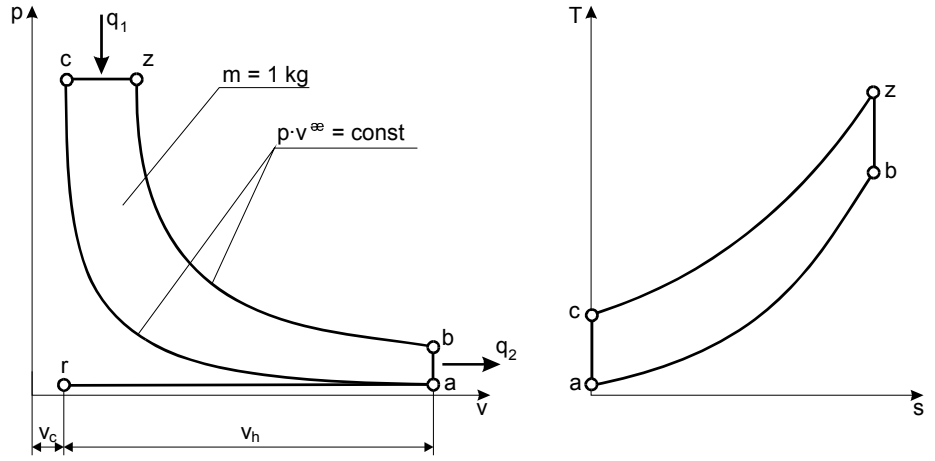
$$p_{mt} = \frac{p_a}{æ-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \left[\varepsilon^{æ-1} \cdot (\lambda-1) - (\lambda-1)\right] =$$

$$= \frac{p_a}{æ-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot (\lambda-1) \cdot (\varepsilon^{æ-1} - 1) = \frac{p_a}{æ-1} \cdot \frac{\varepsilon^{æ}}{\varepsilon-1} \cdot \eta_t \cdot (\lambda-1) \tag{40}$$

$$T_{mt} = T_a \cdot \frac{\varepsilon^{æ-1} \cdot (\lambda-1) - (\lambda-1)}{\ln(\lambda)} = T_a \frac{(\lambda-1) \cdot (\varepsilon^{æ-1} - 1)}{\ln(\lambda)} \tag{41}$$

b) <u>Ciklus sa dovođenjem toplote pri p = const.</u>

Ovom ciklusu se približava ciklus stvarnog sporohodog motora sa samopaljenjem smješe, kod koga se gorivo ubrizgava u cilindar pomoću sabijenog zraka. Ovakvi motori se danas više ne proizvode. Odvođenje toplote se vrši pri $v = const.$ Ovakav idealni ciklus prikazan je na sl. 51. Kod njega su



Sl. 51 Idealni ciklus sa dovođenjem toplote pri p = const. (dizel ciklus)

veličine:

$$\lambda = 1$$

$$\rho' = 1$$

Na osnovu ovoga mogu se napisati izrazi za karakteristične veličine ciklusa kao:

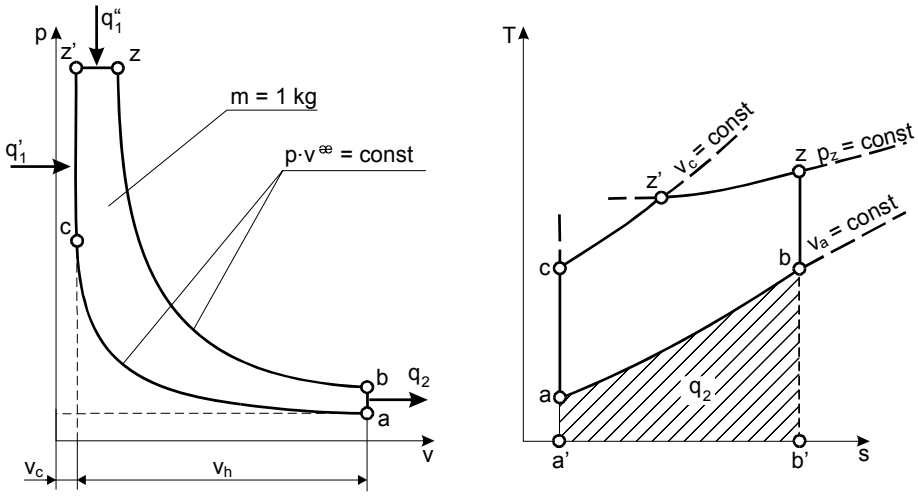
$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{æ} - 1}{\varepsilon^{æ-1} æ(\rho-1)} \tag{42}$$

$$p_{mt} = \frac{p_a}{æ-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \left[\varepsilon^{æ-1} \cdot æ(\rho-1) - (\rho^{æ} - 1)\right] = \frac{p_a}{æ-1} \cdot \frac{\varepsilon^{æ}}{\varepsilon-1} \cdot \eta_t \cdot æ \cdot (\rho-1) \tag{43}$$

$$T_{mt} = T_a \cdot \frac{\varepsilon^{æ-1} \cdot æ \cdot (\rho-1) - (\rho^{æ} - 1)}{\ln(\rho^{æ})} \tag{44}$$

c) <u>Ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote pri v = const i p = const (Sabathee ciklus)</u>

Ovo je idealni ciklus, koji najviše odgovara ciklusu savremenih dizel motora sa ubrizgavanjem goriva. Prikazan je na sl. 52. Odvođenje toplote se i ovdje vrši pri v = const.



Sl. 52 Idealni ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote

Kod ovog ciklusa je $\rho' = 1$. Karakteristični parametri ciklusa su:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^{æ} - 1}{\varepsilon^{æ-1}\left[(\lambda - 1) + æ \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right]} \tag{45}$$

$$p_{mt} = \frac{p_a}{æ - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \left\{\varepsilon^{æ-1} \cdot \left[(\lambda - 1) + æ \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right] - \left(\lambda \cdot \rho^{æ} - 1\right)\right\} \tag{46}$$

odnosno:

$$p_{mt} = \frac{p_a}{æ - 1} \cdot \frac{\varepsilon^{æ}}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_t \cdot \left[\lambda - 1 + æ \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right] \tag{46a}$$

i

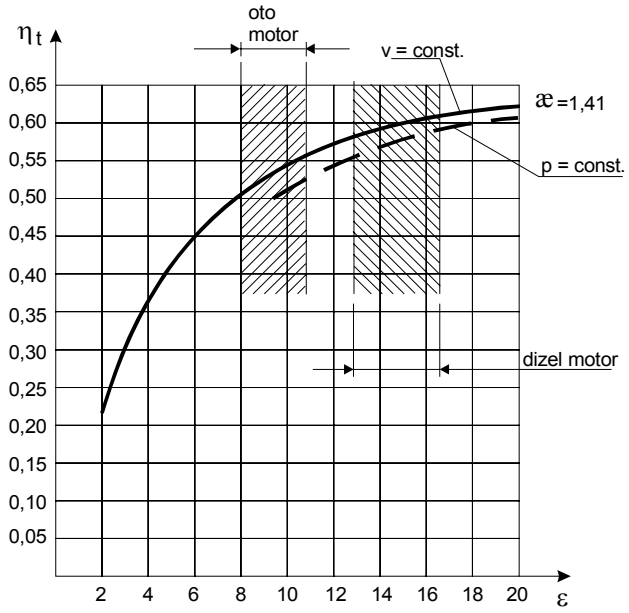
$$T_{mt} = T_a \cdot \frac{\varepsilon^{æ-1} \cdot \left[(\lambda - 1) + æ \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right] - \left(\lambda \cdot \rho^{æ} - 1\right)}{\ln(\lambda \cdot \rho^{æ})} \tag{47}$$

Idealni ciklusi nadpunjenih motora neće se ovdje posebno analizirati.

3.2.3 Analiza uticajnih faktora

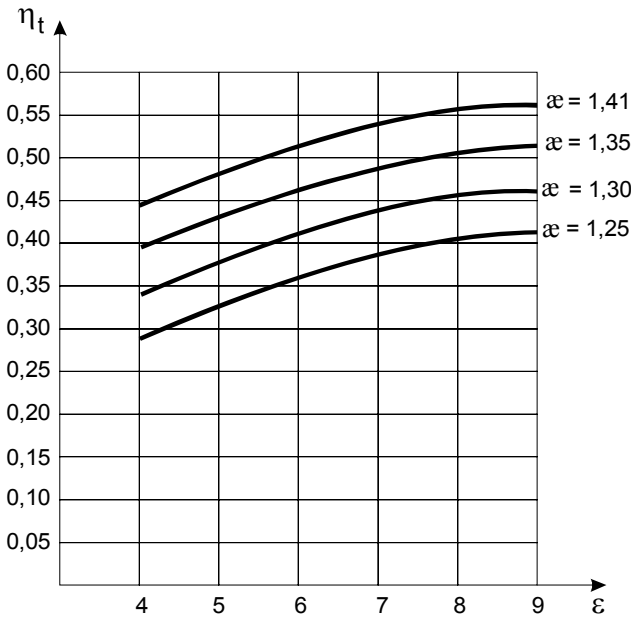
a) <u>Ciklus sa dovođenjem toplote pri v = const. (oto – ciklus)</u>

Na osnovu izraza (39) vidi se da je za ovaj slučaj, termodinamički stepen korisnosti zavisi samo od stepena sabijanja (ε) i kvaliteta radnog fluida izraženog preko eksponenata æ (za idealan zrak æ = 1,41). Tok promjene vrijednosti η_t dat je na sl. 53, odakle se vidi da povećanje stepena sabijanja (ε) iznad 18 nije više ekonomično, jer je prirast η_t neznatan, a zbog visokih temperatura i pritisaka, pri kojima bi se ciklus odvijao, javljaju se visoka mehanička i termička opterećenja. Osobine tečnog goriva (benzina), prvenstveno njihova antidetonaciona svojstva su kod motora sa prinudnim paljenjem prepreka da bi se stepen sabijanja proizvoljno povećavao. Kod stvarnih motora sa prinudnim paljenjem stepen sabijanja se kreće maksimalno 11 do 12.
Sa sl. 53, iako se odnosi na idealne cikluse, se vidi jasno prednost dizel motora u odnosu na oto motor, sa stanovišta ekonomičnosti, odnosto stepena iskorištenja.



Sl. 53 Zavisnost η_t kod idealnog ciklusa pri v = const. i pri p = const., od stepena sabijanja (ε), za vrijednost æ = 1,41

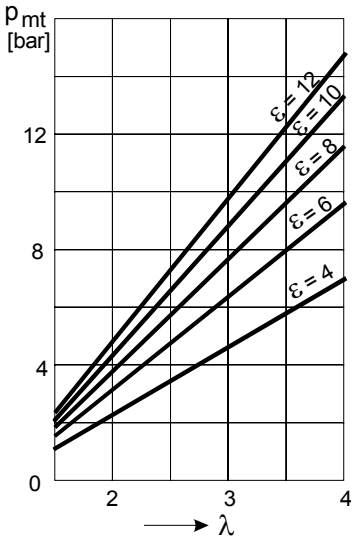
Odstupanje procesa od idealnih uslova vodi daljem smanjenju η_t, što je prikazano na sl. 54. Ako radni



Sl. 54 Zavisnost η_t idealnog ciklusa pri dovođenju toplote kod v = const., od stepena sabijanja (ε) i odnosa specifičnih toplota (æ)

fluid nije idealan gas, a procesi sabijanja i širenja nisu više izentropski, dolazi do smanjena odnosa specifičnih toplota æ , a saglasno tome smanjuje se i η_t, zbog nastanka dodatnih energetskih gubitaka. Na pritisak p_{mt}, osim stepena povećanja pritiska (λ) i stepena sabijanja (ε) direktno utiče i pritisak na početku takta sabijanja p_a (usisni ili nadpunjeni motori) i izložitelj æ. Na sl. 55 dat je tok promjene p_{mt} u funkciji λ i ε za p_a =const. i æ = const.

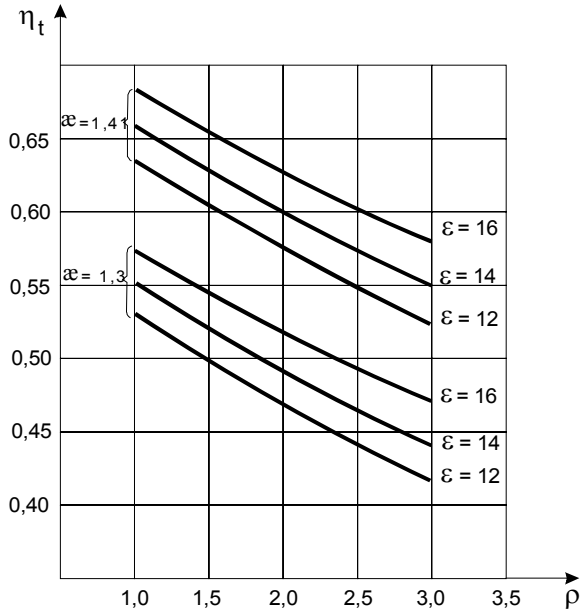
Povećanje dovedene toplote, ovdje izražene preko λ, utiče direktno na p_{mt}. Porast λ je ograničen mehaničkim osobinama materijala dijelova, koji dolaze u dodir sa radnom materijom.



Sl. 55 Uticaj veličina λ i ε na srednji termodinamički pritisak (p_{mt}) oto motora (p_a = 1 bar, æ = 1,41)

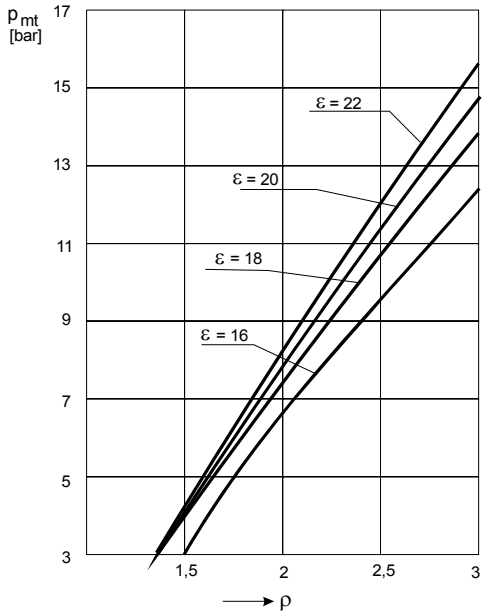
b) <u>Ciklus sa dovođenjem toplote pri p = const. (dizel ciklus)</u>

Termodinamički stepen iskorištenja ovog ciklusa zavisi od količine dovedene toplote, tj. od opterećenja. Ovaj uticaj je izražen stepenom širenja ρ. Sa povećanjem ρ smanjuje se efektivni hod širenja, pa prema tome i korisni rad, a time i η_t, odnosno ekonomičnost motora. Sa povećanjem stepena sabijanja (ε) pri ρ = const. η_t u početku vrlo brzo raste, a pri vrijednostima ε > 22, dalje povećanje stepena sabijanja u termodinamičkom smislu više nije ekonomično. Povećanje ε doprinosi povećanju pritiska i temperature što se nepovoljno odražava na mehaničko i termičko opterećenje motora. Na sl. 56 data je zavisnost η_t,



Sl. 56 Zavisnost η_t ciklusa sa dovođenjem toplote pri p =const. od ε, ρ i æ (p_a = const)

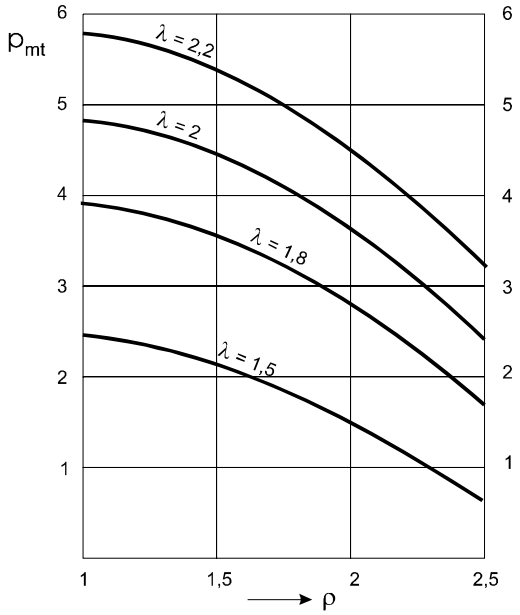
ρ, ε i odnosa specifičnih toplota (æ). Analiza pokazuje da pri malim vrijednostima ρ raste η_t. Povećanje ρ, ε i p_a dovodi do povećanja p_{mt}, tj. do boljeg iskorištenja hodne zapremine. Pritisak p_{mt} zavisi, osim toga, i od količine dovedene toplote tj. od ρ pri ε = const. Ova zavisnost je data na sl. 57.



Sl. 57 Zavisnost p_{mt} kod idealnog ciklusa sa dovođenjem toplote pri p = const, od ρ i ε (p_a = 1 bar)

c) <u>Ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote</u>

Termodinamički stepen korisnosti, kod ovakvog ciklusa zavisi od λ, ρ i ε. Načelno se može reći da vrijednost η_t raste sa povećanjem λ i smanjenjem ρ, i obratno.
Uticaj veličina ρ i λ na srednji termodinamički pritisak u motoru (ε = const. i æ =1,41) dat je na sl. 58,



Sl. 58 Uticaj ρ i λ na p_{mt}, kod ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote pri ε = 16, æ = 1,41 i p_a = 1 bar

odakle se vidi da sa porastom λ raste p_{mt}, a sa porastom ρ vrijednost p_{mt} opada.

4. STVARNI CIKLUS MOTORA SUI

Stvarni ciklus motora se znatno razlikuje od teorijskog (termodinamičkog) i poluteorijskog ciklusa. Na odstupanje stvarnog ciklusa od teorijskog utiče niz faktora, od kojih su najznačajniji:

- radni fluid nije idealni gas, nego je smješa zraka, goriva i produkata sagorijevanja

- u toku odvijanja procesa vrši se prenos toplote sa radnog fluida na okolinu i obrnuto, što znači sabijanje i širenje nije izentropski proces

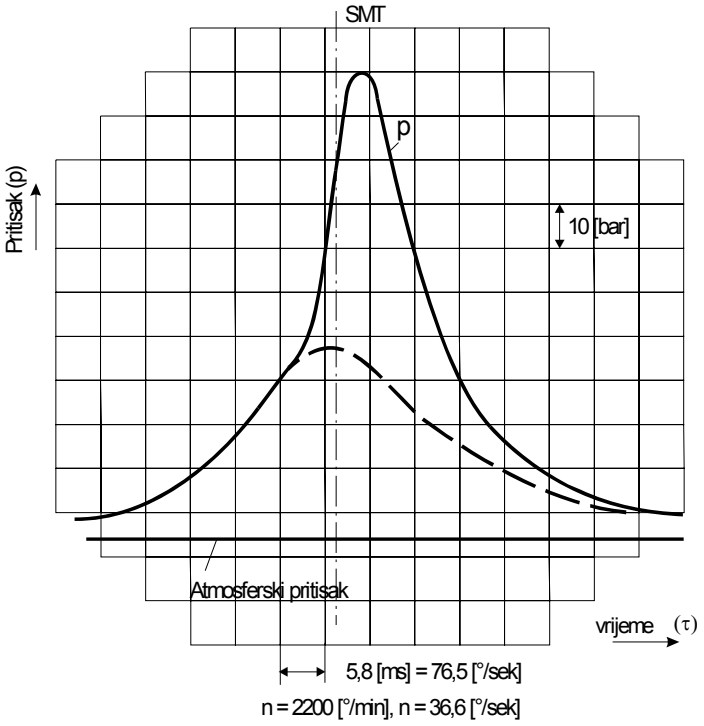
- vrijeme sagorijevanja je konačno i produžava se u taktu širenja sa dodatnim oslobađanjem dijela toplote. Zbog visokih temperatura radne materije u toku sagorijevanja dolazi do intenzivnog prenosa toplote sa radnog fluida na zidove cilindra

- usljed nepotpunog sagorijevanja i pojave disocijacije (iznad 1500 K nastupa razlaganje pojedinih višeatomnih gasova-disocijacija, što je praćeno utroškom izvjesne količine toplote) dolazi do manjeg iskorištenja toplote

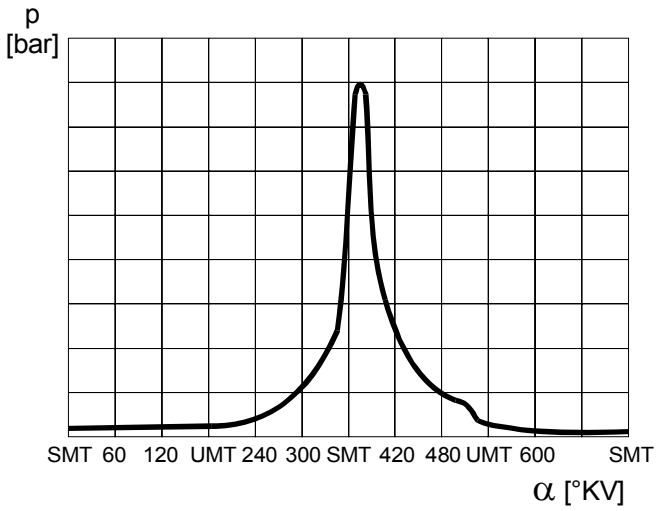
- uslijed propuštanja gasa u korito motora, strujnih otpora, prisustva zaostalih gasova u cilindru motora i dr. dolazi do gubitaka što također utiče na smanjenje korisnog rada koji daje motor

- pri izmjeni radne materije nastaju energetski gubici uslijed strujnih otpora, prenosa toplote, prisustva zaostalih gasova u cilindru, itd.

Iz izloženog logično slijedi da je stepen iskorištenja stvarnog ciklusa manji od stepena iskorištenja idealnog ciklusa. Opšti analitički izraz za stepen iskorištenja ne može se zbog složene funkcionalne zavisnosti specifičnih toplota gasa od temperature i sastava naći u zatvorenom obliku. Zato se mora analizirati svaki proces posebno (izmjena radne materije, sabijanje, sagorijevanje i ekspanzija), te na osnovu analize i uporednih ispitivanja doći do osnovnih karakteristika pojedinih procesa i njihovih uticajnih prametara. Ako se žele obuhvatiti svi glavni faktori stvarnog radnog ciklusa procesi se ne mogu kao kod idealnih ciklusa opisati algebarskim jednačinama, već se problem svodi na složeni sistem nelinearnih diferencijalnih jednačina, koje opisuju procese u cilindru i procese u usisnim i izduvnim cjevovodima.
Primjena savremenih računara otvorila je novu eru istraživanja motora, međutim i ovdje tačnost rezultata zavisi od uzetih predpostavki i od složenosti modela za cilindre, usisni i izduvni sistem. Zbog toga je važno za određene analize izabrati najprihvatljiviji model.
Stoga se u praksi često kombinuje analitički metod sa eksperimentalnim ispitivnjima u cilju dobivanja prihvatljivog modela, te se na osnovu toga vrše korekcije i poboljšanja na stvarnim motorima.
Parametri koji karakterišu odvijanje pojedinih procesa u ciklusu kao i ciklusa u cjelini mogu se dobiti eksperimentalnim putem snimanjem indikatorskog diagrama. Indiciranje motora daje grafiči prikaz promjene pritiska u cilindru u zavisnosti od promjene zapremine, (diagram $p - V$), ugla koljena koljenastog vratila (diagrama $p - \alpha$) ili vremena (diagram $p - \tau$). Za snimanje indikatorskih diagrama pritiska koriste se piezokvarcni davači pritiska, pretvarači signala, pojačavači signala i registratori (osciloskop, računar sa akvizicijom snimljenih podataka, itd). Tipični primjer indikatorskog diagrama četverotaktnog motora u diagramu $p - \tau$ dat je na sl. 59, i to samo dio diagrama u okolini procesa sabijanje – sagorijevanje – ekspanzija. Ovaj diagram je "skinut" sa ekrana osciloskopa. Ovaj diagram se može uz pomoć kinematskih veza puta klipa i dimezija klipa prevesti u diagrame $p - \alpha$ i/ili $p - V$.
Na sl. 60 dat je diagram $p - \alpha$ četvorotaktnog motora za cio proces 0 – 720 °KV (dva kruga radilice motora). Detaljna analiza ovog proces neće se ovdje izučavati.



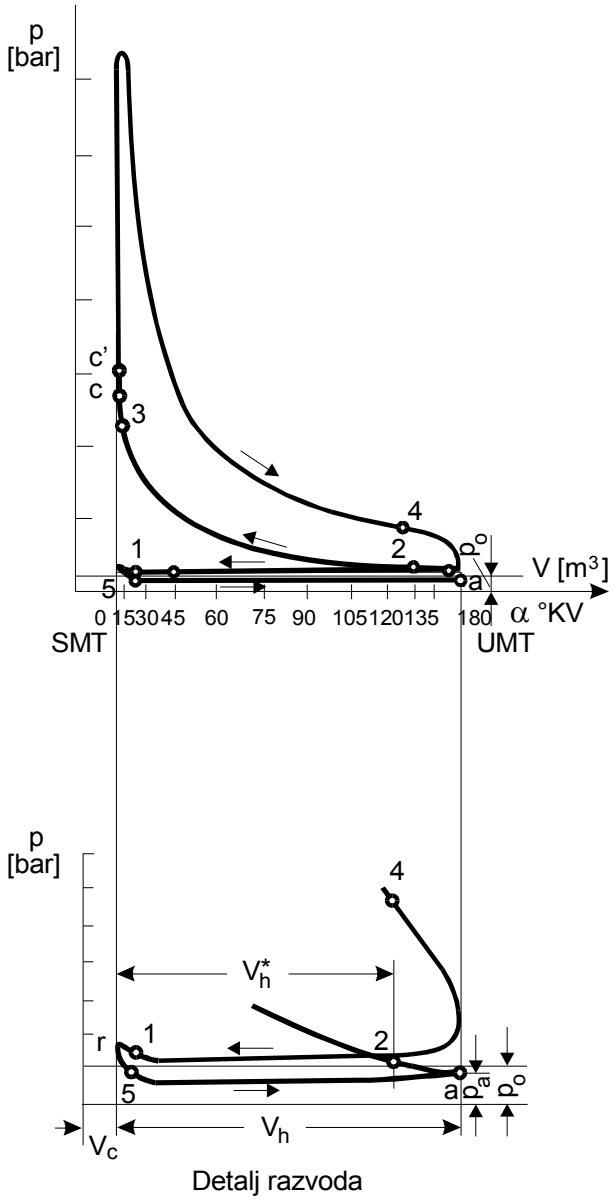
Sl. 59 Indikatorski diagam četverotaktnog motora



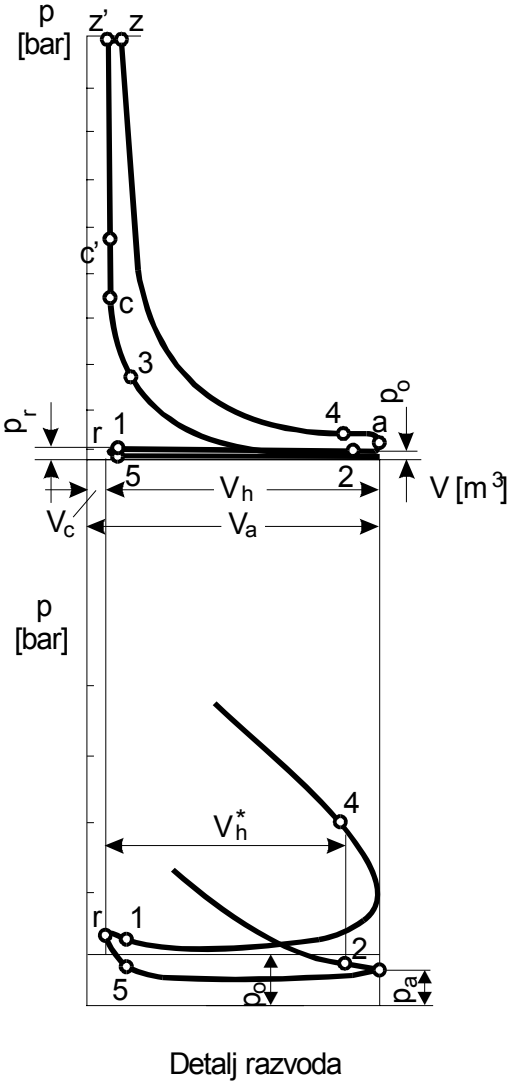
Sl. 60 Indikatorski diagram četvorotaktnog motora

Pored diagrama $p - \tau$, $p - \alpha$, datih na sl. 59 i sl. 60, a na sl. 61 i sl. 62 dati su uporedni p – V diagram četvorotaktnog oto i dizel motora, sa detaljima diagrama razvoda radne materije, gdje su sljedeće oznake važne:

- tačka 1. do tačka 2. – proces usisavanja,
- tačka 3. – početak procesa sagorijevanja,
- tačka 4. do tačka 5. – proces izdavanja.



Sl. 61 Indikatorski diagram četvorotaktnog oto motora



Sl. 62 Indikatorski diagram četvorotaktnog dizel motora

5. POKAZATELJI ZA OCJENU RADNOG CIKLUSA

Pokazatelji za ocjenu radnog ciklusa motora se u principu dijele na unutrašnje, odnosno indicirane, koji se određuju na osnovu podataka i rezultata mjerenja veličina, koje definišu pojedine procese ili čitav radni ciklus u radnom prostoru motora, te na efektivne pokazatelje, koji se odnose na veličine izmjerene ili proračunate na stanje na spojnici koljenastog vratila motora.
Razlike u veličini ovih dvaju grupa parametara nastaju uslijed prenosa energije iz radnog prostora motora na njegovu spojnicu i formulišu se funkcijama prenosa mehaničke energije.
U fizikalnom smislu ovi parametri u suštini definišu:

- energetsku kompaktnost motora, u smislu iskorištenja njegove radne zapremine, i
- ekonomičnost motora, s obzirom na iskorištenje dovedene toplotne energije

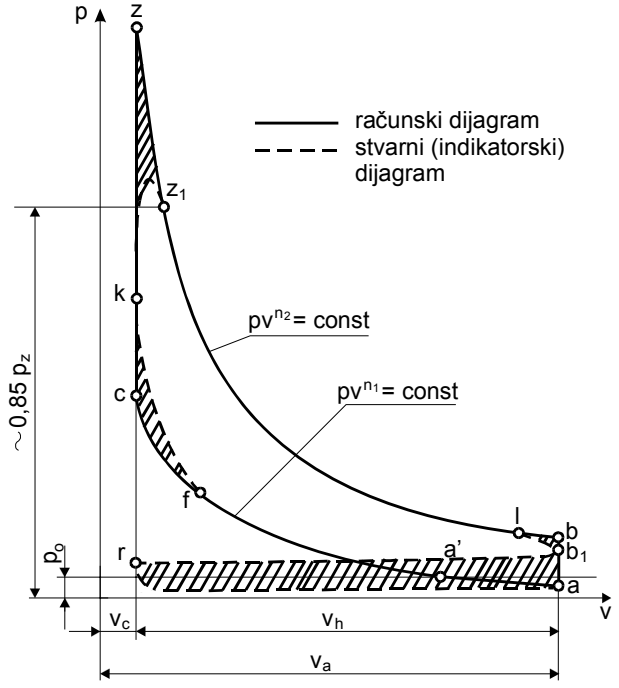
Osim ovih pokazatelja, za ocjenu motora su veoma važni i pokazatelji, koji su u vezi sa zaštitom čovjekove sredine:

- buka, koju motor emituje prilikom rada,
- sastav izduvnih gasova, posebno koncentracija i ukupna emisija pojedinih štetnih komponenti, i
- miris izduvnih gasova

5.1 Indicirani parametri

a) Srednji indicirani pritisak

Na slici 63 prikazan je indikatorski dijagram, dobiven ispitivanjem četverotaktnog oto motora (usisna varijanta) u koordinatama p-V. Površina ograničena krivom a, a', f , k, z_1, l, b_1, a ekvivalentna je indiciranom radu $+L_i$, površina b_1, r, a, b_1 ekvivalentna je radu, koji se troši na proces izmjene radne



Sl. 63 Proračun i indikatorsi diagram četvorotaktnog usisnog oto motora

materije odnosno – L_{izm}. Prema tome, indicirani rad cjelokupnog ciklusa četvorotaktnog motora bez nadpunjenja, kada se uzme u obzir gubitak rada na proces izmjene radne materije je:

$$L_{i,\,uk} = L_i - L_{izm} \tag{48}$$

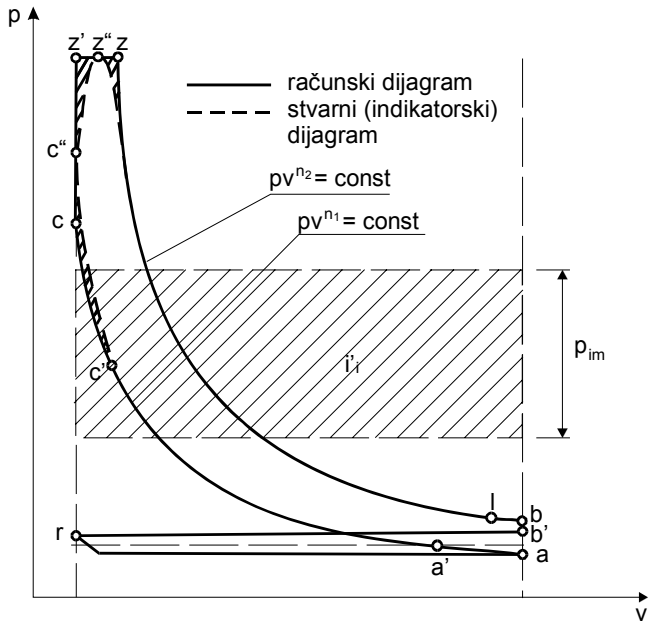
Srednji indicirani pritisak je fiktivani pritisak, konstantne veličine, koji bi djelujući na klip, u toku jednog hoda klipa, izvršio isti rad, kao i promjenljivi pritisak u cilindru za vrijeme svih hodova (taktova) jednog radnog ciklusa. Srednji indicirani pritisak je definisan kao odnos indiciranog rada ($L_{i,\,uk}$) i hodne zapremine motora (V_h) kao:

$$p_i = \frac{L_{i,\,uk}}{V_h} = \frac{L_i}{V_h} - \frac{L_{izm}}{V_h} = p'_{im} - \Delta p_{izm} \qquad (49)$$

gdje su p'_{im} - srednji indicirani pritisak bez uzimanja u obzir rada, koji se troši na izmjenu rada materije, a Δp_{izm} pokazuje specifični rad po jedinici zapremine, koji se gubi na proces izmjene radne materije.

Srednji indicirani pritisak se izračunava iz snimljenog indikatorskog dijagrama određivanjem navedenih površina, koje se pomoću odgovarajuće razmjere pretvaraju u rad. Iz slike 63 vidljivo je da procesi prikazani indikatorskim dijagramom nemaju skokovite prelaze (kao u idealnim, odnosno proračunskim ciklusima), nego se linije pojedinih procesa (faza ciklusa) nastavljaju jedna na drugu blagim zaobljenim prelazima. Karakter prelaza od jednog procesa ka drugom zavisi od mnogo činilaca, te ga nije moguće obuhvatiti analitičkim proračunom. Prilikom određivanja parametara motora obično se formira proračunski indikatorski dijagram za dva hoda (sabijanje i širenje), a gubici rada na izmjeni radne materije pridodaju se mehaničkim gubicima ili se posmatraju odvojeno. Zaokruženja dijagrama na mjestima prelaza od jednog procesa na drugi izvode se na osnovu podataka dobijenih ispitivanjem sličnih motora. Kod proračuna ova zaokrugljenja definišu se posebnim koeficijentom.

Na slici 64 dati su proračunski (nezaokrugljeni) a c z‘ z b a i stvarni a c’ c” z” l b’ r a indikatorski dijagrami ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote.



Sl. 64 Proračunski i indikatorski diagrami četverotaktnog usisnog dizel motora

Za približni proračun srednjeg indiciranog pritiska se koristi proračunski (nezaokrugljeni) indikatorski diagram. Rad ciklusa Sabate, prema slici 64, sastoji se iz rada širenja gasova od $V_{z'}$ do V_z pri p_z = const, plus rad politropskog širenja sa srednjim eksponentom politrope n_2 od stanja p_z, V_z do stanja p_b, V_b minus rad, koji se troši na kompresiju (na politropsko sabijanje) sa srednjim eksponentom politrope n_1, od stanja p_a, V_a do stanja p_c, V_c. Ako se sa L'_i označi cjelokupan rad ciklusa bez uzimanja u obzir gubitaka rada na izmjenu radne materije, onda se prema oznakama na sl. 64, rad nezaokrugljenog indikatorskog diagrama, za ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote, može izračunati kao:

$$L_i^{'} = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \tag{50}$$

Pojedine veličine u izrazu (50) su:

$$L_{z'z} = p_z \cdot V_z - p_{z'} \cdot V_{z'} = p_c \cdot V_c \cdot \lambda \cdot (\rho - 1) \tag{51}$$

- rad politropskog širenja

$$L_{zb} = \frac{p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b}{n_2 - 1} = \frac{p_z \cdot V_z}{n_2 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] = p_c \cdot V_c \cdot \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) \tag{52}$$

- rad politropskog sabijanja

$$L_{ac} = \frac{p_c \cdot V_c - p_a \cdot V_a}{n_1 - 1} = \frac{p_c \cdot V_c}{n_1 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] = p_c \cdot V_c \cdot \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \tag{53}$$

Sada se izraz (50) može pisati kao:

$$L_i^{'} = p_c \cdot V_c \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \tag{54}$$

Sada se može napisati izraz za srednji indicirani pritisak proračunskog nezaobljenog ciklusa (sl. 64), bez izmjene radne materije kao:

$$p_{imk}^{*} = \frac{L_i^{'}}{V_h} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \tag{55}$$

Za pojedine specijalne slučajeve izraz (55) dobiva formu:

- za ciklus sa dovođenjem toplote pri v = const. (ρ = 1, ρ’ = 1, δ = ε):

$$p_{imV}^{*} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \tag{56}$$

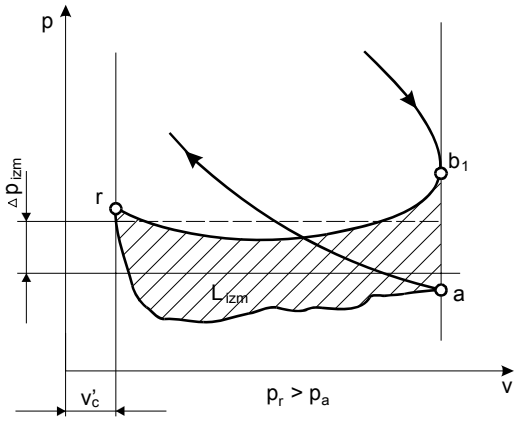
- za ciklus sa dovođenjem toplote pri p = const $\left(\lambda = 1, \rho' = 1, \delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \right)$:

$$p_{imp}^{*} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left\{ (\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{\rho}{\delta^{n_2 1}} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{n_1 - 1} \right] \right\} \tag{57}$$

Iz indikatorskog diagrama stvarnih ciklusa oto (sl. 63) i dizel (sl. 64) motora, vidi se da je indicirani rad stvarnog ciklusa, manji od proračunskog sa nezaokrugljenim ciklusom. Odstupanje stvarnih vrijednosti srednjeg indiciranog pritiska, u odnosu na proračunske vrijednosti, ne uzimajući u obzir izmjenu radne materije, ocjenjuje se koeficijentom zaokruženja indikatorskog diagrama φ_i, tj.:

$$p_{im}^{'} = \varphi_i \cdot p_{im}^{*} \tag{58}$$

Prema eksperimentalnim podacima koeficijent zaokruženja φ_i se kreće u granicama $\varphi_i = 0{,}92 \div 0{,}97$.
Dio indiciranog rada se troši i na izmjenu radne materije (L_{izm}). Na sl. 65 prikazan je detalj indikatorskog diagrama izmjene radne materije.



Sl. 65 Indikatorski diagram izmjene radne materije četvorotaktnog usisnog motora

Gubitak dijela indiciranog rada za izmjenu radne materije (L_{izm}) prikazan je na sl. 65 šrafiranim poljem. Ovaj dio indiciranog rada se često izražava i preko srednjeg pritiska

$$p_{izm} = \frac{L_{izm}}{V_h} \tag{59}$$

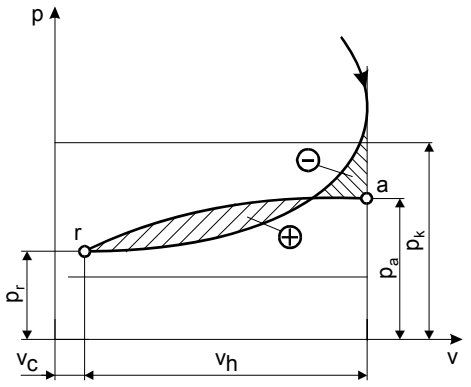
Kod četverotaktnih motora srednji pritisak (p_{izm}) se može približno odrediti (sl. 65) kao:

$$p_{izm} = \varphi_{izm}(p_r - p_a) \tag{60}$$

gdje je φ_{izm} koeficijent izmjene radne materije i zavisi od brzinskog režima rada i opterećenja motora. Prema iskustvenim saznanjima ovaj koeficijent se kreće u granicama $\varphi_{izm} = 0{,}75 \div 0{,}9$. Ovim koeficijentom se uzimaju činjenice da u toku pražnjenja i punjenja, pritisak u cilindru nije konstantan (nego oscilatoran) zbog čega je stvarni rad izmjene radne materije (L_{izm}), manji od teoretskog ($V_h \cdot (p_r - p_a)$), tj.

$$L_{izm} < V_h \cdot \left(p_r - p_a\right) \tag{61}$$

Kod nadpunjenih motora rad izmjene radne materije može biti pozitivan i negativan (zavisno od režima rada), što se vidi na sl. 66.

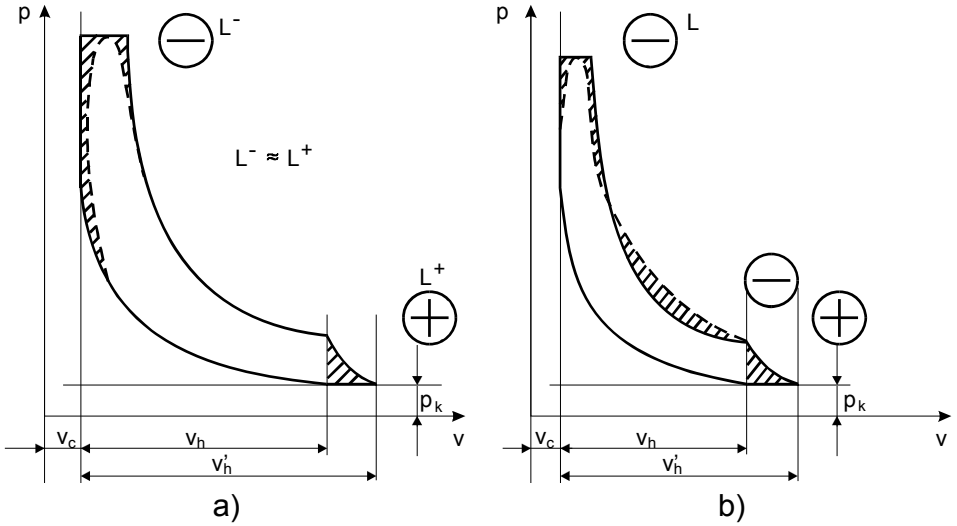


Sl. 66 Indikatorski diagram izmjene radne materije kod četvorotaktnih nadpunjenih motora

Kod dvotaktnih motora se srednji indicirani pritisak, izračunat prema nezaokrugljenom dijagramu za koristan dio hoda klipa, preračunava se na cijeli hod klipa preko izraza:

$$p'_{im} = \varphi_i \cdot p^*_{im} \cdot (1 - \psi) \tag{62}$$

gdje je ψ definisano ranije kao $\psi = \frac{V_č}{V'_h}$. Kod dvotaktnih motora sa povratnim i poprečnim ispiranjem vrijednost koeficijenta $\varphi_i \approx 1$, ako se pretpostavi da je pozitivan rad u toku izmjene radnog fluida približno jednak gubicima rada zaobljenog u odnosu na proračunski ciklus (sl. 67 a)). Kod istosmjernog



Sl. 67 Pozitivni i negativni rad kod dvotaktnih motora sa poprečnim i povratnim ispiranjem (a) i istosmjernim ispiranjem (b)

ispiranja sl. 67 b) je dio rada pri izmjeni radne materije negativan pa je $\varphi_i = 0{,}94 \div 0{,}98$.

b) <u>Indicirana snaga</u>

Indicirana snaga motora je snaga razvijena u cilindru motora i za definisane pokazatelje: srednji indicirani pritisak (p_i), hodna zapremina cilindra (V_h) i vrijeme jednog ciklusa (t) može se izračunati kao:

$$P_i = \frac{L_{i,uk}}{t} = \frac{p_i \cdot V_h}{t} \tag{63}$$

Vrijeme jednog ciklusa se računa kao:

$$t = \frac{\tau}{2n} \tag{64}$$

gdje je:

τ - taktnost motora (τ = 4 - četvorotaktni motor, τ = 2 - dvotaktni motor)
n - broj obrtaja motora

Konačno se indicirana snaga za jednocilindrični motor može izračunati kao:

$$P_i = 2 \cdot \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{\tau} \tag{65}$$

Ako je u pitanju višecilindrični motor sa i cilindara, onda je indicirana snaga motora

$$P_i = 2 \cdot \frac{p_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{\tau} = 2 \cdot \frac{p_i \cdot V_{huk} \cdot n}{\tau} \tag{66}$$

c) Indicirana specifična potrošnja goriva

Indicirana specifična potrošnja goriva (g_i) pokazuje količinu utrošenog goriva po jednom indiciranom kW snage i satu. Uobičajena dimenzija specifične potrošnje je [g/kWh]. Definiše se kao:

$$g_i = \frac{G_h}{P_i} \tag{67}$$

gdje je G_h - potrošnja goriva u jedinici vremena. Najčešće se izražava u [kg/h].

d) Indicirani stepen iskorištenja

Indicirani stepen iskorištenja (η_i) predstavlja odnos toplote ekvivalentne indiciranom radu i ukupno dovedene toplote za vrijeme vršenja tog indiciranog rada ili posmatrano u jedinici vremena, kao odnos indicirane snage (P_i) i dovedene toplote u jedinici vremena ($\overset{\circ}{Q}_1$). Tako je:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\overset{\circ}{Q}_1} = \frac{P_i}{G_h \cdot Q_d} = \frac{1}{g_i \cdot Q_d} \tag{68}$$

gdje je Q_d - donja toplotna moć goriva

5.2 Međusobna zavisnost osnovnih parametara

Indicirana specifična potrošnja goriva (g_i) može se izraziti preko već poznatih parametara na sljedeći način:

- ekvivalentni odnos zraka (koeficijent viška zraka) se računa kao:

$$\alpha = \frac{m_{vs}}{m_{vt}} = \frac{V_{h_{uk}} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \frac{2n}{\tau}}{G_h \cdot l_o} = \frac{V_{h_{uk}} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot 2n}{\tau \cdot l_o \cdot g_i \cdot P_i} =$$
$$= \frac{V_{h_{uk}} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot 2n}{\tau \cdot l_o \cdot g_i \cdot 2\frac{p_i \cdot V_{h_{uk}} \cdot n}{\tau}} = \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{l_o \cdot g_i \cdot p_i} \tag{69}$$

- iz jednačine (69) se računa vrijednost g_i kao:

$$g_i = \frac{\eta_v \cdot \rho_k}{l_o \cdot p_i \cdot \alpha} \tag{70}$$

- indicirani stepen iskorištenja se može izraziti kao:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i \cdot Q_d} = \frac{l_o \cdot p_i \cdot \alpha}{\eta_v \cdot \rho_k \cdot Q_d} \tag{71}$$

Iz jednačine (71) može se izraziti srednji indicirani pritisak (p_i) kao:

$$p_i = \frac{Q_d}{l_o} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \rho_k \tag{72}$$

5.3 Efektivni pokazatelji

a) Efektivna snaga i mehanički gubici

Snaga motora koja se od koljenastog vratila predaje radnoj mašini, naziva se efektivna snaga (P_e). Ona je od indicirane snage umanjena za veličinu snage mehaničkih gubitaka (P_m), tj.:

$$P_e = P_i - P_m \tag{73}$$

U mehaničke gubitke spadaju:

- snaga utrošena na savladavanje otpora mehaničkog trenja (klip-klipni prstenovi-košuljica, ležajevi, trenje u razvodu, itd.)
- snaga utrošena na savladavanje aerodinamičkih otpora kretanja dijelova motora (klipnjača, koljenasto vratilo, zamajac, itd.)
- snaga utrošena na pogon pomoćnih uređaja motora (pumpa za vodu, pumpa za ulje, ventilator, pumpa za gorivo, kompresor, itd.)

Odnos efektivne i indicirane snage naziva se mehanički stepen iskorištenja (η_m), tj.:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \tag{74}$$

Analogno izrazu za indiciranu snagu, efektivna snaga se računa kao:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = 2 \cdot \frac{\eta_m \cdot p_i \cdot V_{h_{uk}} \cdot n}{\tau} = 2 \cdot \frac{p_e \cdot V_{h_{uk}} \cdot n}{\tau} \tag{75}$$

gdje je:

$p_e = \eta_m \cdot p_i$ - srednji efektivni pritisak

b) Efektivni stepen korisnosti i efektivna specifična potrošnja goriva

Efektivni stepen korisnosti definiše se na osnovu odnosa efektivne snage i dovedene toplote u jedinici vremena kao:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\overset{\circ}{Q}_1} = \frac{P_e \cdot P_i}{P_i \cdot \overset{\circ}{Q}_1} = \eta_m \cdot \eta_i \tag{76}$$

Adekvatno izrazu (71), vrijednost η_e se može izraziti kao:

$$\eta_e = \frac{l_o \cdot p_e \cdot \alpha}{\eta_v \cdot \rho_k \cdot Q_d} \tag{77}$$

Efektivna specifična potrošnja goriva je:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} = \frac{G_h}{P_i \cdot \eta_m} = \frac{g_i}{\eta_m} \tag{78}$$

Adekvatno izrazu (70), efektivna specifična potrošnja goriva se može napisati kao:

$$g_e = \frac{\eta_v \cdot \rho_k}{l_o \cdot p_e \cdot \alpha} \tag{79}$$

Analogno izrazu (72) srednji efektivni pritisak motora se može izraziti kao:

$$p_e = \frac{Q_d}{l_o} \cdot \frac{\eta_m \cdot \eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \rho_k = \frac{Q_d}{l_o} \cdot \frac{\eta_e}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \rho_k \tag{80}$$

c) <u>Ostali efektivni pokazatelji</u>

- efektivni obrtni momenat

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{p_e \cdot V_{h_{uk}}}{\pi \cdot \tau} = K \cdot p_e \tag{81}$$

Iz izraza (81) se vidi da za jedan konkretan motor srednji efektivni moment (M_e) je proporcionalan srednjem efektivnom pritisku (p_e).

- veza između potrošnje goriva (G_h) u jedinici vremena i količine goriva koja se dovodi po ciklusu i cilindru (q_c) je:

$$G_h = q_c \cdot \rho_g \cdot i \cdot \frac{2n}{\tau} \tag{82}$$

gdje je:

$q_c \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\text{cikl. cil.}} \right]$ - ciklusna dobava

ρ_g - gustina goriva

Takođe se mogu izvesti zavisnosti:

$$M_e = K_1 \cdot \eta_e \cdot q_c \tag{83}$$

$$p_e = K_2 \cdot \eta_e \cdot q_c \tag{84}$$

gdje su K_1 i K_2 konstantne proporcionalnosti za konkretan motor.

5.4 <u>Određivanje mehaničkog stepena iskorištenja</u>

Mehanički stepen iskorištenja definisan jednačinom (74) ili kao:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \tag{85}$$

može se odrediti eksperimentalno:

- mjerenjem efektivnih parametara (P_e, M_e, n, p_e) i snimanjem indikatorskog diagrama (p_i)
- metodom sukcesivnog isključivanja pojedinih cilindara
- određivanjem snage trenja stranim pogonom

ili pomoću nekih korelacionih izraza dobivenih na bazi velikog broja eksperimentalnih podataka.

6. TOPLOTNI BILANS MOTORA

Da bi se odredio karakter iskorištenja dovedene toplote i analizirali toplotni gubici, potrebno je napraviti toplotni bilans. U tom cilju, određuju se pojedine komponente odvedene toplote, u zavisnosti od radnih parametara, koji su karakteristični za uslove eksploatacije (opterećenje, brzinski režim, …). Izraz za toplotni bilans se može napisati kao:

$$\overset{\circ}{Q}_1 = \overset{\circ}{Q}_e + \overset{\circ}{Q}_v + \overset{\circ}{Q}_r + \overset{\circ}{Q}_z \tag{86}$$

odnosno:

$$100\% = q_e + q_v + q_r + q_z \tag{87}$$

gdje je:

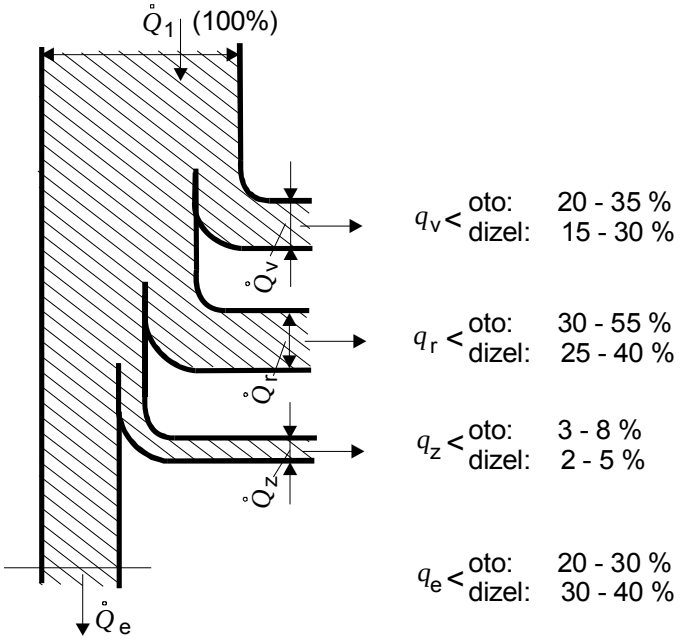
$\overset{\circ}{Q}_e$ - toplota ekvivalentna efektivno ostvarenom radu

$\overset{\circ}{Q}_v$ - toplota odvedena hlađenjem u okolinu

$\overset{\circ}{Q}_r$ - toplota odvedena izduvnim gasovima

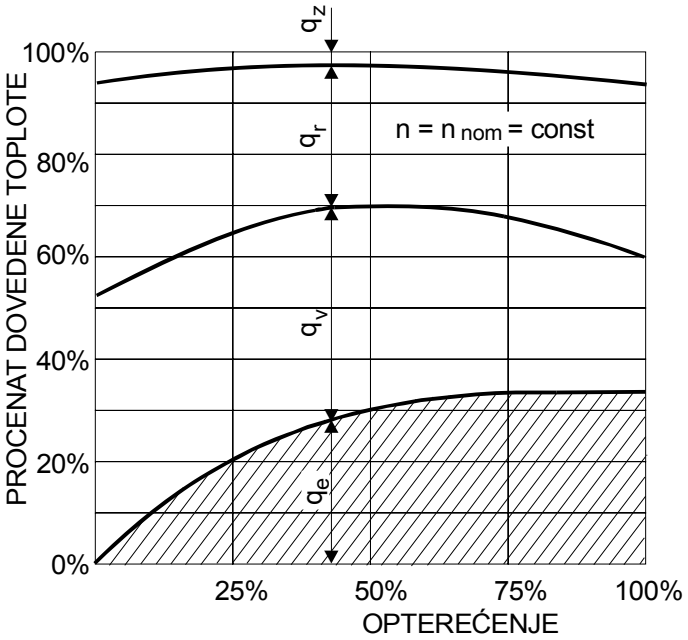
$\overset{\circ}{Q}_z$ - toplota odvedena zračenjem ili na neki drugi način koji nije naprijed obuhvaćen

Toplotni bilans dat jednačinom (86) može se prikazati diagramski na sl. 68, uz uobičajene procente



Sl. 68 Diagram toplotnog bilansa (Senkey-ev diagram)

pojedinih komponenti toplote. Ovaj diagram može se prikazati u zavisnosti od radnih parametara motora. Tako je na sl. 69 dat diagram promjene parametara iz jednačine (86) ili (87) u zavisnosti od opterećenja motora.



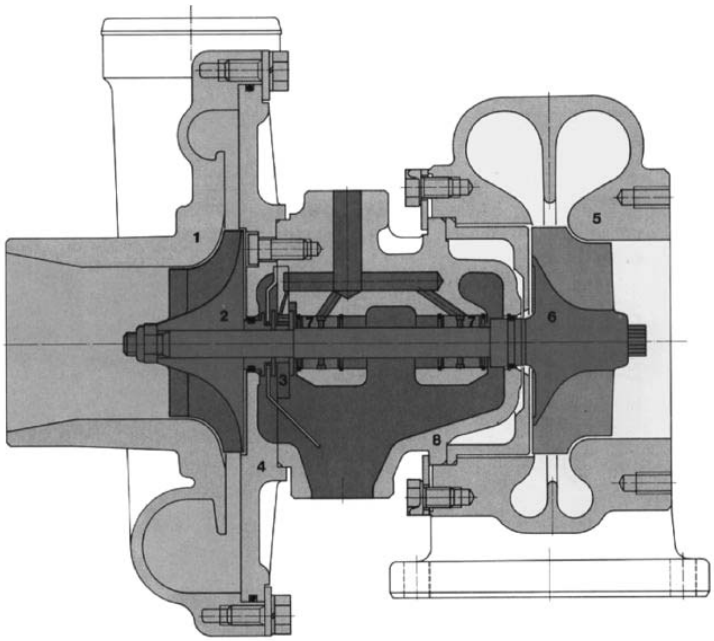
Sl. 69 Toplotni bilans motora u funkciji opterećenja

7. NADPUNJENI (PREHRANJIVANI) MOTORI – OSNOVNE KARAKTERISTIKE

7.1 Uvod

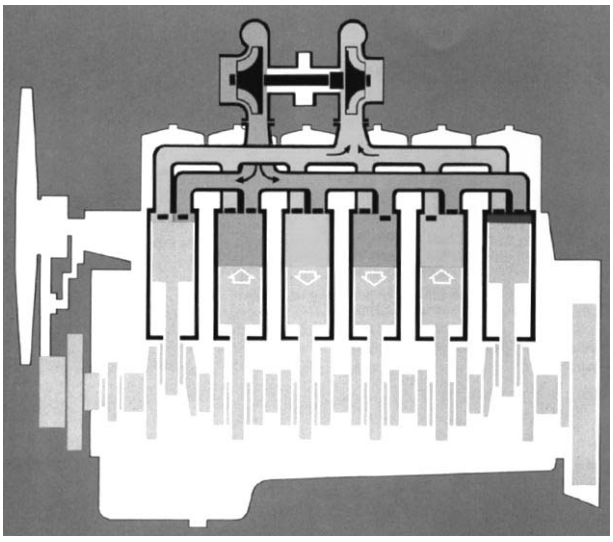
U dosadašnjem dijelu izlaganja uglavnom su tretirani usisni motori, sa samo par napomena o tzv. nadpunjenim motorima. Obzirom na trendove u razvoju motora, gdje je nadpunjenje motora postalo jedan od najvažnijih pravaca u razvoju motora, u nastavku će se dati osnovne karakteristike nadpunjenih motora.

Nadpunjenje, koje se često susreće pod nazivom turbokompresorsko nadpunjenje ili TK nadpunjenje, danas uglavnom podrazumjeva primjenu aksijalne turbine koja je pogonjena izduvnim gasovima i radijalnog komprsora, pogonjenog od strane turbine, koji obezbjeđuje veću količinu svježeg zraka u motoru. Na ovaj način se omogućava poboljšanje specifičnih parametara motora (specifične snage, specifični obrtni momenat, itd.). Turbokompresori se grade kao kompaktne cjeline na motoru. Izgled jednog takvog TK agregata dat je na sl. 70, a na sl. 71 je dat njegov položaj na jednom šestocilindričnom motoru.



1. Kućište kompresora,
2. Kolo kompresora,
3. Aksijalni ležaj,
4. Poklopac kompresora,
5. Kućište turbine,
6. Kolo turbine,
7. Čahura ležaja,
8. Kućište ležaja.

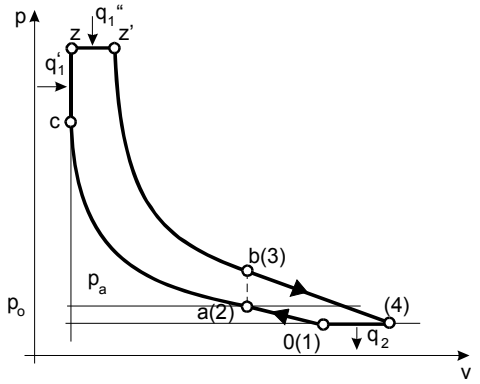
Sl. 70 TK agregat sa svim elementima



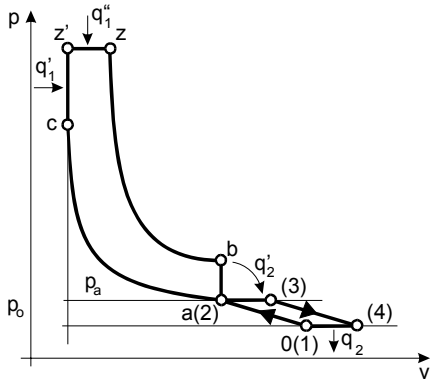
Sl. 71 Šeštocilindrični nadpunjeni motor sa TK agregatom

Osnovne karakteristike nadpunjenih motora, mogu se kao i do sada, analizirati preko idealnih i stvarnih ciklusa. U nastavku se daju $p-v$ diagrami idealnih ciklusa motora sa nadpunjenjem za dva slučaja:

- slučaj dovođenja toplote u turbinu pri $v = const.$ (sl. 72)
- slučaj dovođenja toplote u turbinu pri $p = const.$ (sl. 73)



Sl. 72 Idealni $p-v$ ciklus nadpunjenog motora sa dovođenjem toplote u turbinu pri $v = const.$



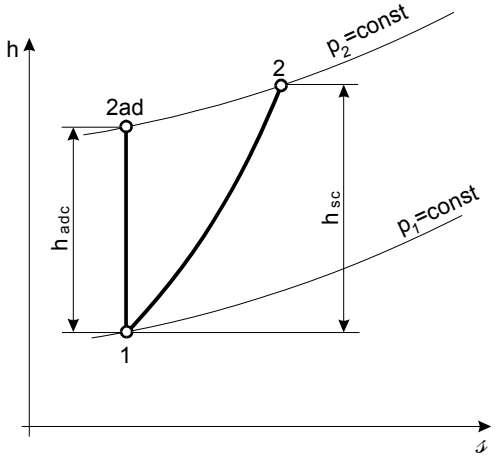
Sl. 73 Idealni $p-v$ ciklus nadpunjenog motora sa dovođenjem toplote u turbinu pri $p = const.$

Stanje okoline, odnosno stanje prije ulaza u kompresor je označeno sa $p_o \equiv p_1$, a stanje na ulaznom ventilu je označeno sa indeksom "a" koje se može uzeti približno kao stanje na izlazu kompresora. Idealni ciklus turbokompresora u $p-v$ diagramu (sl. 72 i sl. 73) označen je karakterističnim tačkama 1 - 2 - 3 - 4.

7.2 Osnovne karakteristike TK agregata

a) Snaga kompresora

Adijabatski (kriva 1-2, sl. 72, sl. 73) i stvarni proces u kompresoru može se prikazati u diagramu entalpija (h) – entropija ($\mathcal{S}$), kao na sl. 74.



Sl. 74 Stvarni (1 – 2) i adijabatski (1 – 2ad) proces u kompresoru

Koristeći sl. 74 može se napisati izraz za proračun snage kompresora kao:

$$P_c = \dot{m}_c \cdot h_{adc} \cdot \frac{1}{\eta_c} \qquad (88)$$

gdje je:

$\dot{m}_c$ - maseni protok zraka kroz kompresor

η_c - stepen korisnosti kompresora

h_{adc} - adijabatska promjena entalpije (1 – 2ad, sl. 74)

Stepen korisnosti kompresora se definiše kao:

$$\eta_c = \frac{h_{adc}}{h_{sc}} \tag{89}$$

gdje je h_{sc} - stvarna promjena entropije u kompresoru. Jednačina (89) se može pisao kao:

$$\eta_c = \frac{h_{adc}}{h_{sc}} = \frac{c_p\left(T_{2ad} - T_1\right)}{c_p\left(T_2 - T_1\right)} = \frac{\frac{T_{2ad}}{T_1} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \tag{90}$$

Ovaj koeficijent (η_c) se kreće u praktičnim izvedbama kompresora do max. 0,8.

Koristeći osnovne jednačine iz termodinamike, adijabatska promjena entalpije (h_{adc}) može se izračunati kao:

$$h_{adc} = c_p \cdot (T_{2ad} - T_1) = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_{2ad}}{T_1} - 1\right) = \frac{æ}{æ - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{æ-1}{æ}} - 1\right] \tag{91}$$

odnosno snaga kompresora (P_c)se definiše kao:

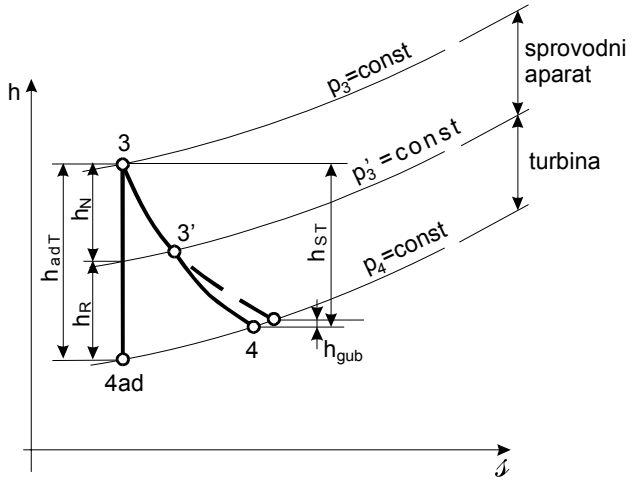
$$P_c = \frac{1}{\eta_c} \cdot \dot{m}_c \cdot \frac{æ}{æ - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{æ-1}{æ}} - 1\right] \tag{92}$$

gdje je: R - gasna konstanta

æ – eksponent adijabate

b) Snaga turbine

Proces u turbini može se prikazati u diagramu entalpija – entalpija kao na sl. 75, gdje je sa indeksom "3" označeno stanje na ulazu u sprovodni aparat (uvodnik) turbine, indeksom "3'" stanje između sprovodnog aparata i ulaza u turbine i sa indeksom "4" stanje na izlazu iz turbine.



Sl. 75 Stvarni (3 – 4) i adijabatski (3 – 4ad) tok procesa u turbini.

Snaga turbine može se izračunati kao:

$$P_T = \overset{\circ}{m}_T \cdot h_{adT} \cdot \eta_T \tag{93}$$

gdje je η_T stepen korisnosti turbine i definiše se kao:

$$\eta_T = \frac{h_{ST}}{h_{adT}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)}{c_p(T_3 - T_{4ad})} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \frac{T_{4ad}}{T_3}} \tag{94}$$

Stepen korisnosti turbine (η_T) kreće se max. u granicama 0,76÷0,82. Adijabatska promjena entalpije (h_{adT}) na turbini, sa sprovodnim aparatom, računa se kao:

$$h_{adT} = c_{pG}(T_3 - T_{4ad}) = R_G \frac{æ_G}{æ_G - 1} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{æ_G - 1}{æ_G}}\right] \tag{95}$$

sada je konačan izraz za snagu turbine:

$$P_T = \eta_T \cdot \overset{\circ}{m}_T \cdot R_G \frac{æ_G - 1}{æ_G} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{æ_G - 1}{æ_G}}\right] \tag{96}$$

Ovdje je $\overset{\circ}{m}_T$ - maseni protok izduvnih gasova kroz turbinu.
Indeks "G" odnosi se na izduvne plinove.

c) Odnos snage na turbini i kompresoru

Obzirom da turbina, koristeći rad ekspanzije izduvnih gasova, pokreće kompresor to je njen rad, odnosno snaga, veća od snage kompresora za vrijednost mehaničkih gubitaka na turbokompresoru. Na osnovu ovoga se može napisati izraz za jednakost snage turbokompresora kao:

$$P_T \cdot \eta_m = P_C \tag{97}$$

gdje je η_m stepen mehaničkih gubitaka u turbokompresoru. Na osnovu izraza (97) može se pisati:

$$\eta_T \cdot \eta_m \cdot \overset{\circ}{m}_T \cdot R_G \frac{æ_G}{æ_G - 1} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{æ_G - 1}{æ_G}}\right] = \frac{1}{\eta_C} \cdot \overset{\circ}{m}_C \cdot R \frac{æ}{æ - 1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{æ - 1}{æ}} - 1\right] \tag{98}$$

odakle se ukupan stepen korisnosti turbokompresora $\eta_u = \eta_C \cdot \eta_T \cdot \eta_m$ računa kao:

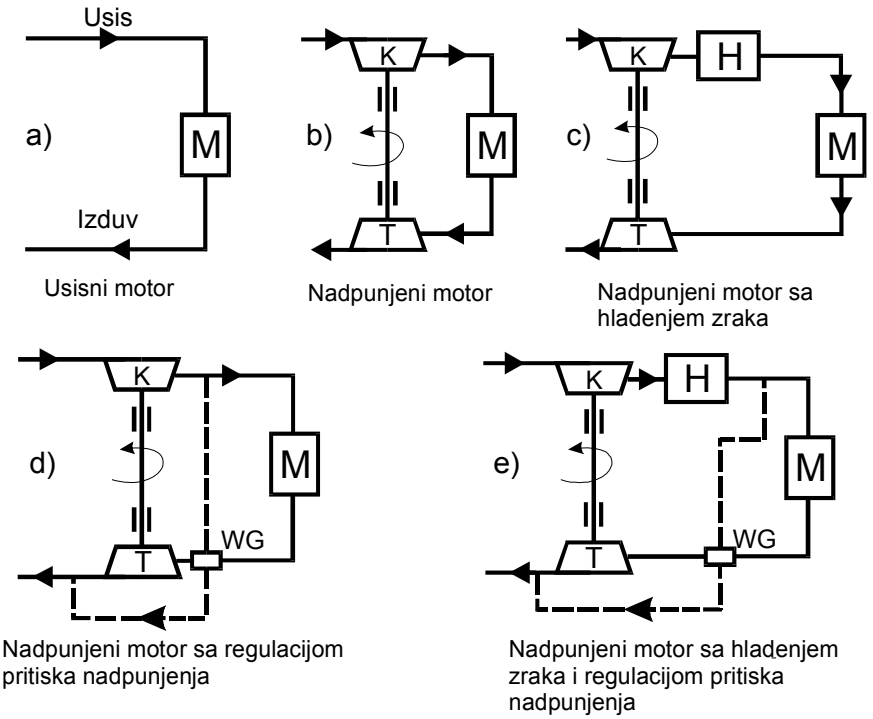
$$\eta_u = \frac{\overset{\circ}{m}_C}{\overset{\circ}{m}_T} \cdot \frac{R}{R_G} \cdot \frac{æ}{æ - 1} \cdot \frac{æ_G - 1}{æ_G} \cdot \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{æ - 1}{æ}} - 1\right]}{\left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{æ_G - 1}{æ_G}}\right]} \tag{99}$$

Veličina ukupnog stepena korisnosti TK agregata kod motora za vozila kreće se maksimalno do 0,55.

Detaljnije karakteristike turbine i kompresora određuju se preko tzv. mapa turbina i kompresora, koji se dobivaju od proizvođača istih.

7.3 Pregled sistema nadpunjenja

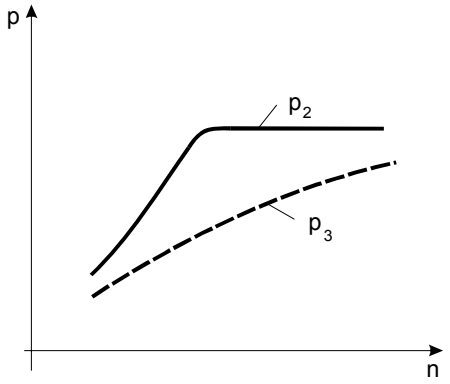
U cilju boljeg razumijevanja nadpunjenja, u nastavku se daju do sada najčešće primjenjivani sistemi nadpunjenja. Na sl. 76 dati su uporedo uobičajeni sistemi nadpunjenja koji se danas koriste na vozilima.



Sl. 76 Usporedni pregled šeme nadpunjenih motora koji se danas koriste na vozilima

Na sl. 76 a) data je šema klasičnog usisnog motora. Najjednostavniji nadpunjeni motor prikazan je na sl. 76 b), pri čemu se energija izduvnih gasova preko turbine (T) koristi za pogon kompresora (*K*). Ova varijanta nadpunjenja koristi se za povećanja snage motora do max. 35% i maksimalnog pritiska nadpunjenja 1,8÷1,9 bar (apsolutni pritisak). Povećanje pritiska nadpunjenja iznad ove granice izaziva takvo povećanje temperature zraka, koja negativno utiče na stepen punjenja motora svježim zrakom.
Sistem nadpunjenja na sl. 76 c) predviđa hlađenje zraka iza kompresora (K) sa tzv. međuhlađenjem zraka (H). Koriste se do pritiska nadpunjenja max. 3,2 bar (apsolutni pritisak). Dalje povećanje pritiska se teško ostvaruje sa jednim stepenom nadpunjenja. Uobičajeni, praktični parametar za uvođenje međuhlađenja zraka je temperatura zraka iza kompresora. Za temperature zraka iza kompresora $t_2 \geq 110°C$, uvodi se međuhlađenje zraka. Sa ovakvim sistemom nadpunjenja (sl. 76 c)) snaga motora se može povećati i do 70% u odnosu na usisnu varijantu motora. Znatno poboljšanje sistema nadpunjenja, datog na sl. 76 b), je pomoću sistema sl. 76 d). Kod ovog sistema je uobičajen jedan (WG-waste-gate) by – pass ventil, koji u zavisnosti od pritiska zraka iza kompresora (p_2), počev od nekog limita, ispušta ispušne plinove iza turbine (T) u izduvnu granu. Ovo se slikovito vidi na sl. 77 gdje je data karakteristika pritiska iza kompresora (p_2) i pritiska ispred turbine (p_3) reguliranih sa WG – om. Ovaj problem se u ranijim fazama razvoja nadpunjenih motora regulirao jednostavnim ispuštanjem viška zraka iza kompresora, preko jednog ventila. Ovo rješenje je imalo određene nedostatke, kao:

- nepotrebni gubitak energije,
- visoku temperaturu zraka na usisu pri višim brojevima okretaja (n),
- povećan kontra pritisak iza izduvnih ventila na većim brojevima okretaja (n),
- viša temperatura ispred turbine (T).



Sl. 77 Tok pritiska iza kompresora (p_2) i ispred turbine (p_3) u funkciji broj obrtaja motora (n)

Pomoću WG danas je moguće znatno podići pritisak nadpunjenja na nižim brojevima okretaja, a pri tome održati snošljive limite na višim brojevima okretaja. Pored ostalog, ovim postupkom se izbjegavaju i visoki pritisci sagorijevanja na visokim brojevima okretaja, povećava maksimalni obrtni momenat ($M_{e\max}$) i pomjera na niže brojeve okretaja, a znatno se smanjuju i dimne vrijednosti .

Sistem na sl. 76 e), mada dosta kompleksan, pruža do sada najveće mogućnosti za variranje nadpunjenja motora sa povećanjem snage do 100%. On u suštini predstavlja kombinaciju sistema na sl. 76 c) i d). Danas se najviše koristi ovaj sistem kod vozilskih motora.

Za povećanje snage motora preko 100% u odnosu na usisnu varijantu koriste se vrlo komplikovani sistemi nadpunjenja (dvostepeno nadpunjenje, hyper-bar sistem nadpunjenja, itd.) što se ovdje neće posebno objašnjavati.

8. KARAKTERISTIKE MOTORA

Kod motora sui susreće se veći broj karakteristika, kao što su:

- brzinske karakteristike
- propelerne karakteristike
- karakteristike opterećenja
- regulatorske karakteristike
- reglažne karakteristike
- univerzalne karakteristike
- karakteristike praznog hoda, itd.

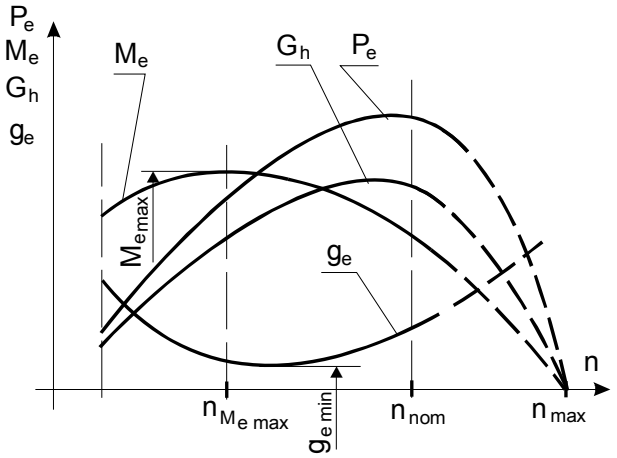
Sa stanovišta vozilskih motora ovdje će biti objašnjene samo neke od njih.

8.1 Brzinske karakteristike

Brzinska karakteristika motora predstavlja promjenu neke od karakterističnih veličina motora u funkciji broja okretaja (n).
Uobičajeno se daju sljedeće karakteristike:

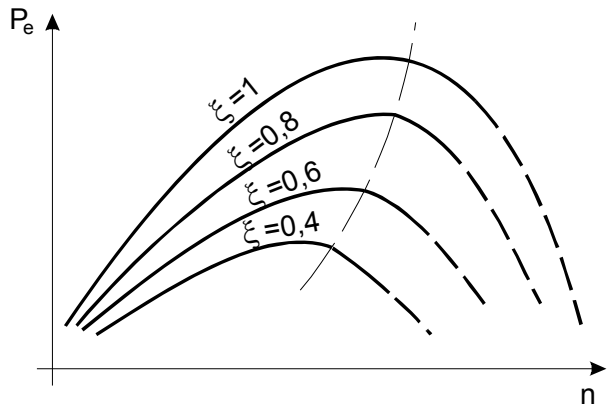
$P_e = f(n)$ - efektivna snaga
$M_e = f(n)$ - efektivni obrtni momenat
$G_h = f(n)$ - časovna potrošnja goriva
$g_e = f(n)$ - specifična efektivna potrošnja goriva

Izgled brzinskih karakteristika kod oto motora, za prethodne veličine, dat je na sl. 78.



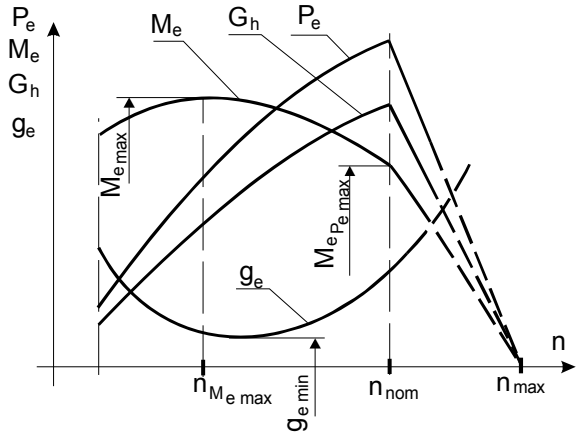
Sl. 78 Vanjske brzinske karakteristike oto motora

Pored vanjskih brzinskih karakteristika, koje daju najveće vrijednosti snage i momenta (pri max. potrošnji goriva) na pojedinim radnim režimima, za određeni tip motora ($\xi = 1$), postoje i tzv. parcijalne (djelimične) brzinske karakteristike koje odgovaraju manjoj dobavi goriva od maksimalno predviđene za dati motor ($\xi < 1$). Izgled vanjske i parcijalnih brzinskih karakteristika, npr. snage jednog oto motora dat je na sl. 79.



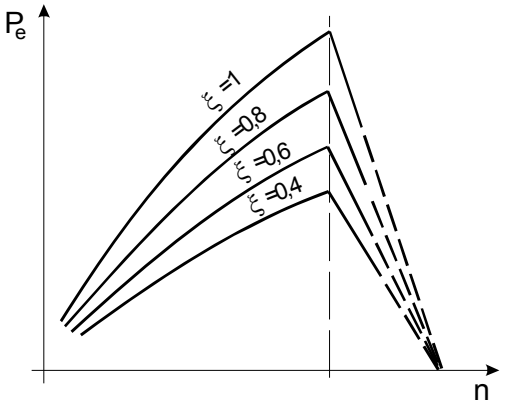
Sl. 79 Vanjska i parcijalne karakteristike snage oto motora

Sa slike se vidi da se kod parcijalnih karakteristika max. vrijednost snage (P_e) dobiva na nižem broju okretaja. Pored prikazanih vanjskih i parcijalnih brzinskih karakteristika oto motora, datih na sl. 78 i sl. 79 i sve ostale karakteristične veličine oto motora mogu se prikazati u vidu vanjske i parcijalnih brzinskih karakteristika. Analogno ovome definišu se brzinske karakteristike dizel motora. Kod ovih motora je regulacija režima rada drugačija nego kod oto motora, tako da se i brzinske karakteristike razlikuju. Kod dizel motora je poslije broja okretaja n_{nom} proces strogo regulisan. Uobičajene brzinske karakteristike dizel motora prikazane su na sl. 80.

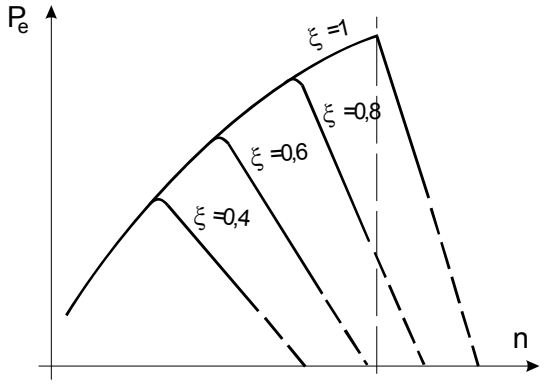


Sl. 80 Vanjske brzinske karakteristike dizel motora

Obzirom da je kod dizel motora prisutan regulator, koji u određenom intervalu vrši regulaciju (jednorežimski, dvorežimski, sverežimski) to i parcijalne brzinske karakteristike npr. snage kod dizel motora izgledaju kao na sl. 81 i sl. 82. Na osnovu naprijed datih karakteristika može se dati ocjena



Sl. 81 Vanjska i parcijalne brzinske karakteristike snage dizel motora sa dvorežimskim regulatorom

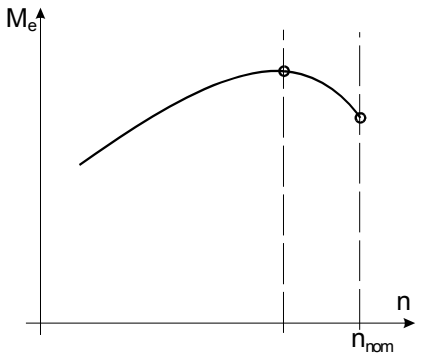


Sl. 82 Vanjska i parcijalne brzinske karakteristike snage dizel motora sa sverežimskim regulatorom

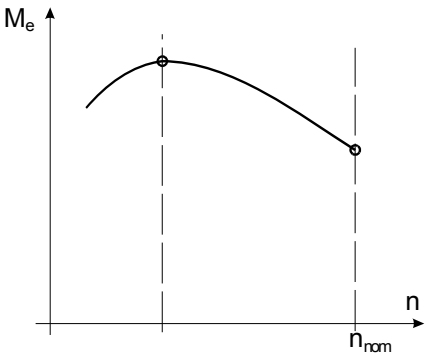
valjanosti nekog motora za određenu namjenu. Jedan od najčešće spominjanih kriterija ocjene brzinskih karakteristika je tzv. elastičnost motora. Definiše se preko parametara:

$$e_M = \frac{M_{e\max}}{M_{e\,Pe\max}} \text{ i } e_n = \frac{n_{M_{e\max}}}{n_{nom}} \tag{100}$$

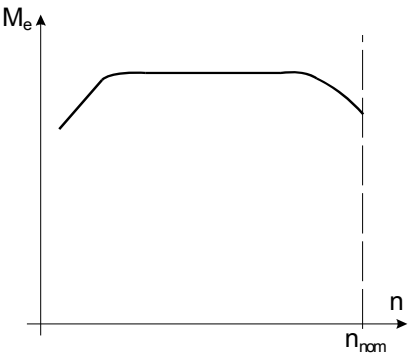
gdje je uobičajeno $e_M = 1{,}05 \div 1{,}3$ i $e_n < 1$.
Karakteristično je dati uporedo slikovito izgled brzinske karakteristike momenta M_e za putničko vozilo, za teretno vozilo i suvremeni trend ove karakteristike za teretno vozilo. Ovo poređenje dato je na sl. 83, sl. 84 i sl. 85. Brzinska karakteristika data na sl. 85 odgovara suvremenom motoru sui gdje su karakteristike, posebno dobava goriva, regulisane pomoću elektronike, a na osnovu većeg broja kontrolnih parametara kod motora.



Sl. 83 Vanjska brzinska karakteristika M_e za putničko vozilo



Sl. 84 Vanjska brzinska karakteristika M_e za teretno vozilo



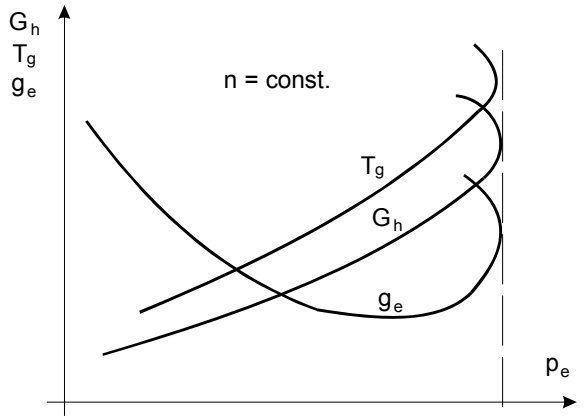
Sl. 85 Vanjska brzinska karakteristika M_e kod suvremenih motora

8.2 Karakteristike opterećenja

Karakteristike opterećenja predstavljaju promjenu nekog parametra motora u funkciji opterećenja (p_e). Uobičajene karakteristike koje se daju su:

$G_h = f(n)$ - časovna potrošnja goriva
$g_e = f(n)$ - specifična potrošnja goriva
$T_g = f(n)$ - temperatura izduvnih gasova

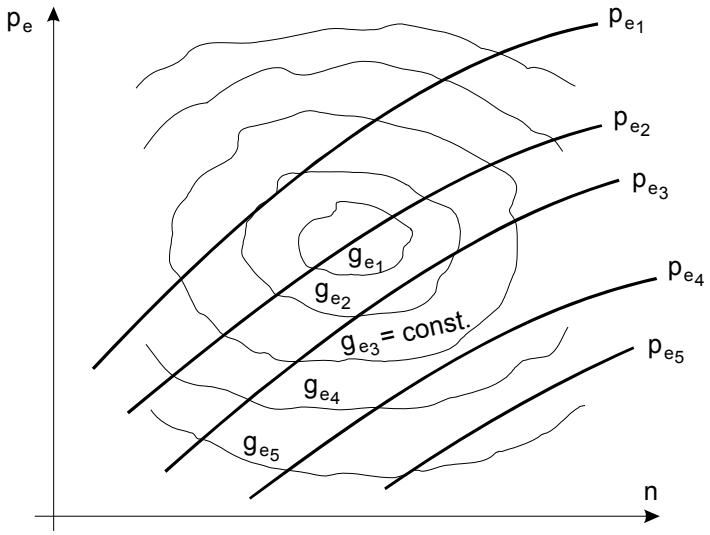
Izgled ovih karakteristika dat je na sl. 86.



Sl. 86 Karakteristike opterećenja motora

8.3 Univerzalne karakteristike

Kombinacijom brzinskih karakteristika i karakteristika opterećenja dobivaju se tzv. univerzalne karakteristike iz kojih se može vrlo dobro sagledati spektar ocjenskih karakteristika motora. Najčešće se u praksi koristi univerzalni diagram p_e – n (školjkasti diagram) prikazan na sl. 87.



Sl. 87 Univerzalni (školjkasti) diagram p_e – n

Ostale karakteristike motora sui su specifične i ne susreću se tako često u praksi, izuzev u specifičnim slučajevima, pa se u ovom kursu neće posebno objašnjavati.

9. STVARANJE SMJEŠE KOD OTO MOTORA

Pripremanje smješe gorivo-zrak se kod oto motora vrši izvan cilindra motora, a završetak stvaranja smješe i njena priprema za paljenje električnom varnicom se vrši u cilindrima motora za vrijeme taktova usisavanja i sabijanja. Cilj je da se svaki cilindar motora napuni takvom smješom goriva i zraka koja se može zapaliti i ekonomično sagorijevati bez štetnih posljedica po motor. U idealnom slučaju ova smješa mora biti potpuno homogena i gorivo se mora nalaziti u gasnom stanju. Za pravilan rad motora jako je važan odnos zraka i goriva u smješi, jer gorivo se može zapaliti i goriti samo u slučaju, kada se ovaj odnos nalazi u određenim granicama.

Smješa goriva i zraka, u kojoj su odmjerene količine goriva i zraka u takvom međusobnom odnosu da bi nakon sagorijevanja izgorjela cjelokupna količina goriva i utrošila se cjelokupna količina kiseonika iz zraka naziva se stehiometrijska, teorijska ili normalna smješa. Definiše se sa tzv. stehiometrijskim odnosom zrak/gorivo $\left(l_o \left[\frac{kg.\,zrak}{kg.\,gorivo} \right] \right)$. Za stehiometrijsku smješu zrak – benzin je l_o = 14,9 kg zraka/kg benzina, a za smješu zrak-benzol je l_o = 13,5 kg zraka/kg benzola.

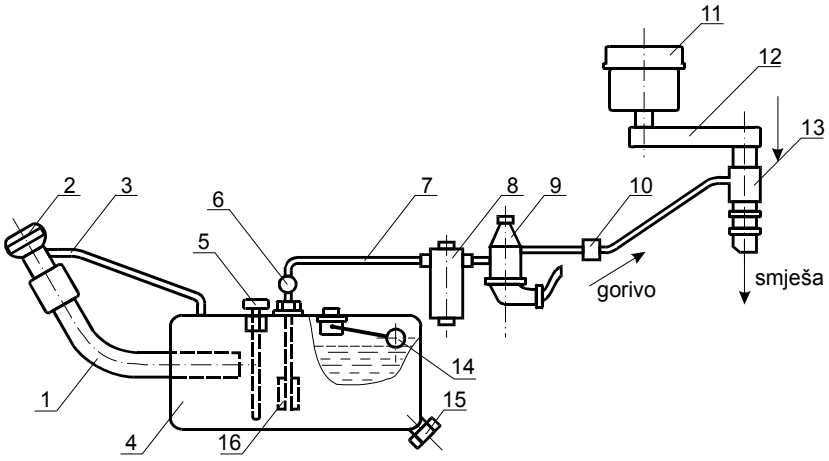
Odstupanje stvarno usisne količine zraka od minimalno potrebne za potpuno sagorijevanje goriva definisano je koeficijentom viška zraka α (ekvivalentni odnos). Kod stehiometrijske smješe α = 1. Ako nakon sagorijevanja u produktima sagorijevanja ostane nesagorijelog goriva onda se radi o bogatoj smješi α < 1, a ako ostane neutrošenog kiseonika radi se o siromašnoj smješi α > 1. Granica težinskih odnosa nakon kojih više nije moguće upaljenje smješe zovu se granice upaljenja smješe. Kao granice upaljenja smješe zrak-benzin u jednocilindričnom motoru su dobiveni sljedeći težinski odnosi 6 : 1 kao granica upaljenja bogate smješe, 20 : 1 kao granica upaljenja siromašne smješe, što odgovara respektivno vrijednostima α = 0,4 i α = 1,35.

Nemogućnost paljenja suviše bogate smješe, do koje se dolazi ili povećanjem količine goriva ili smanjenjem količine zraka u odnosu na granicu upaljenja, javlja se kao posljedica suviše male količine zraka, jer se zapali samo mala količina goriva, koja potroši sav raspoloživi kiseonik, te se plamen zbog nedostatka kiseonika (nemogućnost daljeg sagorijevanja goriva) gasi. Nemogućnost paljenja siromašne smješe preko granice upaljenja dolazi kao posljedica velike udaljenosti čestica goriva i prevelikih količina zraka oko svake čestice goriva. Tako, pri paljenju siromašne smješe, razvijena toplota na elektrodama svjećice nije dovoljna da zagrije veliku masu zraka do temperature potrebne za paljenje ostalih dijelova smješe koji su udaljeni od svjećice i zato se smješa ne može upaliti. Pojam bogata ili siromašna smješa zasniva se na količini goriva, a ne količini zraka, u odnosu na teorijsku količinu. To znači da u bogatoj smješi postoji višak goriva u odnosu na količinu goriva u teorijskoj smješi.

U uslovima sagorijevanja smješe benzin – zrak kod višecilidričnih motora ranije napomenuti odnosi za granice upaljenja ne važe zbog nejednake raspodjele smješe na pojedine cilindre pa je raspon znatno uži. Maksimalne vrijednosti srednjeg indiciranog pritiska se javljaju pri vrijednostima α = 0,8 – 0,9. Na savremenim motorima s karburatorom gorivo se dozira tako da je sastav smješe koja ulazi u cilindar u granicama 0,8 < α < 1,15 što sa stanovišta emisije toksičnih komponenti, pa i ekonomičnosti ne predstavlja optimalne vrijednosti. Rad motora u području α =1,0 – 1,15 obezbjeđuje potpuno, ekonomično i stabilno sagorijevanje, dok rad motora na režimima pune snage zahtijeva vrijednosti α = 0,8 – 1,0.

Osnovna šema instalacije za napajanje oto-motora sa lakim gorivom, kakva se najčešće koristi na automobilu, prikazana je na slici 88. Na šemi su naznačeni osnovni elementi instalacije i odnose se, sa jedne strane na dovod goriva, a s druge strane, na dovod zraka. Obje osnovne komponente se sastaju u karburatoru (13). Smješa koja dalje protiče kroz usisnu instalaciju sastoji se iz kapljica goriva koje isparavanju, para goriva i zraka.

Gorivo može da se dovede u karburator prinudnim putem (sa pumpom), kako je prikazano na, slici 88, ili slobodnim padom. Izbor načina dovoda goriva zavisi od smještaja spremnika za gorivo i karburatora na motoru, namjene motora i drugih faktora. Prilikom dovoda goriva slobodnim padom visinska razlika između tačke u1aza goriva u karburator i najnižeg nivoa goriva u spremniku mora biti najmanje od 300 do 500 mm kako bi bio obezbijeđen normalan rad motora kod svih mogućih položaja vozila.



1 – cijev za punjenje, 2 – lijevak, 3 – odušna cijev za zrak, 4 – spremnik za gorivo,
5 – mjerač nivoa goriva, 6 – slavina, 7 – odvodna cijev, 8 – prečistač goriva,
9 – pumpa za dobavu, 10 – regulator pritiska (prelivni ventil), 11 – prečistač zraka,
12 – prigušivač buke, 13 – karburator, 14 – električni davač nivoa,
15 – čep za ispuštanje goriva, 16 – usisna korpa

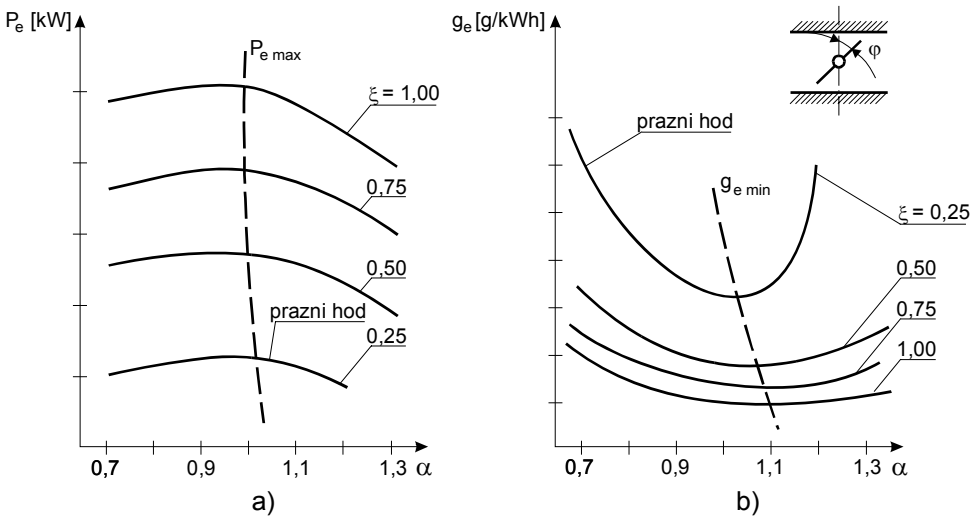
Sl. 88 Šema instalacije za napajanje gorivom automobilskog oto-motora

Prilikom rada motora u taktu usisavanja u cilindru se stvara podpritisak i zrak kroz prečistač zraka (11) i prigušivač buke (12) dolazi do karburatora (13). Sa druge strane napojna pumpa (9) kroz prečistač goriva (8) povlači gorivo iz rezervoara (4) i preko prelivnog ventila (10) transportuje ga do karburatora (13). Na taj način do karburatora je doveden zrak i gorivo a sam karburator mora da izvrši miješanje goriva i zraka u omjeru koji zavisi od režima rada motora ali tako da ostvari ekonimičnu potrošnju goriva na srednjim opterećenjima i brojevima obrtaja, zatim da obezbjedi mogućnost postizanja maksimalne snage i pri punom opterećenju te da u cjelokupnom radnom području obezbjedi stabilan rad motora uključujući i prazan hod.

Na slici 89 prikazana je zavisnost efektivne snage i efektivne specifične potrošnje u funkciji od koeficijenta viška zraka (tzv. regulatorske karakteristike). Iz slike se jasno vidi da se optimalna ekonimičnost postiže u zoni siromašne smješe ($\alpha \approx 0{,}95$). Ova ispitivanja su izvršena za konstantan broj obrtaja i različite otvore leptira. Sa slike se vide položaji maksimuma snage i minimuma specifične potrošnje goriva. Iz toka krivih se vidi da sa povećanjem α snaga u početku raste, dostiže svoj maksimum, a zatim se smanjuje. Specifična potrošnja goriva se sa porastom α smanjuje, dostiže svoj minimum a zatim raste.

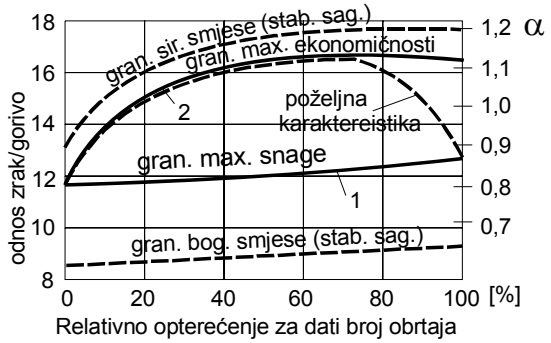
Svaka tačka regulatorske karakteristike (sl. 89) snima se pri ustaljenom toplotnom režimu motora, optimalnom uglu predpaljenja, konstantnom broju obrtaja i nepromjenjenom položaju leptira. Pri takvim uslovima potrošnja zraka se ne mijenja. Prelaz od jedne tačke na drugu vrši se promjenom količine goriva koja ističe kroz sisak. Ova promjena se obično ostvaruje specijalnom podešavajućom iglom koja smanjuje poprečni presjek siska. Pri smanjenju poprečnog presjeka siska smanjuje se količina goriva koja ističe, što dovodi do sniženja broja obrtaja pri istovremenom osiromašenju smješe. Snižavajući opterećenje uspostavlja se prethodni broj obrtaja uz pronalaženje optimalnog ugla predpaljenja.

Očigledno je sa sl. 89 da se sastav smješe pri kome se postiže maksimalna snaga ne poklapa sa sastavom smješe pri kojoj se postiže minimalna potrošnja. Ako tačke različitih krivih koje odgovaraju maksimalnoj snazi spojimo dobije se kriva $P_{e\ max,}$ ako se spoje tačke koje odgovaraju minimalnim potrošnjama goriva dobije se kriva $g_{e\ min}$. Na taj način kriva $P_{e\ max}$ odgovara sastavu smješe koji obezbjeđuje maksimalnu snagu, a kriva $g_{e\ min}$ maksimalnu ekonomičnost. Ako bi se karburator naregulisao tako da se omogući rad pri kome bi se dobila maksimalna ekonomičnost, jasno je da se pri takvoj regulaciji ne bi mogla ostvariti maksimalna snaga. Ako bi se karburataor naregulisao prema maksimalnoj snazi motora, tada gorivo ne bi potpuno sagorijevalo ($\alpha < 1$) i rad motora bi bio neekonomičan.



Sl. 89 Uticaj ekvivalentnog odnosa zraka na efektivnu snagu i specifičnu potrošnju goriva. Relativni položaj leptira je definisan: $\xi = \varphi / 90°$

Ako se kriva $P_{e\,max}$ i $g_{e\,min}$ (sl. 89) predstave u funkciji α, odnosno odnosa zrak/gorivo i snage motora P_e, dobiju se karakteristike opterećenja karburatora sl. 90. Kriva 1 odgovara regulaciji karburatora na maksimalnu snagu motora a kriva 2 odgovara regulaciji na maksimalnu ekonomičnost.



Sl. 90 Karakteristike opterećenja karburatora

Pošto automobilski motor znatan dio vremena radi sa djelimično otvorenim leptirom, to je najbolje regulisati karburator na karakteristiku koja odgovara maksimalnoj ekonomičnosti, a pri prelazu motora na rad sa potpuno otvorenim leptirom smješa se mora obogatiti radi postizanja maksimalne snage. Na osnovu toga karakteristika karburatora mora imati oblik kao kriva prikazana crtkanom linijom kao poželjna karakteristika na slici 90. Na kraju ovog izlaganja potrebno je napomenuti da su pri drugim brojevima obrtaja motora krive 1 i 2 nešto drugačije ali se tok krivih ne mijenja, te se ograničavamo na posmatranje tipičnih karakteristika. Iz toka krivih na slici 90 može se zaključiti da pri radu motora na praznom hodu sastav smješe odgovara α = 0,55 – 0,65. Kako se leptir otvara smješa mora osiromašiti do α = 1,1 – 1,15, a pri prelazu na rad sa potpuno otvorenim leptirom smjesu je potrebno obogatiti do vrijednosti α = 0,8 – 0,95 da bi se postigla maksimalna snaga.

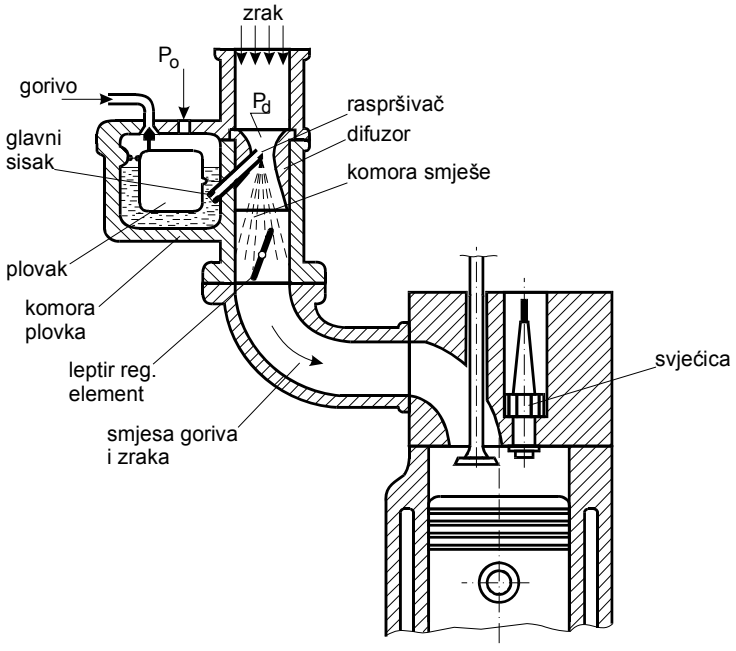
Na praznom hodu i na malim opterćenjima tj. pri znatnije zatvorenom leptiru, u cilju dobivanja stabilnog rada smješa mora biti obogaćena, jer je u tim uslovima raspršivanje i isparavanje goriva u karburatoru nedovoljno zbog malih brzina kretanja zraka u difuzoru. Osim toga, sa pritvaranjem leptira povećava se količina zaostalih produkata sagorijevanja u cilindru motora te se smanjuje brzina sagorijevanja. U određenom stepenu ovo se može prevazići obogaćenjem smješe.

Kod motora za vozila, naročito prilikom eksploatacije u gradu, često dolazi do naglog otvaranja leptira (pri ubrzavanju vozila, pri preticanju itd.). Pri naglom otvaranju leptira nastupa kratkotrajno osiromašenje smješe. Ako se ne preduzmu odgovartajuće mjere, to osiromašenje može biti toliko da dolazi do gušenja motora. Ovo osiromašenje smješe može se objasniti na sljedeći način. Pri djelimično

otovorenom leptiru razrjeđenje u difuzoru je malo. Pri naglom otvaranju leptira ovo razrjeđenje brzo raste. Zrak koji ima manju masu u odnosu na goriva dobija veće ubrzanje i smješa se osiromašuje. Osiromašenje smješe traje dok se brzina zraka i goriva ne izjednače. Zatim pri djelimično otvorenom leptiru razrjeđenje iza njega je znatno, što veoma dobro utiče na uslove isparenja goriva. Pri naglom otvaranju leptira pritisak iza njega brzo raste, uslovi isparenja goriva se pogoršavaju i kao rezultat toga najkrupnije čestice goriva ostaju na stjenkama usisne cijevi obrazujući film goriva. Smješa se osiromašuje. Osiromašenje smješe teče dotle dok film goriva ne dostigne debljinu koja odgovara ustaljenom režimu rada motora na datim uslovima. Da bi se izbjeglo osiromašenje smješe potrebno je da se smješa prilikom naglog otvaranja leptira obogati, kako bi se poboljšalo prihvatanje motora.
Pri startovanju hladnog motora proces obrazovanja smješe teče normalno. Gorivo koje ulazi u hladan cilindar kroz hladne usisne cijevi isparava samo djelomično i to njegove najlakše frakcije. Prije "skakanja" varnice u cilindru postoji gorivo koje je isparavalo u neznatnoj količini. Prema rezultatima ispitivanja karburatora prilikom startovanja motora kod vanjske temperature 14 – 15°C samo 17 – 20% goriva je isparilo, 8 – 10% je bilo u vidu sitnih kapljica (magle) a ostala količina se kretala kroz usisnu cijev u vidu filma goriva. Ako je smješa prilikom startovanja imala koeficijent viška zraka $\alpha = 0,1 – 0,15$ odnos parne faze goriva pomiješanog sa zrakom dao bi vrijednost $\alpha = 1,3$ što znači da je smješa prije skakanja varnice bila siromašna. Znači ako se smješa znatno ne obogati u toku startovanja motora može se desiti da se ona ne upali ili da se upali samo djelimično što znači da start motora neće uspjeti.
Pri startovanju motora je potrebna veoma bogata smješa, na praznom hodu bogata smješa ($\alpha = 0,55 – 0,65$), na srednjim opterećenjima (većim od 50%) siromašna smješa ($\alpha = 1,1 – 1,15$), pri potpunom otvorenom leptiru bogata ($\alpha = 0,8 – 0,95$), a pri naglom otvaranju leptira mora biti omogućeno kratkotrajno obogaćenje smješe.

9.1 Princip rada prostog (elementarnog) karburatora

Šematski prikaz prostog (elementarnog) karburatora zajedno sa usisnim sistemom motora dat je na sl. 91. Prosti karburator se sastoji od komore plovka sa plovkom, siska (dizne), rasprskivača



Sl. 91 Šema prostog karburatora i usisnog kolektora motora

(raspršivača), difuzora, komore smješe i leptira. Karburator je pomoću prirubnice vezan za usisnu cijev motora. Pod dejstvom pumpe ili slobodnim padom gorivo dolazi u komoru plovka. Plovak služi da održava uvijek određeni nivo goriva u komori plovka i stoga je vezan sa iglom koja zavisno od položaja plovka otvara ili zatvara otvor za ulaz goriva. Komora plovka je preko otvora spojena sa okolnom

atmosferom, znači, pritisak u komori plovka jednak je pritisku okolne atmosfere. U toku takta usisavanja tj. kada klip motora ide ka UMT i kada je otvoren usisni ventil, pritisak u cilindru zbog povećanja zapremine postaje niži od pritiska okolne sredine. Na taj način obrazuje se razlika pritiska okolne sredine (p_o) i u cilindru (p_a). Pod dejstvom razlike pritiska okolni zrak ulazi kroz prečistač zraka u karburator i kroz komoru smješe i usisnu cijev kroz otvor usisnog ventila ulazi u cilindar. Prilikom prolaska kroz difuzor struja zraka zbog suženog poprečnog presjeka povećava svoju brzinu, zbog čega se na tom mjestu smanjuje pritisak, tj. povećava razrjeđenje. Pod dejstvom razrjeđenja u difuzoru iz rasprskivača izlazi raspršeno gorivo koje u rasprskivač dolazi iz komore plovka kroz sisak. Sisak (dizna) je osnovni element karburatora, koji određuje potrošnju goriva pri datom razjeđenju u difuzoru. Siskovi se obično prave od bronze sa tačno kalibrisanim otvorima. Promjeri otvora su obično od 0,2 do 1,5 mm. Kod starijih konstrukcija karburatora siskovi su obično postavljeni na izlaznom dijelu rasprskivača. Kod novijih konstukcija karburatora siskovi se obično postavljaju na izlazu iz komore plovka (sl. 91). Takav položaj siska daleko je lakši za održavanje.

Prilikom izlaska iz rasprskivača struja goriva dolazi u zračnu struju, i pod dejstvom različitih brzina (brzina zraka je veća od brzine goriva oko 25 puta), struja goriva se raspršava te se na taj način povećava dodirna površina čestica zraka i goriva.

Raspršeno gorivo pod dejstvom toplote iz zraka i toplote goriva isparava i u smjesi sa zrakom stvara svježu smješu (nekada se smješa dopunski zagrijava). Čestice goriva koje nisu isparile, ostaju na stjenkama karburatora i usisne cijevi i otežavaju pravilnu raspodjelu smjese po cilindrima. Da bi se to gorivo isparilo obično se usisna cijev zagrijava toplotom izduvnih gasova.

Količina svježe smješe, koja se formira u karburatoru i koja ulazi u cilindar motora reguliše se otvorom leptira. Zatvaranjem leptira povećava se otpor na putu kretanja smješe a samim tim se smanjuje razrjeđenje u difuzoru, što ima za posljedicu smanjenje količine goriva i zraka u komori smješe i dalje u cilindru motora. Znači, kod karburatorskih motora regulacija je količinska (kvantitativna).

Pri konstantnom pritisku okolne sredine, konstantnom položaju leptira (regulacionog organa) konstantnom broju obrtaja motora, količina i sastav svježe smješe se ne mijenjaju. Ako je prečistač zraka na motoru zaprljan (djelimično začepljen), količina zraka koja ulazi u cilindar pri stalnom položaju leptira i stalnom broju obrtaja, je manja i smješa je bogatija. Ovakva pojava se objašnjava tim da ukoliko otpor prečistača zraka raste manje zraka dolazi u karburator, a razrijeđenje u poprečnom presjeku difuzora raste i iz rasprskivača izlazi veća količina goriva. Da bi se obezbjedio potrebni sastav smješe trebalo bi smanjiti poprečni presjek dizne (siska), drugim riječima neophodno je izmijeniti regulaciju karburatora. Da bi se eliminisao uticaj rada prečistača zraka na sastav smješe u današnjim konstrukcijama karburatora komora plovka je povezana sa izlazom iz prečistača zraka. Tada se zaprljanost prečistača zraka, čija je posljedica smanjenje pritiska ne samo u poprečnom presjeku difuzora nego i u komori plovka, eliminiše. Takvi karburatori se nazivaju balansirani.

9.2 Podjela karburatora

Najčešće se podjela karburatora vrši s obzirom na konstruktivne spcifičnosti, ali mogu da se uzmu u obzir i drugi kriteriji. Tako imamo razne vrste karburatora:

1) S obzirom na pravac kretanja zraka kroz difuzor i komoru smjese:

   a) zrak se na prolazu kroz karburator diže (sl. 92 a))
   b) zrak na prolazu kroz karburator pada (sl. 92 b)) i
   c) zrak struji na prolazu kroz karburator horizontalno (sl. 92 c))

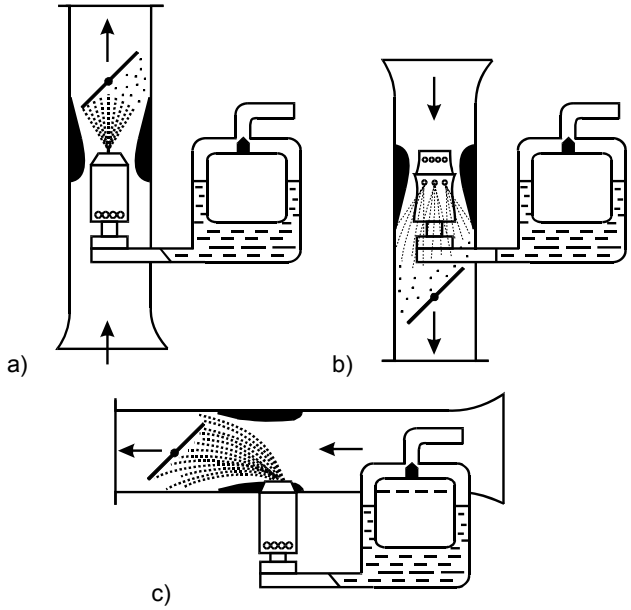
Na automobilskim motorima se primjenjuje najčešće karburator sa padajućim protokom zraka. Njegova prednost je da omogućuje bolje punjenje cilindra zbog manjeg otpora u usisnom sistemu i pogodniji je za opsluživanje. S obzirom da je u tom slučaju karburator moguće postaviti relativno visoko iznad motora, sa zrakom ulazi manje prašine.

Karburatori sa horizontalnim protokom zraka najviše se upotrebljava na motorima za motocikle, na brodskim motorima, motorima za trkaće automobile i sl.

2) S obzirom na broj komora smjese:

   a) jednokomorni,
   b) dvo ili višekomorni karburatori

Višekomorni karburatori se koriste na motorima većih snaga da bi se smanjenjem aerodinamičkih otpora poboljšao stepen punjenja motora i dobila homogenija smjesa, odnosno obezbijedila ravnomjernost raspodjele goriva po cilindrima.



Sl. 92 Razne vrste karburatora s obzirom na pravac kretanja zraka

3) S obzirom na konstrukciju regulacionog organa:

   a) karburatori sa leptirom,
   b) karburatori sa zasunom.

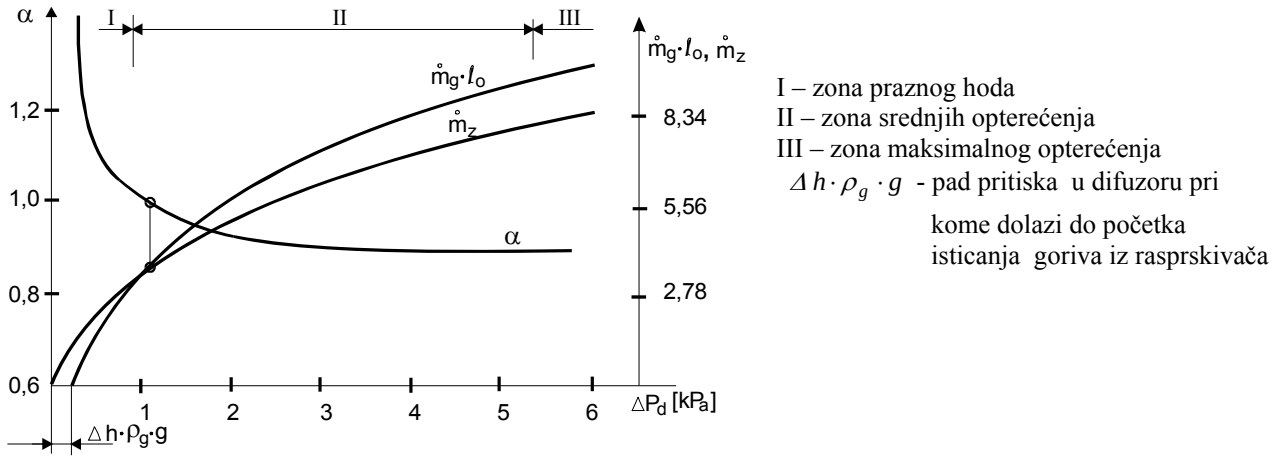
Zasun se za regulaciju količine smjese koristi kod jedno i dvocilindričnih motora kod kojih naročito dolazi do izražaja nestacionarnost protoka zraka. Zasun omogućava promjenu presjeka u vrlo širokim granicama, što je važno za stvaranje potrebnog razrjeđenja u difuzoru i dobijanja odgovarajućeg sastava smjese pri mijenjanju opterećenja.

4) Prema načinu dovoda goriva:

   a) karburatori sa plovkom,
   b) karburatori sa membranom i ventilom (sistem Stromberg)

Rasplinjači sa plovkom se najviše upotrebljavaju i obezbjeđuju relativno jednostavno dovođenje goriva do pojedinih mjesta gdje se gorivo dozira. U komori plovka se održava praktički konstantan nivo goriva. Na zrakoplovnim, pa i na brodskim motorima karburatori sa plovkom postaju nepodesni i tamo se koriste membranski karburatori. Trenutni protok goriva, odnosno ubrizgana količina zavisi od razlike statičkog i dinamičkog pritiska, jer je difuzor izveden u vidu venturi-cijevi. Razlika pritiska djeluje na površinu membrane koja se savija i pomjera ventil za doziranje goriva.

Na osnovu analize prostog karburatora dolazi se do zaključka da tok krive protoka goriva ($\mathring{m}_g$), odnosno teoretski potrebnog protoka zraka ($\mathring{m}_g \cdot \ell_o$) i zraka ($\mathring{m}_z$) kao i ekvivalentni odnos zraka (α) ima izgled kao na sl. 93.



Sl. 93 Karakteristika prostog karburatora

Upoređujući karakteristiku prostog karburatora (α = f (Δp_d)) na sl. 93 i poželjnu karakteristiku karburatora (sl. 90) (crtkana linija, a na nižim opterećenjima preklopljena sa krivom max. ekonomičnosti), jasno je da karakteristika prostog karburatora ne odgovara zahtjevima motora. Zbog toga, da bi se karakteristika elementarnog karburatora približila karakteristici idealnog karburatora (zahtijevima motora), neophodno je elemetarnom karburatoru dodati:

- Uređaj za kompenzaciju (osiromašenje smješe) na malim i srednjim opterećenjima
- Uređaj za obogaćenje smješe
- Uređaj za ubrzanje motora
- Uređaj za startovanje motora na niskim temperaturama
- Uređaj za prazan hod
- Ostali pomoćni uređaji.

9.3 Instalacije sa ubrizgavanjem lakog goriva

Na osnovu prethodnog izlaganja, slijedi da se proces napajanja motora lakim gorivima sastoji iz dvije osnovne faze: procesa doziranja goriva u struju zraka sa odmjeravanjem odgovarajuće količine smjese i procesa homogenizacije smjese goriva i zraka. Prva faza se obavlja u karburatoru i regulacioni parametar za doziranje goriva je razrjeđenje u difuzoru (protok zraka). Druga faza se obavlja u usisnoj cjevi i cilindarskoj glavi, sve do ulaza smjese u motor. Obje faze predstavljaju jednu nerazdvojivu cjelinu jer je za rad motora prvenstveno važno kakav je konačan sastav smjese i kolike količine zraka i goriva se nalaze u cilindru motora u toku pojedinih ciklusa. S obzirom na to da je klipni motor ciklična mašina, proces sagorijevanja pojedinih porcija goriva se obavlja diskretno u sukcesivno odvojenim ciklusima i u "izolovanom" zatvorenom radnom prostoru cilindra. Polazeći sa tog stanovišta, bilo bi pogodnije da se kao komandni parametar pri regulaciji doziranja goriva izabere sastav materije u svakom odvojenom ciklusu.
Zbog cikličnog rada motora i postojanja diskretnih procesa sagorijevanja, postoje razlike između sastava smjese koju daje karburator i one, koja se u vidu svježeg punjenja nalazi i cilindru motora poslije završenog procesa izmjene radne materije. U tim uslovima je praktički skoro nemoguće da se obezbijedi optimalan rad motora, što je, npr., slučaj kod automobilskog motora.
Težnja za optimiranjem smjese, kako po sastavu, tako i po količini, postaje neophodna ako se žele zadovoljiti u potpunosti svi zahtjevi koji se postavljaju pred instalaciju za dobavu goriva i sve stroži

propisi o zaštiti čovjekove sredine. Kvalitativna regulacija, tj. doziranje goriva ubrizgavanjem ima niz prednosti nad karburacijom i količinskom regulacijom zbog većih mogućnosti regulacije cjelokupnog procesa doziranja goriva i zraka i njegove automatizacije.
Instalacije sa cikličnim ili kontinualnim ubrizgavanjem goriva i automatskom regulacijom doziranja radi održavanja potrebnog ekvivalentnog odnosa i drugih parametara su danas već dosta u upotrebi.
Teoretske osnove i konstruktivne koncepcije cikličnog doziranja lakih goriva su identične kao na instalacijama za ubrizgavanje na dizel-motorima, a kontinualno doziranje predstavlja samo specifični slučaj nestacionarnog ubrizgavanja goriva. Ipak, treba napomenuti da se doziranje goriva na ovim instalacijama ne vrši sa konstantnim pritiskom ispred zatvorenih brizgača i on je znatno niži, te iznosi svega 35 - 70 bar. U sklopu ovog razmatranja žele se samo istaknuti neke specifičnosti ovih instalacija, koje potiču od fizikalnih osobina lako isparljivih ugljovodoničnih goriva i koje, naravno, znatno utiču i na konstrukciju instalacije za doziranje:

1. Zbog isparavanja pojedinih frakcija benzina već na relativno niskim okolnim temperaturama, postoji znatna opasnost od stvaranja gasnih mjehurića u instalaciji. Gasni mjehurići mogu da se sastoje iz para goriva i zraka. Iz tih razloga postoji velika osjetljivost sistema na temperaturu goriva. Radna temperatura benzina u instalaciji ne smije da prelazi temperaturu 70-80°C.
   Natpritisak goriva u instalaciji iznosi 1,75 - 2 bar, ako se ubrizgavanje vrši kontinualno u usisnu cijev, te je to i pritisak ubrizgavanja goriva. Kada se ubrizgavanje benzina vrši direktno u cilindar motora, pritisak ubrizgavanja je za nekoliko bar viši od maksimalno mogućeg pritiska gasova u cilindru motora. Pojava gasnih mjehurića i varijacije temperature goriva u instalaciji znatno utiču na stvarno doziranu količinu goriva, što dovodi do povećane ciklusne i geometrijske neujednačenosti ubrizganih količina benzina, a time i ekvivalentnog odnosa zraka. To zahtijeva da se preuzmu posebne konstruktivne mjere za izdvajanje gasnih mjehurića, kontrolu temperature goriva i dr. Brza cirkulacija benzina i povećanje pritiska benzina na više vrijednosti su vrlo efikasne mjere za otklanjanje ovih nedostataka.
2. Problem startovanja motora na niskim temperaturama okolnog zraka može iz gore navedenih razloga isto tako biti otežan.
3. Posebna pažnja treba da se posveti dobrom podmazivanju dijelova pumpe, brizgač, regulatora i dr., koji su uslijed međusobnog kretanja pojedinih dijelova izloženi uticanju trenja. Benzin, nasuprot dizel-gorivu, ne sadrži frakcije ugljikovodonika koje bi mogle da vrše podmazivanje ovih površina.
4. Cijena instalacija je relativno visoka, otežano održavanje i opravka.
   Instalacija koja se primjenjuje za ubrizgavanje benzina kod automobilskih motora obično se sastoji od pumpe za gorivo, brizgaljki, regulatora i cjevovoda. Preovladava mišljenje da su sistemi za ubrizgavanje benzina znatno složeniji nego karburatori.

Kod napajanja automobilskih motora benzin se ubrizgava na sljedeće načine:

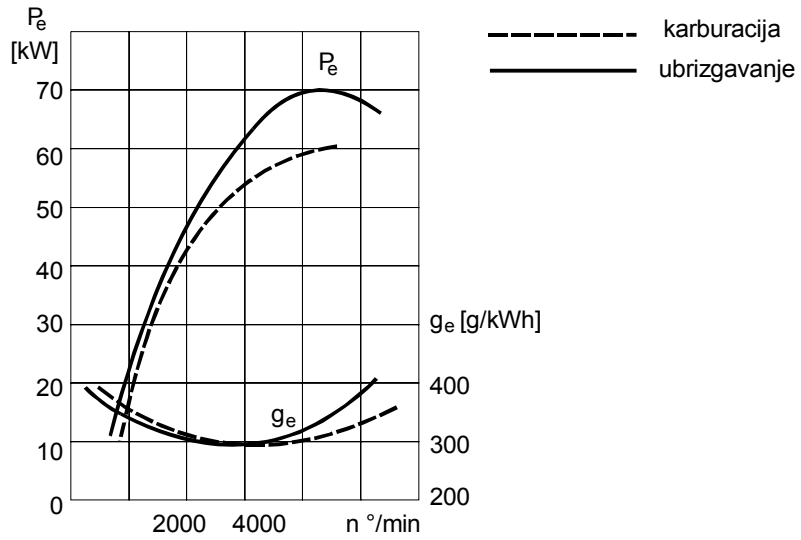
- u cilindre dvotaktnih motora cikličkim doziranjem poslije zatvaranja izduvnih kanala da bi se izbjegao gubitak goriva prilikom ispiranja
- u usisne cijevi četverotaktnih motora (obično u neposrednoj blizini usisnih ventila) cikličnim ili kontinualnim doziranjem i
- u cilindre četverotaktnih motora.

Najveći efekti se postižu ciklusnim doziranjem u cilindre dvotaktnih motora, jer se u tom slučaju ispiranjem cilindra vrši ispiranje samo zraka, pri čemu se specifična potrošnja goriva može smanjiti i to do 20 %.

Prilikom ubrizgavanja benzina u usisne cijevi ili cilindre četverotaktnih motora njihov radni ciklus dobiva posebne osobine u odnosu na radni ciklus u kome se obrazovanje vrši pomoću karburatora i to:

a) Gorivo se ravnomjernije raspoređuje po pojedinim cilindrima motora i stvarni sastav smjese u svakom od cilindra je veoma blizak srednjem sastavu smjese za sve cilindre. Kao posljedica toga lakše se reguliše toksičnost izduvnih gasova i motor se može eksploatirati na siromašnijim smjesama. Ova prednost je manje izražena pri ubrizgavanju benzina kontinualnim doziranjem u usisnu cijev.
b) Koeficijent punjenja se unekoliko povećava što se objašnjava manjim otporom usisnog kolektora, manjim intenzitetom predgrijavanja smjese i većim masenim punjenjem pri ubrizgavanju goriva neposredno u cilindar na kraju procesa usisavanja, kada se isparenje benzina vrši poslije zatvaranja usisnog ventila,
c) Stepen sabijanja može se povećati što se objašnjava sniženjem temperature u procesu usisavanja i sabijanja, jer se zagrijavanje usisnih cjevovoda smanjuje i veći dio goriva isparava u unutrašnjosti cilindra,
d) Prihvatanje (naglo ubrzavanje) motora, se znatno poboljšava jer zaostajanje struje goriva za strujom zraka prilikom ubrizgavanja je manje izraženo,
e) Doziranje goriva pri ubrizgavanju u cilindar u procesu startovanja hladnog motora je znatno tačnije, nego kod karburatora, što ima za posljedicu olakšan start hladnog motora.

Nabrojene osobine su znatno više izražene prilikom ubrizgavanja goriva u cilindre nego pri ubrizgavanju u usisnu cijev. Ubrizgavanje goriva u cilindre motora može se vršiti u početku procesa usisavanja, za vrijeme procesa sabijanja ili na kraju procesa sabijanja što direktno utiče na pritisak ubrizgavanja.
Obzirom na ciklusnu dobavu kod oto motora, koja je veoma mala, instalacija za ubrizgavanje mora biti izrađena sa visokom tačnošću, što znatno utiče na cijenu, što je jedan od nedostataka. Još jedan od nedostataka je skraćenje vremena za obrazovanje smjese, koji je naročito izražen prilikom ubrizgavanja goriva u cilindre.
Iako iznesena preimućstva ubrizgavanja goriva u odnosu na karburaciju nisu toliko izražena, na osnovu ispitivanja se može ocijeniti da ona ipak imaju znatan uticaj. Na slici 94 prikazana je efektivna snaga



Sl. 94 Brzinska karakteristika snage i specifične potrošnje goriva

(P_e) i specifična potrošnja goriva (g_e) pri ubrizgavanju i karburaciji za konkretan primjer motora. Podaci koji su dobiveni pri ubrizgavanju goriva u cilindar i u usisnu cijev se skoro poklapaju.
Instalacija za ubrizgavanje goriva (pumpe za gorivo i brizgaljke) pri kontinualnom ubrizgavanju goriva u usisnu cijev je konstruktivno prostija u odnosu na instalaciju za ubrizgavanje goriva u cilindre i ona radi pri manjim pritiscima. Kod ubrizgavanja u usisnu cijev pritisak obično ne prelazi 3-5 bar.
Posljednjih godina ubrizgavanje benzina je jako zastupljeno naročito tamo gdje su strogi zahtjevi za ograničenje toksičnih komponenti u izduvnim gasovima.

Osnovna podjela sistema ubrizgavanja lakog goriva je:

a) Prema dužini trajanja ubrizgavanja koristi se:

- Ciklusno
- Kontinualno ubrizgavanje

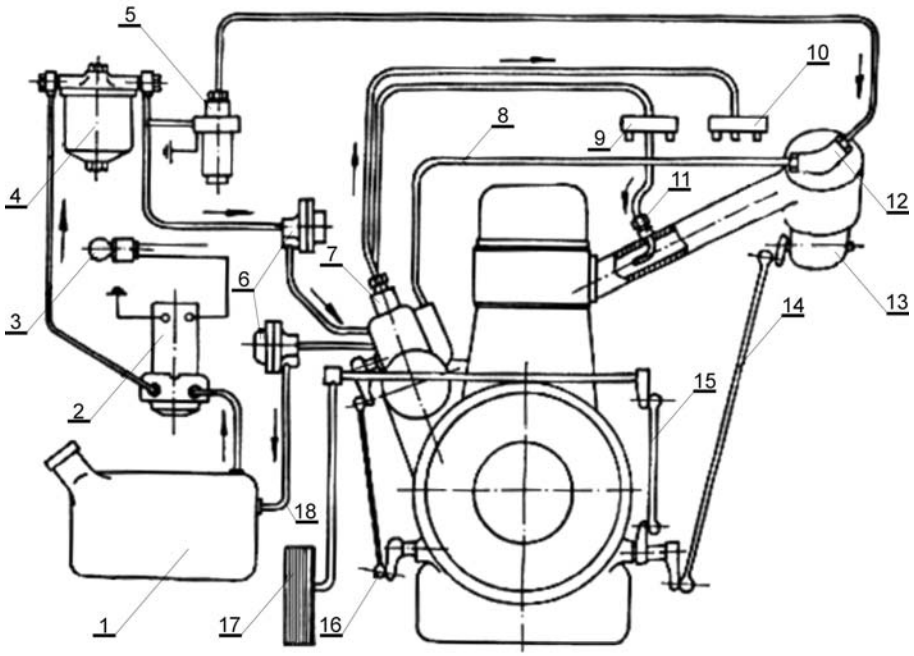
b) Prema mjestu ubrizgavanja postoji:

- ubrizgavanje u usisnu cijev (singl-point ubrizgavanje-SPI)
- ubrizgavanje ispred usisnog ventila i/ili direktno u cilindar (multi-point ubrizgavanjeMPI)

c) Prema načinu regulisanja sistema postoje:

- sistemi sa mehaničkom regulacijom
- sistemi sa elekronskom regulacijom.

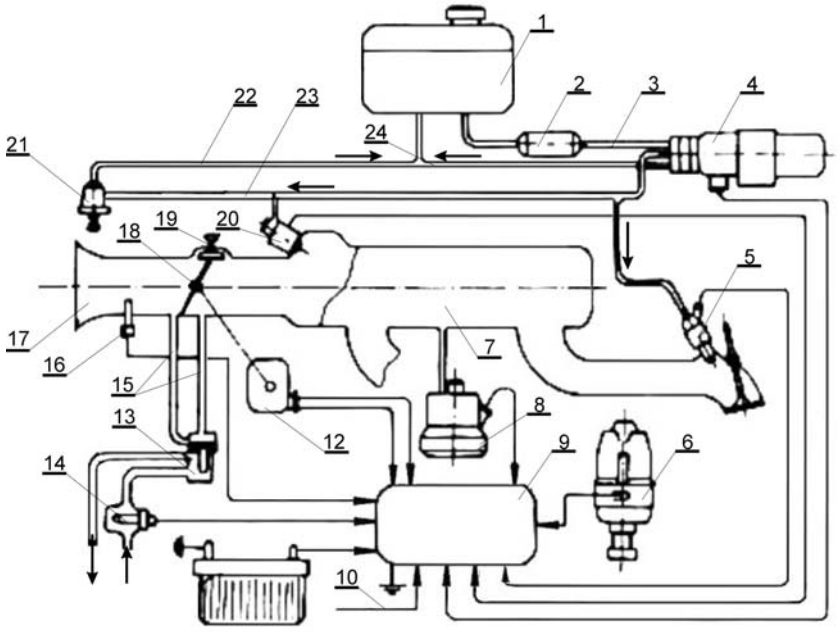
Primjer sistema ubrizgavanja lakog goriva sa mehaničkom regulacijom dat je na slici 95, gdje su dati i svi osnovni elementi.



1 – spremnik za benzin, 2 – pumpa za gorivo, 3 – prekidač, 4 – prečistač, 5 – elektromagnetni ventil za gorivo pri zapušenju motora, 6 – prigušivač oscilacija pritiska goriva, 7 – sekcija pumpe visokog pritiska, 8 – cijev za zrak pri startovanju motora, 9, 10 – razvodnik goriva, 11 – glavni brizgač, 12 – brizgač za zapuštanje (emulzija zraka i goriva), 13 – ulazna cijev za zrak sa leptirom za količinsku regulaciju, 14, 15, 16 – polužje, 17 – komandna pedala u kabini vozača, 18 – cijev

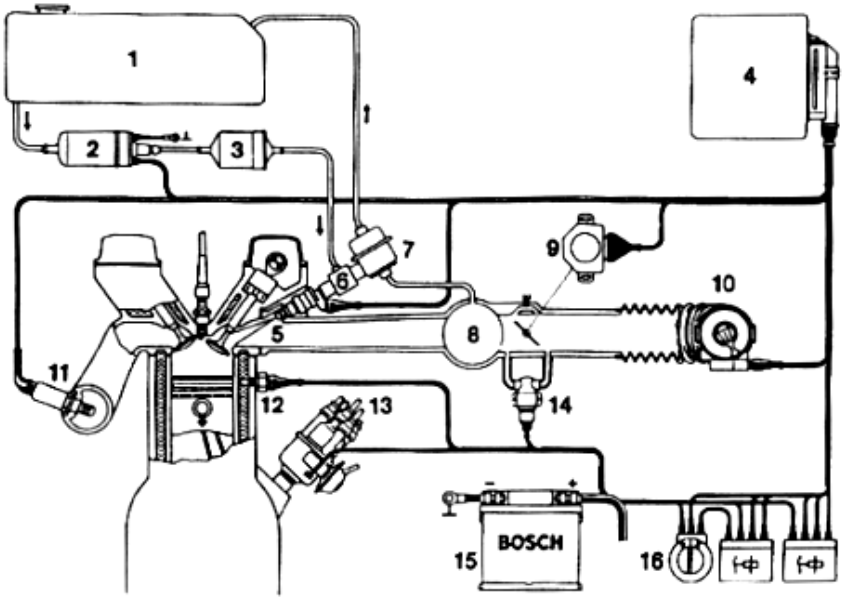
Sl. 95 Šema instalacije za ubrizgavanje lakog goriva sa mehaničkom regulacijom

Sistema ubrizgavanja lakog goriva sa elektronskom regulacijom, koji se danas praktično najviše koristi, ima razvijeno više različitih tipova, sve sa ciljem optimiziranja procesa ubrizgavanja i formiranja smjese. Tako firma Bosch, kao najpoznatiji proivođač ovih sistem posjeduje variante sistema ubrizgavanja pod nazivom: KE - Jetronic, D – Jetronic, L3 – Jetronic, LH – Jetronic i MONO – Jetronic. U nastavku su dati primjeri dva različita sistema ubrizgavanja lakog goriva sa elektronskom regulacijom (sl. 96 i sl. 97).



1 – spremnik za gorivo, 2 – fini prečistač, 3 – cijev, 4 – električna pumpa za dobavu goriva, 5 – brizgač, 6 – davač broj obrtaja, 7 – usisna cijev, 8 – davač pritiska zraka u usisnoj cijevi, 9 – elektronski regulator, 10 – veza sa električnim prekidačem, 11 – akumulator, 12 – davač za obogaćenje smjese (uređaj za ubrzavanje motora – vezan za osovinu leptira), 14 – davač temperature rashladne tečnosti, 15 – kanali za dovod zraka, 16 – davač temperature usisnog zraka, 17 – ulazni konus, 18 – leptir za količinsku regulaciju zraka, 19 – puž za regulaciju protoka zraka na praznom hodu, 20 – elektro magnetni brizgač za zapuštanje motora, 21 – prelivni ventil za održavanje konstantnog pritiska goriva, 22, 24 – povratna cijev, 23 – glavna magistrala

Sl. 96 Šema instalacije za ubrizgavanje lakog goriva sa elektronskim sistemom upravljanja

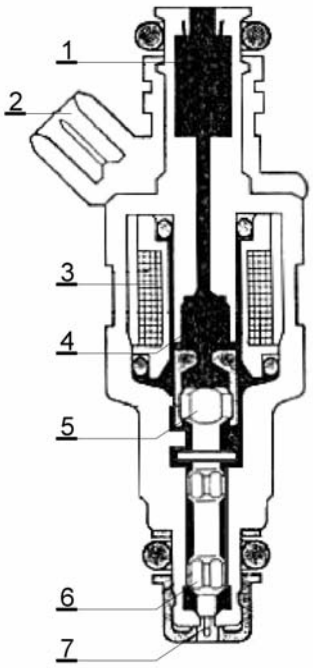


1 – rezervoar goriva, 2 – električna pumpa goriva, 3 – filter goriva, 4 – kontrolna jedinica, 5 – brizgač, 6 – cijev za distribuciju goriva, 7 – regulator pritiska goriva, 8 – centralni uređaj za dovod gasa, 9 – prekidač leptira za zrak, 10 – uređaj za mjerenje protoka zraka toplom žicom, 11 – lambda senzor, 12 – senzor temperature motora, 13 – distributor paljenja, 14 – davač brzine pri praznom hodu, 15 – akumulator, 16 – prekidač startovanja

Sl. 97 Šema instalacije za ubrizgavanje lakog goriva sa elektronskim sistemom upravljanja (LH – Jetronic)

Osnovni elementi sistema za ubrizgavanje lakog goriva su:

- pumpa za gorivo,
- filter goriva,
- regulator pritiska,
- razvodne cijevi,
- brizgač, čija je konstrukcija prikazana na slici sl. 98.



1 – dovod goriva sa filterom, 2 – priključak za struju, 3 – elektromagnet,
4 – opruga, 5 – el. magnetna kotva, 6 – igličasti ventil, 7 – jezičak

Sl. 98 Brizgač

- sistem za upravljanje. (Uređaji za mjerenje: broja obrtaja, količine zraka, temperature, pritiska, lambda sonde, itd.)
- ventil za startovanje na hladno
- rezervoar goriva, itd.

10. OSTVARENJE SMJEŠE KOD DIZEL MOTORA

10.1 Osnovni zahtjevi instalacije za raspršivanje goriva

Uslovi koje treba da ispunjavaju savremeni motori sui konkretno zahtijevaju od instalacija za doziranje goriva na dizel-motorima:

1. Tačno definisanu količinu ubrizganog goriva za jedan radni ciklus i njenu stabilnu periodičnost sa mogućnošću odgovarajuće promjene shodno promjeni režima rada motora.
2. Ubrizgavanje goriva u određenom trenutku, u odgovarajućem trajanju i po zadatom zakonu.
3. Raspored i disperziju goriva po zapremini komore koja obezbjeđuje što potpunije učešće zraka pri sagorijevanju uz povoljne pokazatelje ciklusa.
4. Hidrodinamičku uniformnost s ciljem obezbjeđenja identične radne smješe po komorama višecilindričnih motora.
5. Regulaciju brzinskih karakteristika ubrizganih količina goriva u zavisnosti od željenih karakteristika obrtnog momenta motora.
6. Obezbjeđenje potrebne količine goriva za startovanje motora, stabilan prazan hod i ograničenje maksimalnog broja okretaja rasterećenog motora.

Pomenuti zahtjevi se komplikuju zbog:

a) Vrlo kratkog ukupnog trajanja ubrizgavanja. Zavisno od veličine motora i režima rada, ovo iznosi svega $1 \cdot 10^{-2} – 5 \cdot 10^{-4}$ s.
b) Malih ubrizganih količina po ciklusu (brzohodi motori – razne veličine i režimi rada $5 \cdot 10^{-3} – 2 \cdot 10^{-1}$ g/ciklusu) uz relativno veliki odnos promjene sa praznog hoda na puno opterećenje (1:5).
c) Visokih mehaničkih opterećenja (pritisci u gorivu su od 400 ÷ 2.500 bar) i visokih temperatura brizgača.
d) Brzih promjena pritisaka i pojava koje prate nestacionarno strujanje fluida.
e) Promjenljivih prigušenja uslovljenih kretanjem elemenata koji regulišu protočne presjeke.

10.2 Osnovni razlozi raspršivanja goriva i uticaj okoline na mlaz goriva

Niz energetskih uređaja i mašina koriste tečna goriva raspršena u vidu finih kapljica ili se tanki sloj goriva nanosi na površinu komore za sagorijevanje. Ove dvije grube podjele, primijenjene na dizel-motor (gasnu turbinu), podrazumijevaju, tzv. zapreminsko stvaranje smjese ili stvaranje smjese putem isparavanja goriva sa površine (npr. M-proces). Često je nemoguće izvršiti ovu podjelu strogo na gore opisani način. Tako, prilikom tzv. zapreminskog stvaranja smjese, naročito kod manjih dimenzija komora (kompresionog prostora motora), uvijek postoji i izvjesno taloženje na zid radnog prostora.
Osnovni razlozi raspršivanja goriva su:

a) uvećanje njegove kontaktne površine radi ubrzanja razmjene toplote i mase;
b) homogenizacija makroraspodjele u radnom prostoru motora (u komori za sagorijevanja) ili raspodjela radi regulisanja brzine oslobođenja toplote pri sagorijevanju;
c) namjerna ili organizirana nehomogena raspodjela goriva po radnom prostoru motora radi kontrisanog zapalenja i sagorijevanja tako nastale smjese (slojevito punjenje ili slični načini pripreme smjese).

Kada bi gorivo isticalo pod sasvim malim nadpritiskom u prostor sagorijevanja čemu bi odgovarala i mala brzina isticanja do raspršivanja ne bi došlo. Povećani ali nedovoljni nadpritisak izazvao bi raspadanje struje, ali struktura čestica raspršenog mlaza ne bi bila dobra. Pošto je pritisak u komori u početku ubrizgavanja 30 ÷ 70 bar, zadovoljavajuća finoća raspršavanja dobija se pri znatnim nadpritiscima koji obezbjeđuju brzinu isticanja od 50 – 150 m/s.
Raspadanje struje mlaza na male kapljice (raspršivanje) dešava se pod uticajem sila aerodinamičkog otpora gasne sredine u koju se vrši ubrizgavanje. Sila aerodinamičkog otpora zavisi od relativne brzina

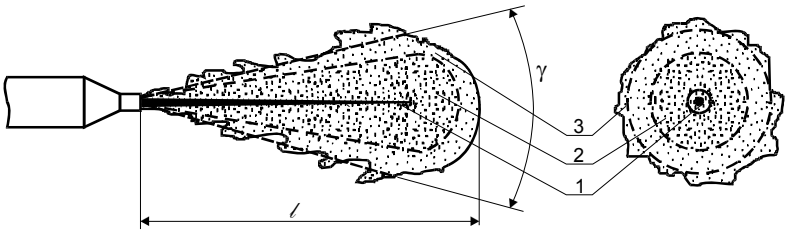
čestica goriva u zraku, površine čestice upravne na pravac kretanja, fizikalnih osobina zraka u komori za sagorijevanje u momentu ubrizgavanja i veličina koje određuju: brzinu isticanja goriva i fizikalne osobine goriva.

Pri velikim brzinama isticanja raspadanje struje goriva počinje odmah pri izlazu iz mlaznice. Pri tome se struja mlaza raskida na pojedine čestice. Čestice goriva koje se kreću u gasnoj sredini deformišu se pod uticajem aerodinamičkih sila i sila površinskog napona i dolazi do njihovog raspadanja na male kapljice. Raspršavanje kapljica događa se sve dotle dok veličina sila površinskog napona ne bude veća od veličine sila koje izazivaju raspad struje.

Brzine kretanja čestica goriva po presjeku struje u pojedinim trenutcima ubrizgavanja su različite, pa dolazi do neravnomjernog raspadanja struje mlaza. Kao rezultat toga obrazuju se kapljice čiji se prečnici mijenjaju u širokom dijapazonu.

Na osnovu ranijeg može se zaključiti da se struja ubrizganog goriva raspala na veliki broj sitnih kapljica koje obrazuju mlaz raspršenog goriva. Veličina i raspored kapljica u mlazu raspršenog goriva može se približno odrediti mjerenjem sa LDA (laser-dopler anemometar). Najkvalitetnije raspršivanje ima najveći broj kapljica promjera $5 \div 15$ μm.

Oblik mlaza i raspored goriva u mlazu (veličine kapljica i njihov hemijski sastav) zavise od tipa mlaznice i od uslova sredine u koju se gorivo ubrizgava. Mlaz ima nepravilan oblik, približno koničan, pri čemu su raspored i veličina kapljica dosta neujednačeni kako u funkciji radijusa mlaza, tako i u ravnima na raznim rastojanjima od mlaznice. Na sl. 99 prikazana ja struktura mlaza po isticanju iz mlaznice. Crtkana linija predstavlja aproksimativan oblik mlaza. Stvarni oblik ima veoma razuđenu spoljnu površinu sa mnoštvom oblačaka sićušnih kapljica koji su povijeni unatrag što pokazuje njihovo relativno zaostajanje u odnosu na ostale krupnije čestice koje prodiru brže jer je kinetična energija ovih sićušnih kapljica relativno mala a otpor zraka je najveći baš na periferiji mlaza.

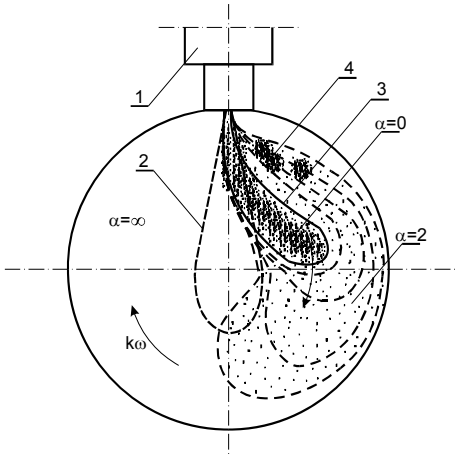


1 – jezgra mlaza,
2 – srednja zona,
3 – spoljna zona mlaza.

ℓ – domet mlaza, γ - ugao širenja mlaza

Sl. 99 Oblik i struktura mlaza raspršenog goriva

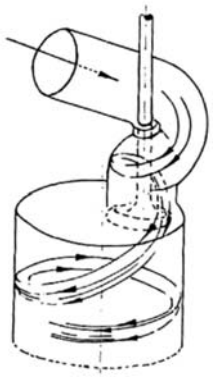
Prodornost mlaza povećava se sa pritiskom ubrizgavanja i sa povećanjem otvora mlaznice, a opada pri povećanju pritiska sredine u koju se vrši ubrizgavanje i sa povećanjem vrtložnog kretanja sredine u koju se vrši ubrizgavanje. Uticaj strujanja zraka (nastrujavanje i vrtloženje kω) na formu mlaza prikazano je na sl. 100.



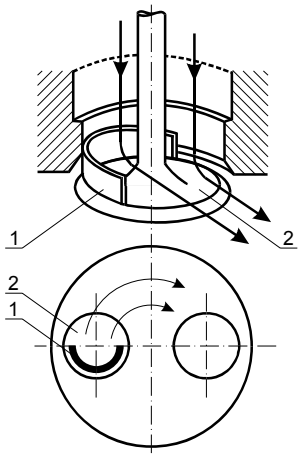
1 – brizgač, 2 – mlaz u mirnoj sredini, 3,4 – centri zapalenja

Sl. 100 Uticaj vrloženja zraka na oblik mlaza

Nehomogenost mlaza u pogledu veličine kapljica u slučaju intenzivnog strujanja zraka pruža bolje mogućnosti za miješanje sa zrakom. Ovo ukazuje da dobro podešeno strujanje zraka u cilindru doprinosi raspršivanju goriva, odnosno boljem ostvarenju smješe.
Primjeri namjerno izazvanog vrtložnog kretanja zraka u motoru, koje poboljšava mješanje goriva i zraka date su na sl. 101 i sl. 102.



Sl. 101 Dejstvo spiralodinog usisnog kanala na izazivanje vrtložnog kretanja zraka u motoru



1 – deflektor, 2 – usisni ventil

Sl. 102 Uticaj deflektora na kružno kretanje zraka u cilindru motora

Obzirom da kod dizel motora dominantan uticaj na ubrizgavanje i rasprišivanje goriva ima sisitem dobave goriva, u nastavku će se posvetiti veća pažnja sistemu za dobavu goriva.

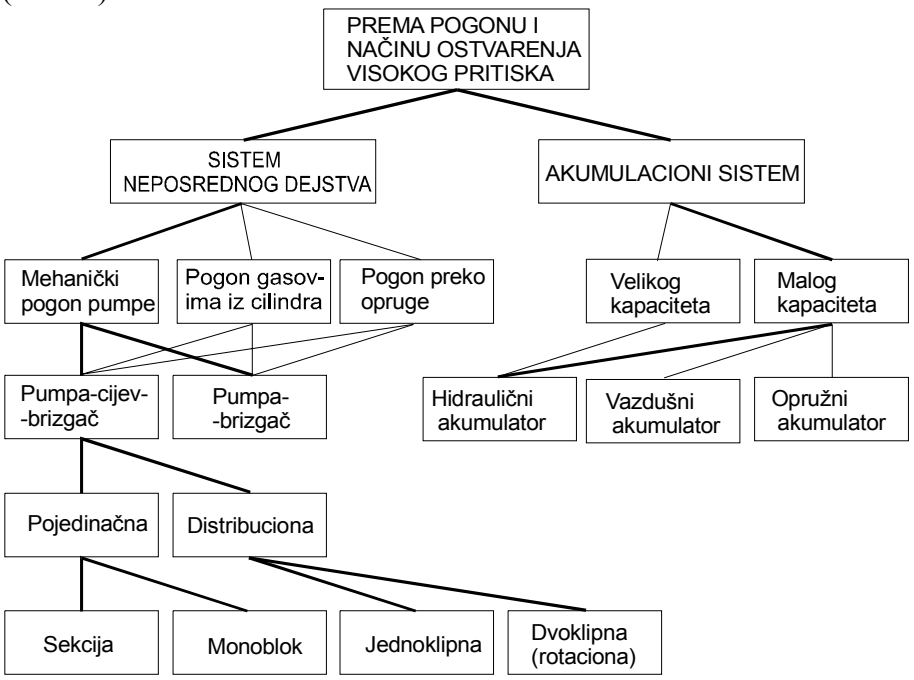
10.3 Podjela sistema za napajanje gorivom dizel motora

Sistem za napajanje gorivom dizel motora treba da omogući:
- ekonomičnost transformacije hemijske energije goriva u mehanički rad;
- nisku koncentraciju škodljivih produkata u izduvnim gasovima;
- miran i što je moguće tiši rad;
- pogodnu regulaciju u odnosu na brzinski režim i nivo opterećenja;
- odgovarajuće "praćenje" toka doziranja i količine goriva na promjenjivim režimima rada motora sa ciljem postizanja željenih statičkih i dinamičkih karakteristika motora;
- nizak nivo mehaničkih i termičkih opterećenja i razumno dug vijek motora i instalacije za dobavu goriva;
- kompaktnost instalacije za dobavu goriva i njen pogodan smještaj na motor;
- pouzdanost u radu, što manju komplikovanost opsluživanja i realnu cijenu instalacije.

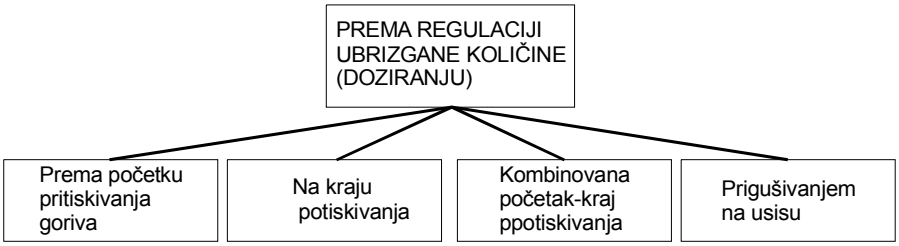
Sistemi za napajanje gorivom dizel motora mogu se podjeliti uzimajući u obzir različite aspekte, kao što su:

- vrsta pogona,
- način stvaranja visokog pritiska,
- način regulacije ubrizganog goriva, tid.

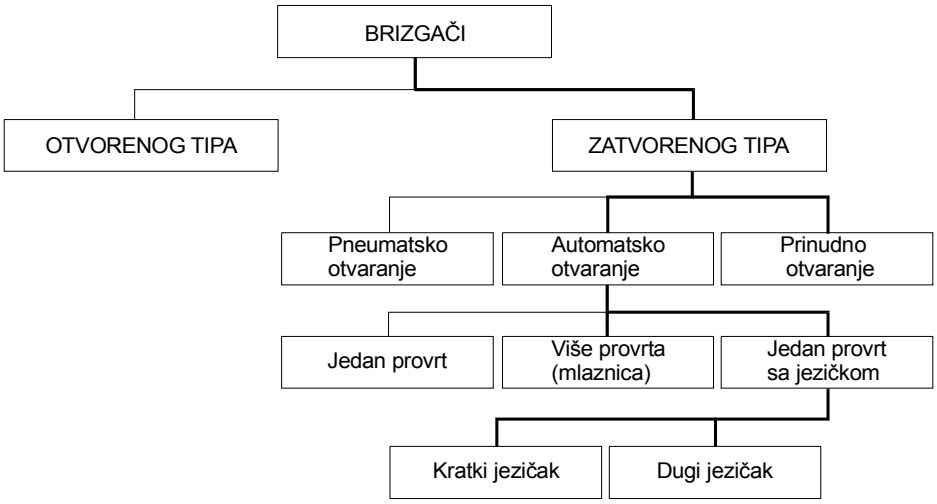
U nastavku se daju podjele:
- uređaja za potiskivanje goriva pod visokim pritisakom (sl. 103);
- prema regulaciji ubrizgane količine goriva (sl. 104) i
- brizgača (sl. 105).



Sl. 103 Podjela sistema za dobavu goriva prema pogonu i načinu ostvarenja visokog pritiska

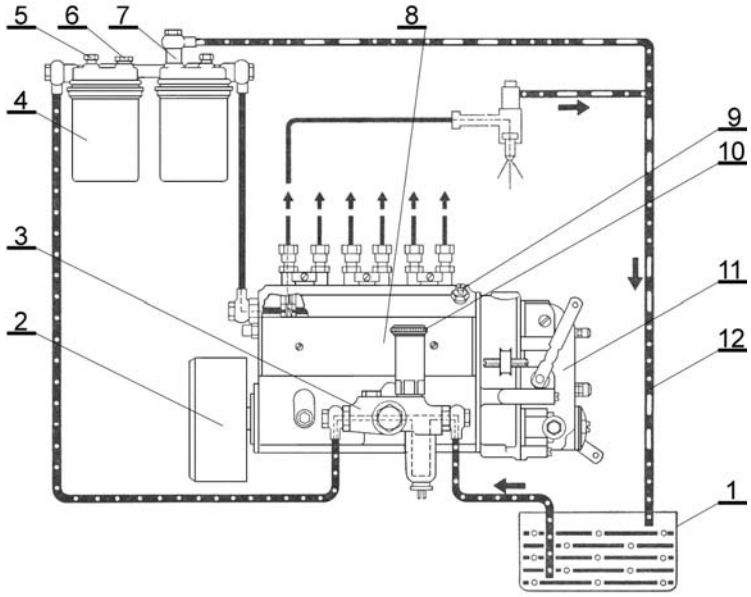


Sl. 104 Podjela sistema za dobavu goriva prema regulaciji ubrizgane količine goriva



Sl. 105 Podjela brizgača

Zadebljanim linijama na sl. 103, sl. 104 i sl. 105 su označeni sistemi koji su češće u upotrebi.
Na sl. 106 data je šema kompletnog sistema (instalacije) za napajanje gorivom dizel motora.



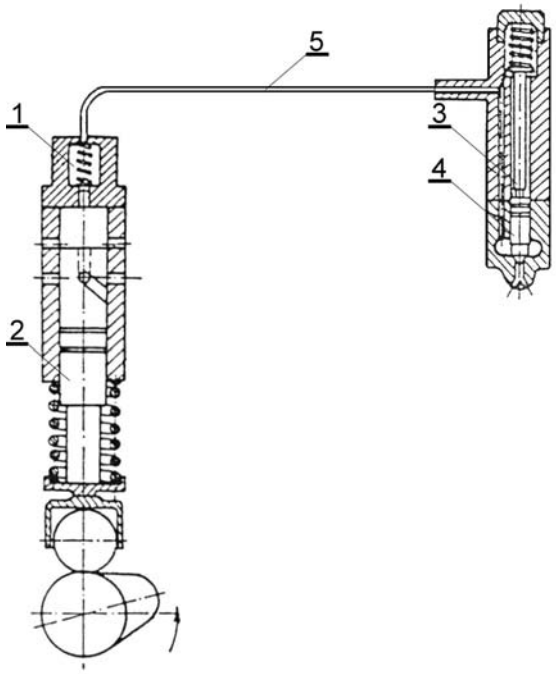
1 – rezervoar goriva,
2 – varijator ugla predubrizgavanja,
3 – mehanički zagonjena klipna pumpa za dovod goriva od rezervoara do prečistača (niskotlačna pumpa) ,
4 – serijski ili paralelno vezani prečistači,
5 – vijak za odzračivanje,
6 – vijak za punjenje prečistača gorivom,
7 – prelivni ventil,
8 – pumpa visokog pritiska,
9 – vijak za odzračivanje,
10 – ručna pumpa za gorivo,
11 – centrifugalni regulator,
12 – povratni vod goriva.

Sl. 106 Šema instalacije za napajanje gorivom dizel motora

10.4 Koncepcija uobičajenih sistema za ubrizgavanje dizel goriva

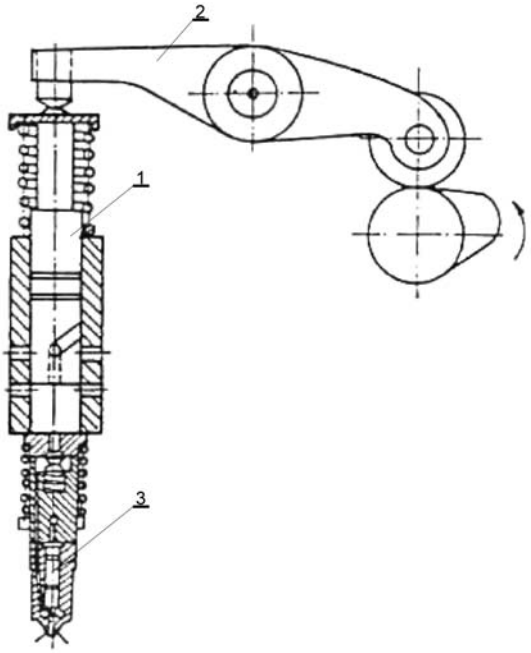
U praksi se danas najviše susreću tri koncepta sistema ubrizgavanja goriva i to:
- sistem pumpa-cijev-brizgač (klasični sistem) (sl. 107),
- sistem pumpa-brizgač (sl. 108),
- sistem common rail (sl. 109).

Svaki od ovih sistema ima svoje prednosti i nedostatke. Tako sistem dat na sl. 107 je fleksibilniji od



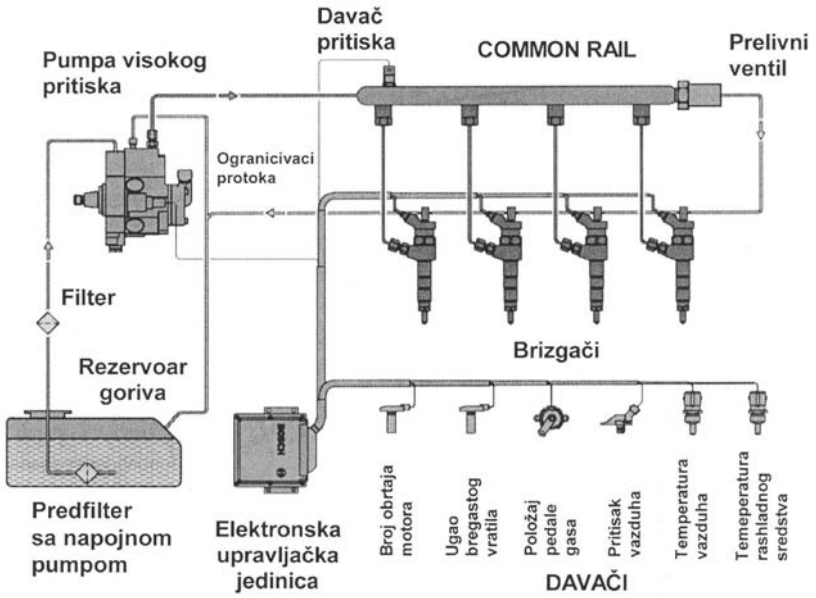
1 – rasteretni ventil; 2 – klip; 3 – brizgač; 4 – igla brizgača; 5 – cijev visokog pritiska.

Sl. 107 Sistem pumpa-cijev-brizgač



1 – klip; 2 – klackalica; 3 – igla brizgača.

Sl. 108 Sistem pumpa-brizgač



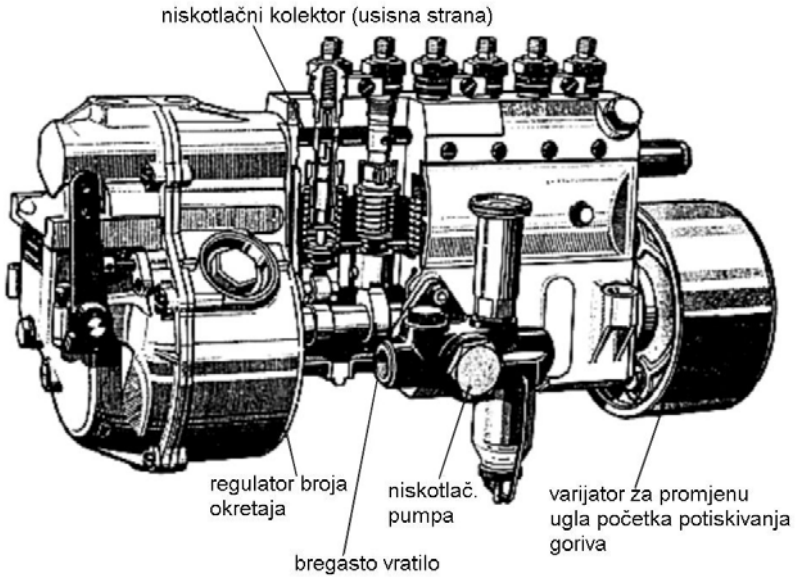
Sl. 109 Sistem Common rail

ostalih sa stanovišta korištenja različitih motora, ali su mu u odnosu na ostale sisteme, loše hidrodinamičke karakteristike. Sa stanovišta hidrodinamičkih karakteristika najbolji je sistem na sl. 108, ali je njegova ugradnja isplativa kod motora koji imaju vrlo velike serije u proizvodnji. U novije vrijeme, sa razvojem elektronike, se pojavio sistem common rail (sl. 109), koji po svojim hidrodinamičkim karakteristikama ne zaostaje za sistemom pupma-brizgač, a istovremeno ima fleksibilnost za ugradnju na različine motore (slično sistemu na sl. 107). Naravno ovaj sistem ima veliku perspektivu, posebno kod evropskih proizvođača motora, gdje su proizvodne serije manje. Ne ulazeći u neka dublja objašnjenja, imajući u vidu karakter kursa, u nastavku se daju samo vizuelni izgledi glavnih podsistema, u sistemu za ubrizgavanje goriva.

Od pumpi visokog pritiska koriste se:

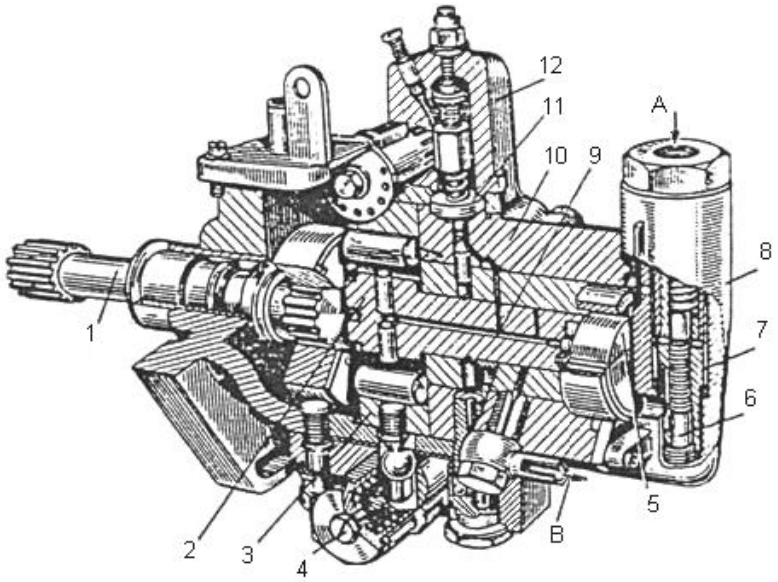
- linijske višesekcijske klipne pumpe (sl. 110),
- distribucione pumpe (jednoklipne) i
- distribucione rotacione pumpe (sl. 111).

Linijska šestosekcijska klipna pumpa prikazana je na sl. 110, sa označenim osnovnim elementima.



Sl. 110 Djelomični presjek visokotlačne šestocilindarske klipne pumpe sa mehaničkim pogonom

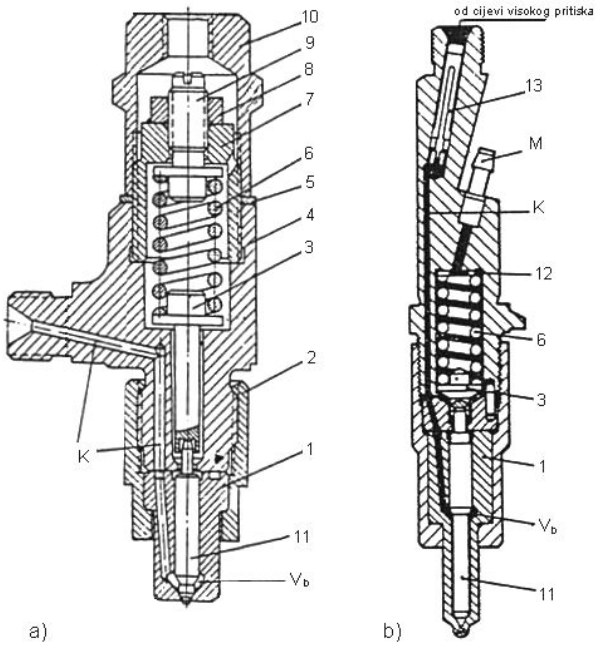
Distribuciona rotaciona pumpa visokog pritiska dvoklipna, prikazana je na sl. 111.



1 – pogonsko vratilo; 2 – dva klipa koja se kreću u suprotnim smjerovima; 3 – prsten sa kulisom za potiskivanje klipova; 4 – servoregulator pomjeranja ugla potiskivanja goriva; 5 – niskotlačna pumpa; 6 – regulacioni ventil; 7 – čahura regulacionog ventila; 8 – prečistač; 9 – rotor; 10 – kućište; 11 – klip dozator; 12 – hidraulični regulator; A – ulaz goriva; B – ka brizgaču.

Sl. 111 Distibuciona rotaciona pumpa

Cijevi visokog pritiska, tamo gdje se koriste, služe za povezivanje pumpe visokog pritiska sa brizgačem. Različitih su dužina sa unutarnjim promjerom ϕ 1 mm do ϕ 2 mm i vanjskim promjerom ϕ 6 mm do ϕ 10 mm. Rade se od legure bakra zbog potrebe za prilagođavanje i savijanje kod različitih motora.
Brizgači koji se koriste kod dizel motora su zatvorenog tipa (sl. 105) sa najčešće prinudnim otvaranjem i jednim ili više provrta. Izgled par različitih konstrukcija brizgača dat je na sl. 112 sa oznakama osnovnih elemenata.



a) 1 – tijelo igle brizgača; 2 – stezna čahura; 3 – prenosna šipka; 4 – kućište; 5 – zaptivka; 6 – opruga; 7 – navrtka opruge; 8 – navrtka osigurač; 9 – uvrtanj za regulaciju prednapona opruge (pritiska otvaranja igle brizgača p_{ob}); 10 – završna šuplja navrtka; 11 – igla brizgača; K – dovodni kanal goriva iz cijevi visokog pritiska do zapremine V_b, V_b – zapremina oko diferencijalne površine igle
b) 12 – podloške za regulaciju prednapona opruge; 6, 13 – prečistač; M – povratni vod goriva koje zbog propuštanja između vođice igle 11 i tijela 1 iz V_b prodire u prostor opruge (ovo gorivo jedonvremeno i podmazuje vođicu igle)

Sl. 112 Primjeri dva različita brizgača (presjeci)

Kućišta brizgača su standardnih dimenzija, kako bi se isti brizgač, sa različitom iglom i tijelom igle, mogao koristiti kod više motora. Važnost brizgača za rad motora je nemjerljiva. Naime gorivo koje se dovodi kroz brizgač ima ključnu ulogu u procesu formiranja mješavine gorivo-zrak i sagorijevanju, odnosno ekonomičnosti motora. Zbog toga treba voditi računa da se izbjegnu fenomeni koksovanja na brizgaču, promjena pritiska otvaranja brizgača i eventualno blokiranje igle brizgača. Zbog toga se vrši redovna kontrola brizgača, slično kao kontrola svječica kod oto motora.
U slučaju gore pmenutih kvarova, na brizgačima se mijenjaju komponente igla brizgača sa tijelom igle (komercijalni naziv raspršivač), a pritisak otvaranja igle brizgača se podešava uvrtanjem uvrtnja za regulisanje prednapona opruge.

10.5 Osnovne – karakteristike sistema za ubrizgavanje

Obzirom na vrlo složene hidrodinamičke procese koji se dešavaju u sistemu za dobavu dizel goriva, ovdje se neće ulaziti u detalje tih procesa, jer bi se za to potrošilo puno vremena. Da bi ipak čitalac dobio osnovnu sliku o najvažnijim parametrima sistema ubrizgavanja dizel goriva, u nastavku će se dati samo izlazne karakteristike, bitne za rad motra. To su sljedeće veličine:

- karakteristiku ubrizgavanja koja predstavlja trenutno ubrizganu količinu goriva po uglu obrtanja bregastog vratila (φ) ili vremenu (t):

$$\frac{dm_g}{dt} = \overset{\circ}{q}_c = \mu_b A_b \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_{II} - p_z\right)} \qquad (101)$$

gdje je:

$\mu_b A_b$ - efektivni protočni presjek na brizgaču,
ρ - gustina goriva,
p_{II} - pritisak ispred brizgača,

p_z - pritisak u cilindru motora.

- integralna karakteristika ubrizgavanja koja predstavlja ukupno ubrizganu količinu goriva od početka ubrizgavanja (φ_a) do trenutka (t) ili do trenutnog ugla obrtanja bregastog vratila (φ):

$$q_{c\varphi} = \int_{\varphi_a}^{\varphi} \dot{q}_c(\varphi) d\varphi \tag{102}$$

- ukupno ubrizgana količina goriva (ciklusna dobava goriva q_c):

$$q_c = \int_{\varphi_a}^{\varphi_b} \dot{q}_c(\varphi) d\varphi \tag{103}$$

- ugao početka (φ_a) i završetka (φ_b) ubrizgavanja, odnosno početka (φ_a) i trajanja ubrizgavanja ($\varphi_{tu} = \varphi_b - \varphi_a$).

Takođe treba poznavati promjenu prethodnih karakteristika sa brojem obrtaja (n) (brzinske karakteristike) i opterećenjem (karakteristike opterećenja) motora. Najprisutnija je, tzv. "baždarna karakteristika" sistema ubrizgavanja, odnosno brzinska karakteristika ciklusne dobave goriva:

$$q_c = f(n) \tag{104}$$

Na osnovu prethodnih parametara definisane su i osnovne karakteristike mlaza raspršenog goriva:

- domet mlaza $l_m = f(t)$;
- ugao širenja mlaza γ_m;
- distribucija veličine raspršenih kapljica (srednji i stvarni prečnici kapljica).

Na osnovu prethodnih parametara može se kvalitativno i kvantitativno ocijeniti nivo pripremljenosti goriva za miješanje sa zrakom i kvalitet sagorijevanja.

11. USISNA I IZDUVNA INSTALACIJA

11.1. Osnovni zadaci

Snaga koju može da razvija klipni motor sa unutarnjim izgaranjem goriva i oksidanta iz zraka, je limitirana brzinom kojom motor može da se puni zrakom, odnosno smjesom, brzinom kojom može da se stvara zapaljiva smjesa i konačno brzinom kojom se produkti sagorijevanja mogu da odstrane iz motora. Obzirom na načelnu zavisnost koja postoji izmedju stepena punjenja (η_v) i koeficijenta zaostalih gasova (γ) slijedi, da za postizanje što veće vrijednosti stepena punjenja, koeficijent zaostalih gasova mora da bude što manji. Iz ovih opštih postavki slijede zadaci usisne i izduvne instalacije na motoru u uslovima širokog područja promjenljivih režima rada:

- Konstrukcija instalacija mora da obezbjedjuje što manji utrošak energije u toku izmjene radne materije, tj. treba težiti minimalnim otporima u usisnoj i izduvnoj instalaciji, tj. $\Delta p_a \to 0$ i $\Delta p_r \to 0$.
- Pravilnim izborom geometrijskih odnosa pojedinih konstrukcionih dimenzija instalacije, izborom oblika i rasporeda ogranaka kod višecilindričnih motora, treba da se obezbijedi takav zakon vremenske promjene pritiska $p_a = f_1(\theta)$ ispred usisnog i $p_r = f_2(\theta)$ iza izduvnog ventila, koji daje u odredjenom vremenskom intervalu što je moguće veći pad pritiska u odnosu na pritisak u cilindru, a to uz ostale povoljne uslove treba da obezbijedi što veću vrijednost η_v i što manju vrijednost γ (dinamičko punjenje).
- Na višecilindričnim motorima sa unutrašnjom pripremom smjese mora da se postigne što bolja ujednačenost raspodjele zraka po cilindrima, tj. stepeni punjenja pojedinih cilindara treba da budu jednaki:

$$\eta_{v1} \cong \eta_{v2} \cong ... \eta_{v1} \cong ... \eta_{vz} \tag{105}$$

  a na višecilindričnim motorima sa spoljnjom pripremom smjese treba obezbijediti ujednačenost raspodjele goriva (u smjesi) po cilindrima, tj. koeficijenti viška zraka trebaju da budu jednaki:

$$\alpha_1 \cong \alpha_2 \cong ... \alpha_1 \cong ... \alpha_z \tag{106}$$

  U ovom slučaju usisna instalacija ima posebnu ulogu u pripremi smjese (isparavanje i mješanje goriva), pogotovo u slučaju niskih temperatura okoline.
  Isto važi za izduvnu instalaciju. Treba da se obezbijede što manji aerodinamički otpori, visoka razlika pritiska u momentu maksimalnog vremenskog presjeka ventila i treba težiti da se postigne kod višecilindričnih motora jednakost koeficijenata zaostalih gasova:

$$\gamma \cong \gamma_2 \cong ... \gamma_i \cong ... \gamma_z \tag{107}$$

- Konstrukcijom instalacije treba da se obezbijedi, da ona ne postane dodatni izvor buke (rezonator). Na izduvnu instalaciju se najčešće dodaju posebni prigušivači buke, koja se stvara oscilacijama pritiska uzrokovanih strujanjem produkata sagorijevanja iz cilindra lokalnom brzinom zvuka u prvoj fazi pražnjenja.
- Usisne i izduvne instalacije savremenih motora, pogotovo za transportna vozila, se opremaju dodatnim uređajima u cilju smanjenja emisije štetnih komponenti (NO_x, CO, nesagorjelih C_xH_y), kao:

  - uređajima za recirkulaciju produkata sagorijevanja,
  - uređajima za dodavanje vode i dr.

Ovi uredjaji se montiraju na usisnu instalaciju. Uređaji ugradjeni na izduvnu instalaciju služe za dekontaminaciju produkata sagorijevanja prije njihovog ispuštanja u atmosferu, kao:

- uređaji za naknadno sagorijevanje (CO i nesag. C_xH_y);

- katalizatori (NO);
- posebni filteri (C_xH_y i čadj).

11.2. Podjela instalacija

Osnovni uticaj na opštu koncepciju konstrukcije usisne i izduvne instalacije ima način rada motora (oto, dizel), broj cilindara, namjena i uslovi smještaja motora. Nadalje mogu da se navedu još slijedeći kriteriji važni za podjelu instalacija:
Taktnost motora:

- za dvotaktne i
- za četverotaktne motore.

Kod dvotaktnih motora konstrukcija usisne i izduvne instalacije ima vrlo veliki uticaj na rad motora i nivo srednjeg efektivnog pritiska. Konstrukcijom obiju instalacija treba obezbijediti sinhronost oscilacija pritiska u ravnima ispred usisnog i iza ispustnog organa u širokom području obrtnih brzina. U toku izmjene radne materije kod ovih motora su obje instalacije dugo vremena preko cilindra motora medjusobno povezane. Kod četverotaktnih motora sa relativno malim uglovima prektivanja ventila to nije toliki problem.
Dimenzioniranje instalacija dvotaktnih motora se u prvoj aproksimaciji, upravo zbog toga vrši vrlo često obzirom na rezonantne frekvence cjelokupnog sistema. Ovo je naročito važno, ako motor u sklopu sa radnom mašinom radi pri n=const., ili u uskom području oko nominalne obrtne brzine.
Podjela obzirom na način punjenja:

a) - za usisne i
b) - za prehranjivane motore.

Podjela obzirom na način pripreme smjese:

a) - za spoljnju i
b) - za unutrašnju pripremu smjese.

Podjela obzirom na namjenu motora:

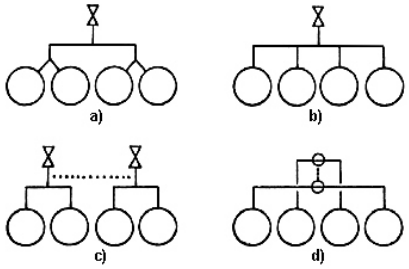
a) - za putnička vozila,
b) - za kamione, autobuse, traktore, gradjevinske mašine, …,
c) - za sportske i trkaće automobile,
d) - za pogon stacionarnih radnih mašina itd.

Za grupu motora pod b) i d) mogu da se postavljaju posebni zahtjevi za dinamičke karakteristike instalacija na odredjenim često korištenim brzinskim režimima rada. Za ispunjenje pojedinih specifičnih uslova, kao što su siguran rad motora pri izrazito niskim okolnim temperaturama, sigurnost zapuštanja motora u svim atmosferskim uslovima, posebni uslovi za avionske i brodske motore itd., usisna instalacija može da uključuje posebne uredjaje ili konstruktivne zahvate sa ciljem da se zrak, npr. predgrijava (ili smjesa gorivo-zrak), što se postiže zagrijavanjem cijevi sa izduvnim gasovima, toplim zrakom, vodom za hladjenje motore, električnim grijačim itd.
Kod prehranjivanih motora se naprotiv ulazni zrak kod visokih odnosa punjenja prije ulaska u motor hladi, prolazom kroz specijalni kompaktni izmjenjivač toplote.

11.3 Konstrukcija instalacija

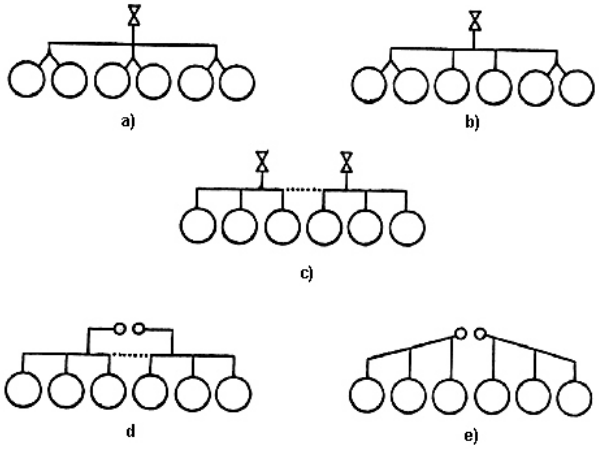
Zahtjev za ujednačenoću α i η_v višecilindričnih oto motora sa spoljnjom pripremom smjese komplikuje usisnu instalaciju u poredjenju sa usisnom instalacijom dizel motora. Osim toga pri konstrukciji usisne instalacije na ovim motorima treba da se vodi računa i o uslovima stvaranja što homogenije smjese.

U usisnu instalaciju ulazi i prečistač za zrak i karburator i pri koncepciji konstrukcije cjelokupne usisne instalacije treba da se vodi računa o njihovim hidrauličnim uticajima na rad motora, koji su vrlo značajni. U daljem izlaganju osnovna pažnja posvećena je samo cijevnom dijelu instalacije.
Idealni raspored bi zahtijevao pojedinačne usisne ogranke sa karburatorom za svaki cilindar posebno. To omogućuje najbolje podešavanje dinamike strujanja svake usisne cijevi i sprečava nepoželjne medjusobne uticaje. Zbog komplikovanosti, smještaja na motoru, a pogotovo zbog cijene, ovakva koncepcija je za vozila masovne proizvodnje neprihvatljiva (primjenjuje se za trkaća i sportska kola). Na slici 113 šematski je prikazan raspored ogranaka za četvorocilindrični motor. Slika 113 a) i b) prikazuju uobičajeni raspored, u slučaju priključenja na jedan karburator. Ova koncepcija daje tipičnu neujednačenost raspodjele smjese po cilidrima koja pri puno otvorenom leptiru iznosi i do 15% ako se uporede ekvivalentni odnosi jednog para cilindara u odnosu na drugi. Raspored ogranaka prikazan na sl. 113 c) i d) se odnosi na slučaj ako postoje dva karburatora. Ovaj raspored, pogotovo pod d) daje znatno bolju ujednačenost α pri punom otvoru leptira, jer u rasporedu pod c) još uvijek postoji neujednačenost vremenskih intervala izmedju taktova usisavanja pojedinih cilindara.



Sl. 113 Šematski prikaz raznih oblika usisnih instalacija za redne karburatorske motore

Tačkastom linijom je na slici 113 prikazan vod za "balansiranje", koji spaja oba karburatora i služi za regulisanje dinamičkih oscilacija pritiska u prostoru iza karburatora u objema ograncima pri uobičajenom rasporedu paljenja 1-2-4-3 ili 1-3-4-2.



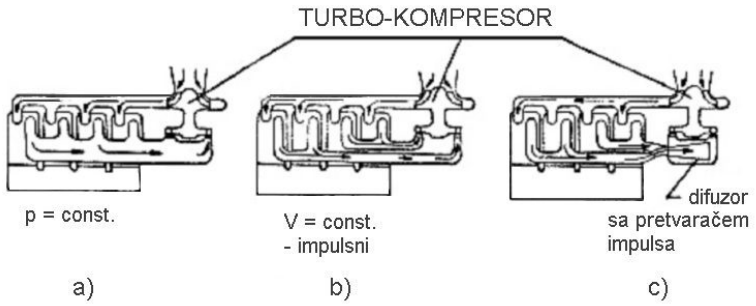
Sl. 114 Šematski prikaz raznih oblika usisnih instalacija šestcilindričnih rednih motora

Na slici 114 je prikazan raspored ogranaka usisnih cijevi na šestocilindričnom radnom motoru sa redosljedom palenja 1-5-3-6-2-4, odnosno 1-4-2-6-3-5. Uobičajne izvedbe sa jednim karburatorom su predstavljene na šemama 114 a) i b) i one daju lošu raspodjelu smjese po cilindrima. Ovaj nedostatak se djelimično ispravlja izvedbom usisne cijevi sa dva karburatora, prikazanom na slici 114 c). Izmedju karburatora i ogranka se postavlja kratki cijevni nastavak, kojim se nastoji poboljšati ujednačenost raspodjele smjese oba cilindra u sredini. Slike 114 d) i e) pokazuju moguće konstruktivne varijante, ako se koristi karburator sa duplom komorom plovka, a usisna instalacija se izvodi sa dva kolektora iz kojih idu ogranci na pojedinačne cilindre.
Zahtjevi za konstrukciju usisne instalacije dizel motora nisu tako rigorozni, mada se regulacijom

dinamike strujanja zraka u presjeku ispred ventila traži mogućnost povećanja stepena punjenja cilindara. Najviše mogućnosti za dinamičko podešavanje usisne instalacije u širem dijapazonu brzinskih režima pružaju izvedbe sa zasebnim ograncima usisnih cijevi za pojedine cilindre višecilindričnog motora. Podešavanje se vrši izborom prečnika cijevi i njenom dužinom. U praktičnim uslovima je vrlo teško primijeniti takve izvedbe jer one su tehnološki komplikovane, skupe, a zauzimaju dosta mjesta, što je njihova najveća mana. Odlika takvih instalacija je da daju relativno visoke vrijednosti η_v (oko 0,9) a na brzinskoj karakteristici, "dinamički podešene" usisne instalacije imaju najčešće izrazit maksimum na odredjenoj obrtnoj brzini.

Koncepcije usisnih instalacija za traktore, gradjevinske mašine i slično, pa i za kamione se zasnivaju povezivanjem vrlo kratkih ogranaka pojedinih cilindara na zajednički kolektor, koji je opet preko kratke cijevi vezan preko prečistača zraka sa atmosferom. Instalacija je kompaktna, masivna, livene izvedbe (silumin), zauzima relativno vrlo malo mjesta i ne povećava spoljnje gabarite motora, što je naročito važno za smještaj na vozilu.

Konstrukcija usisno-izduvnog sistema prehranjivanih motora treba da zadovoljava dodatne zahtjeve. Kao prvo, koncepcija instalacije treba da ispunjava uslove koje nameće izabrani sistem prehranjivanja (p = const. ili V = const.). Tipični primjeri principijelnih izvedbi usisno-izduvnih sistema sa TK prikazani su na slici 115.



Sl. 115 Konstruktivne koncepcije usisno-izduvnih sistema za razne uslove rada gasne turbine

U slučaju, šematski prikazanom na slici 132 a) traži se, da gasna turbina radi pri p = const. Ovo se rješava ugradnjom posebnog spremnika u kome djelimično ekspandiraju izduvni gasovi poslije izlaska iz cilindra. Za istu svrhu kod manjih motora izduvna instalacija ima kolektor, u kome dolazi do prigušenja oscilacija pritiska od pojedinih cilindara.

Kod sistema prehranjivanja, kada gasna turbina radi pri stanju na ulazu V = const., traži se konstruktivna izvedba u kojoj će naprotiv dolaziti do iskorištenja kinetičke energije gasova.

11.4 Dodatni uređaji za smanjenje emisije toksičnih komponenti i buke

11.4.1 Uređaji za smanjenje emisije toksičnih gasova

U usisnu i izduvnu instalaciju se ugrađuju dodatni uređaji za smanjenje toksičnih komponenti CO, NO_x, nesagorjelih C_xH_y i jedinjenje olova kod oto motora, NO_x, čadji i nesagorjelih C_xH_y kod dizel motora. Pri ugrađivanju ovih dodatnih uređaja, kao i kod uvođenja posebnih mjera kojima se želi uticati na proces sagorijevanja, da bi se smanjila emisija toksičnih gasova, treba strogo paziti da se time ne utiče bitno na njegove ostale karakteristike.

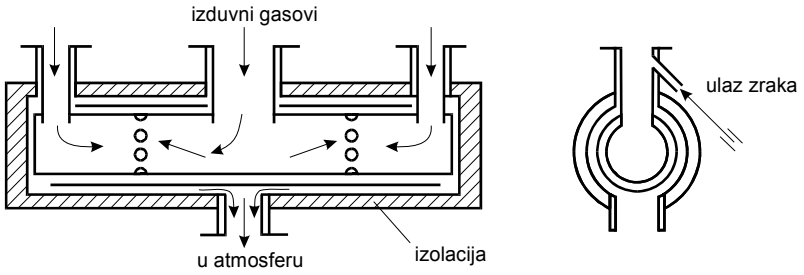
Nastojanja da se direktnim uticajem i "regulacijom" procesa sagorijevanja smanji formiranje toksičnih supstanci, dala su do danas samo djelimično zadovoljavajuće rezultate. Da bi se smanjila emisija NO_x kod oto motora, a NO_x i čadji kod dizel motora, može da se primijeni:

- vanjska recirkulacija produkata sagorijevanja i
- dodavanje vode u ulazni zrak.

Recirkulacijom, tj. vraćanjem jednog dijela izduvnih gasova ponovo u cilindar motora, postiže se vrlo različit uticaj na proces sagorijevanja, zavisno da li se ono odvija sa viškom ili manjkom zraka, u vidu prethodno izmiješanog ili difuzijskog plamena i dr. Jedan od efekata recirkulacije je smanjenje vršne temperature plamena i smanjenje lokalnog ekvivalentnog odnosa. Oba ova faktora utiču na mehanizam formiranja NO_x, čime dolazi do smanjenje njegove emisije uz samo neznatno smanjenje snage, ako recirkulacija ne prelazi 40%.
Druga grupa uredjaja na izduvnoj instalaciji je predvidjena za dekontaminaciju izduvnih gasova naknadnim tretmanom. Prema načinu na koji se gasovi tretiraju, ovi uredjaji se mogu podijeliti u nekoliko grupa, kao npr.:

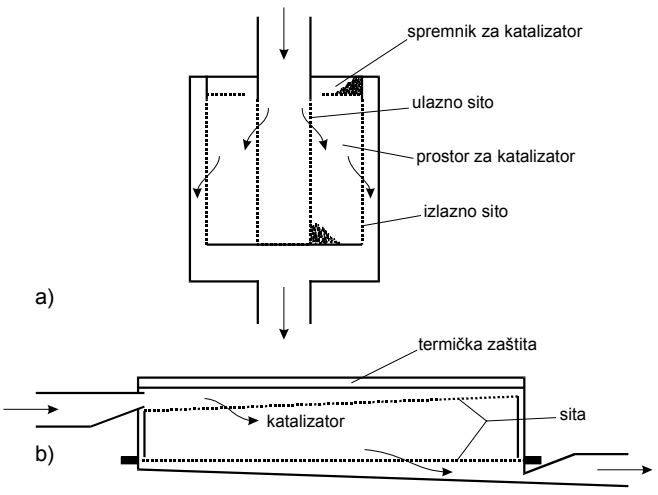
- Uredjaji za dodatno sagorijevanje CO i nesagorjelih C_xH_y.
- Uredjaji za dekontaminaciju, naknadnom hemijskom reakcijom uz prisustvo katalizatora.
- Uredjaji za otstranjivanje čvrstih čestica, filtriranjem.

Naknadno sagorijevanje CO i C_xH_y daje CO_2 i H_2O. Obezbijediti treba da je prisutna dovoljna količina oksidanta i da se reakcije obave u relativno kratkom vremenu, prilikom strujanja gasova kroz reaktor. Da bi došlo do zapalenja i odvijanja reakcija oksidacije temperatura gasova mora biti u reaktoru veća od 500 °C.
Da bi se dobio uvid u konstruktivnu koncepciju reaktora za naknadno sagorijevanje CO i C_xH_y u izduvnim gasovima na slici 116 je prikazan termo-reaktor. Dodatni zrak za sagorijevanje dodaje se pomoću pumpice sa strane.



Sl. 116 Šematski prikaz termo-reaktora za naknadno sagorijevanje izduvnih gasova iz oto motora

Smještaj katalizatora i koncepcija njegove konstrukcije, koja treba da obezbijedi potpunost heterogene hemijske reakcije (kao: temperatura, vrijeme zadržavanja gasova u reaktoru, dodir gasova sa površinom katalizatora i dr.) praktički se realizuje na razne načine. Na slici 117 su prikazane kao primjer dvije



a) sa radijalnim protokom gasova, b) sa aksijalnim protokom gasova

Sl. 117 Konstruktivna izvedba i smještaj reaktora za dekontaminaciju izduvnih gasova pomoću katalizatora

izvedbe reaktora sa katalizatorom.
Na slici 117 a) katalizator je smješten u, tzv. ekspanzioni sud. Gasovi struje kroz rupice u dovodnoj cijevi i u zidovima ekspanzionog suda. Prolazom radijalno kroz sloj katalizatora obezbjeđuje se potrebno vrijeme za hemijsku reakciju. U izvedbi pod b) vrijeme dodira se obezbjeđuje aksijalnom debljinom sloja katalizatora. Posljednji uređaj je naročito podesan za smještaj na izduvnu cijev, koja prolazi ispod patosa automobila.

11.4.2. Uredjaji za smanjenje buke motora

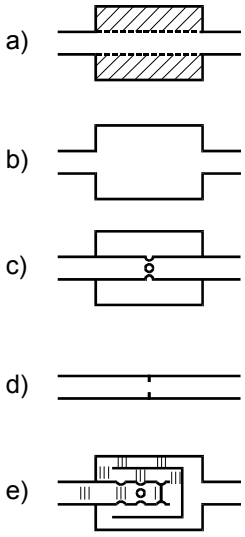
Načelno može da se smatra da buka koja potiče od motora dolazi od triju glavnih izvora:

- od izduvavanja,
- usisavanja i
- mehaničke buke.

Na izlazu iz izduvne cijevi motora, pulzacije pritiska gasnog stuba se kao buka emituju dalje u atmosferu. Ugradnjom na izduvnu cijev prigušivača buke, postiže se, da do rezonancije dolazi samo na odredjenim frekvencijama viših harmonika i takvom amplitudom, da ukupna buka ne stvara osjećaj nelagodnosti.
Izvori buke koja nastaje kod usisavanja su, oscilacije pritiska zraka, odnosno smjese, kada ona struji kroz prečistač, karburator, usisnu cijev i oscilacije gasnog stuba u cilindru motora prilikom punjenja. Isto tako i kod brzog zatvaranja ventila, gasni stub u usisnoj instalaciji nastavi sa oscilovanjem. Mehanizam nastanka buke prilikom usisavanja je vrlo kompleksan i zbog toga se taj dio buke vrlo teško prigušuje na zadovoljavajući nivo.
Dio mehaničke buke nastaje isto tako pri sjedanju ventila, klackalica, lančanog prenosa, rada zupčanika i slično. Dio buke potiče i od sagorijevanja, zbog brzog porasta pritiska u toku II faze. Ova buka se najčešće pojavača prolazom zvuka kroz kućicu motora, vibracijom poklopaca, korita itd., tj. kroz materijal.
Nastala buka od svakog pojedinog izvora i spektru njene raspodjele u području frekvencija zavisi od brzinskog režima i opterećenja motora. Osnovni zadatak prigušivača buke je da smanji opšti nivo buke na veličinu koja se može tolerisati i da filtrira oscilacije odredjenih frekvenci i amplituda. Ovaj zadatak se ostvaruje promjenom karakteristika oscilacija pritiska prije njihovog prenošenja u atmosferu, naravno sa preduslovom da to ne izaziva remećenje performansi motora.
Smanjenje buke se zasniva na nekoliko opštih fizičkih principa:

- prigušenju odredjenih pojaseva u spektru,
- promjenom amplituda i frekvenci oscilovanja pojedinih sastavnih komponenti izvora buke,
- razbijanjem, tj. višestrukim odbijanjem zvučnih talasa, stvaranje oscilovanja difuznog karaktera,
- prigušenjem – interferencijom talasa pojedinih frekvenci i dr.

Konstruktivne izvedbe prigušivača buke koji se baziraju na gore pomenutim principima prikazane su šematski na slici 118. Navedenim prigušivačima, buka treba da se smanji na niži nivo, koji se može tolerisati.
U slučaju prikazanom pod e), se izborom odgovarajućih dimenzija vremenski podešava odbijanje talasa, tako da na pojedinim mjestima u prigušivaču dolazi do preklapanja pobudnih i reflektovanih talasa, što dovodi do njihove interferencije i djelimičnog poništavanja.



a) apsorpcijom,
b) ekspanzijom izduvnih gasova,
c) bočnim rezonatorom,
d) sužavanjem presjeka (isto prolazom kroz rupice zidova),
e) interferencijom zvučnih talasa

Sl. 118 Načini prigušivanja buke od motora

Ugradnja prigušivača buke na usisni ili izduvni sistem, koji su bili prethodno podešeni tako da gasni stub oscilira pema unaprijed odredjenoj dinamici, sigurno dovodi do odredjenih poremećaja. Ovo je posljedica promjene graničnih uslova na početku ili na kraju cijevne instalacije. Osim toga dolazi i do povećanja strujanih gubitaka zbog dodatnih aerodinamičkih otpora. Prvi uticaj mijenja dinamiku oscilovanja, tj. amplitudu i frekvencu na mjestu ispred usisnih i iza izduvnih ventila ili kanala (kod dvotaktnih motora). Sve to se odražava na smanjenje koeficijenta punjenja motora, što se posredno odražava i na ostale efektivne pokazatelje motora.

Pri razvoju novih i poboljšanju postojećih konstrukcija prigušivača buke i uredjaja za dekontaminaciju produkata sagorijevanja, se prema tome mora težiti za tim, da se njihovom ugradnjom na usisnu ili izduvnu instalaciju bitno ne pogoršaju efektivni pokazatelji motora, kao što su njegova snaga i specifična potrošnja goriva (ekonomičnost).

12. PREČIŠĆAVANJE ULJA, GORIVA I ZRAKA

12.1 Svrha prečišćavanja

Osnovni zadatak prečistača, koji se nalaze u sklopu pojedinih instalacija, je da iz fluida izdvajaju nepoželjne mehaničke i hemijske nečistoće, a kod ulja i goriva i produkte oksidacionih promjena (naftanske i mineralne kiseline, smole, asfalt, vodu, sumpor i dr.). Mehaničke nečistoće dospijevaju u zrak iz okoline i njegova "čistoća" na ulazu u motor zavisi od vrste puta, odnosno njegove podloge po kome se automobil kreće i od visine iznad nivoa terena na kojoj se zrak usisava.
U gorivo i mazivo, mehaničke nečistoće dospijevaju u toku proizvodnje, uskladištenja, transportovanja, rukovanja i u toku rada motora. Čvrste čestice dolaze u tečne fluide i usljed mehaničkog trošenja materijala. Do hemijskih promjena goriva i ulja dolazi već u toku stajanja, a pogotovo pod dejstvom temperature, svjetlosti i kiseonika iz zraka. Svi ovi uticaji su naročito pojačani u toku rada motora.
Mehaničke nečistoće su po svom hemijskom sastavu, fizičkim osobinama i dimenzijama (0,5 do 30 μm) vrlo različite. Sitne čvrste čestice, koje često dostižu tvrdoću kvarca, su pogotovo opasne, jer izazivaju lokalna oštećenja, duboke risove i eroziju većih površina. Njihov uticaj na odvijanje pojedinih procesa, na rok trajanja dijelova, je naročito velik na instalacijama za ubrizgavanje goriva, siscima rasplinjača, sklopu klip-cilindar i slično. Na automobilskim motorima, prečistači su konstruisani tako da izdvajaju mehaničke nečistoće, pa će u daljnjem tekstu biti prvenstveno govora o tim prečistačima. Problem hemijskog prečišćavanja je prisutan kod velikih stabilnih i brodskih motora.

12.2 Podjela i konstrukcija prečistača

12.2.1 Prečistači za ulje

Brzina "prljanja" ulja može da se ocijeni na osnovu niže navedenih prosječnih vrijednosti. Brzina nagomilavanja u benzinu nerastvorljivih čestica je svedena na km puta i nominalnu efektivnu snagu motora:

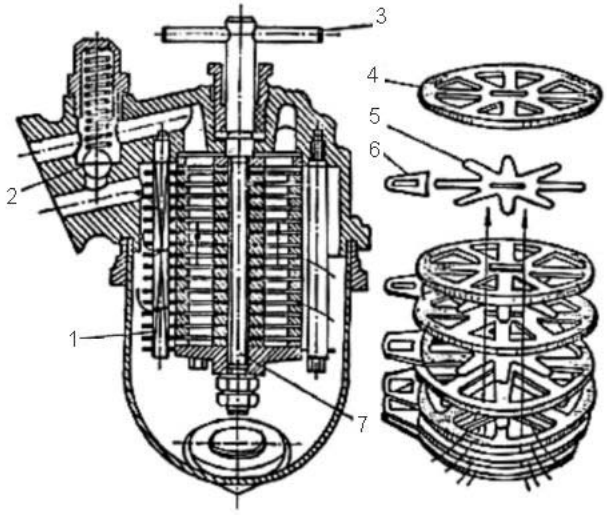
- za oto motore ugradjene na osobni automobil oko 0,3 (mg/km kW)
- za dizel motore ugradjene na autobuse i kamione 0,4 – 0,7 (mg/km kW)
- sporohodne dizel motore 0,7 – 1,4 (mg/km kW)

Prema načinu odstranjivanja nečistoća, prečistači mogu da se dijele na:

- mehaničke,
- apsorbcione,
- hidrodinamičke,
- kombinovane
- magnetne.

Mehanički prečistači odstranjuju iz ulja čvrste čestice njihovim fizičkim zadržavanjem. Ulje prolazi kroz uske kanale koji su takvih dimenzija, da veće čestice ne mogu prolaziti. Prema načinu djelovanja oni se dalje dijele na dubinske i površinske.

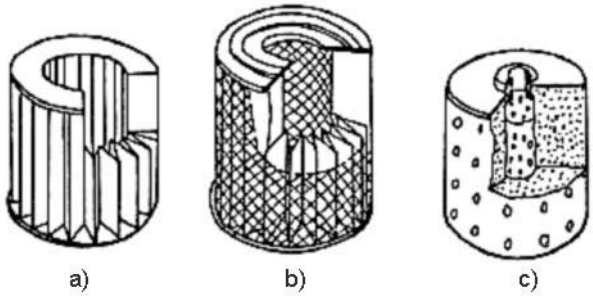
Apsorbcioni prečistači ne zadržavaju samo mehaničke čestice, nego apsorbuju slobodne kiseline, alkalije, vodu u ulju i dr., tj. vrše hemijsko i mehaničko čišćenje ulja.
Mehanički prečistači se obično sastoje iz tijela u koga je smješten filtirajući element i prelivni ventil, koji u slučaju prevelikih otpora prečistača otvara prolaz i direktno propušta ulje u instalaciju. Filtirajući element se povremeno vadi radi čišćenja ili se zamjenjuje sa novim.
lamelasti tip mehaničkog prečistača je prikazan na slici 119.



1 – trn, 2 – prelivni ventil, 3 – ručica za pomjeranje lamela pri čišćenju,
5, 4 – lamela, 6 – strugači, 7 – trn-nosač lamela

Sl. 119 Lamelasti tip mehaničkog prečistača za ulje

Filtrirajući element se sastoji iz paketa poredanih filtrirajućih i odstojnih pločica. Širina kanala kroz koje ulje protiče zavisi od debljine odstojnih pločica i kreće se u granicama od 0,03 do 0,15 mm, čime je odredjena i veličina čestica u ulju, koje prečistač zadržava. Pravac kretanja ulja je prikazan strelicama.
U ovu grupu spadaju i prečistači sa elementima izradjenim od vlakana, specijalnog impregniranog papira, tekstilnog materijala i filca. Obično se takav element zamjenjuje poslije odredjenog broja časova rada motora.
Na motorima za vozila najviše se koriste prečistači sa elementima iz filca i impregniranog filter papira. Posljednji predstavljaju tipične površinske prečistače, jer se odvajanje nečistoće vrši pri prolazu ulja kroz tanku pregradu. Vijek filcanih prečistača je nešto duži od papirnih, ali je zato kod posljednjih osjetno bolji kvalitet prečišćavanja. Neke vrste filtirajućih elemenata koji se ugradjuju u prečistače motora za vozila, prikazani su na slici 120.



a) i b) – površinski prečistači sa impregniranim tekstilom (a) i filter papirom (b),
c) - dubinski prečistač sa filcom

Sl. 120 Filtrirajući elementi za prečistače

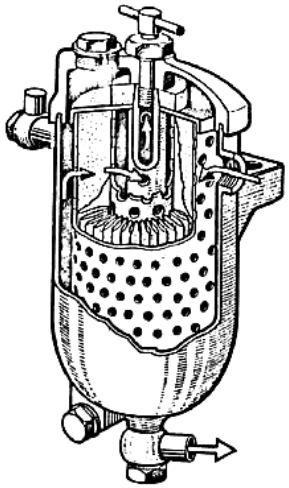
Osnovni element hidrodinamičkih prečistača je rotor koji se okreće sa 5.000 do 10.000 o/min. Djelovanjem centrifugalne sile mehaničke čestice, koje sa uljem dospijevaju u rotor, odbačene su ka zidovima rotora, te se ovdje nagomilavaju u vidu čvrsto sabijene mase. Rotor dobija pogon preko direktne veze sa motorom putem zupčastog prenosa ili djelovanjem rekacije mlaza ulja koji pod pritiskom ističe iz mlaznica na rotoru.
Hidrodinamički prečistači imaju slijedeće prenosti:

1. nije potrebno vršiti zamjenu elemenata,
2. sposobnost prečišćavanja je nekoliko puta bolja u odnosu na mehaničke prečistače,
3. svojstva prečišćavanja u radu motora vrlo sporo opadaju, jer se talog nagomilava u rotoru,

4. sposobnost propuštanja prečistača ne zavisi od količine taloga.

12.2.2 Prečistači za goriva

Osnovni zadatak prečistača za goriva je izdvajanje mehaničkih nečistoća i vode. Na motorima sa karburatorom je dovoljno ako se vrši grubo prečišćavanje i izdvajanje čestica čije dimenzije su veće od 0,1 mm. Na gorivnim instalacijama sa ubrizgavanjem goriva, mora se izvršiti fino prečišćavanje goriva i izdvajanje čestica veličine iznad 1 μm.
Za grubo prečišćavanje služe prečistači sa sinterovanim keramičkim pločama.
Kao kod prečistača za ulje, danas se sve češće koriste prečistači za gorivo sa filtirajućim umetkom od impregniranog papira (sl. 121). Prečistači mogu biti ugradjeni u instalaciju za napajanje gorivom na više načina:



Sl. 121 Prečistač za gorivo sa filtrirajućim umetkom od impregniranog papira

1. Direktno na spremniku za gorivo, što pogotovo otežava održavanje i zamjenu filtirajućeg elementa, ali nije potrebno posebno tijelo prečistača.
2. Prečistač je ugradjen na priključnu cijev spremnika za gorivo.
3. Prečistač je smješten ispred pumpe za gorivo, što je najčešće slučaj kod instalacija na dizel-motoru. Sklop se sastoji od dvaju prečistača: grubog i finog i prelivnog ventila.
4. Prečistač se nalazi ispred karburatora, odnosno ispred glavnog siska.

Kod stabilnih motora, koji su stalno u pogonu upotrebljavaju se specijalni prečistači – dvojnici, koji omogućavaju da se jedan prečistač isključi iz pogona, kada se zamjenjuje filtirajući element.

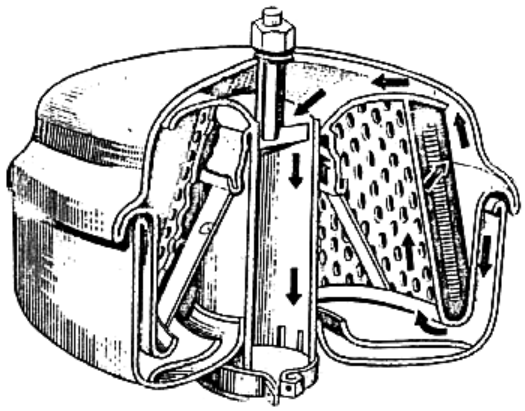
12.2.3 Prečistači za zrak

Motori sa unutrašnjim sagorijevanjem u toku svoga rada usisavaju znatnu količinu zraka iz okolne atmosfere u kojoj lebde veće količine sitnih čestica prašine.
Količina prašine u zraku zavisi od uslova u kojima radi motor. Npr. sadržaj prašine u zraku pri kretanju automobila u gradu, odnosno pri kretanju po putevima prvog reda, može da se kreće u granicama 0,00025 do 0,001 (g/m^3), a pri kretanju po nenabijenom (seoskom) putu koncentracije su u granicama 0,01 do 0,02 (g/m^3).
Zbog velike razlike u gustini izmedju čvrstih čestica i gasa, za njihovo izdvajanje iz zraka mogu da se koriste i drugi fizički efekti, koji se nisu mogli upotrijebiti za izdvajanje čvrstih čestica iz tečnosti. Znači osim fizičkog zadržavanja čestica na prolazu, kroz uske kanale, čestice se mogu izdvajati iz zraka inercionim i gravitacionim efektom. Tako se javljaju inercioni, ciklonski prečistači, kod kojih se čvrste čestice izdvajaju djelovanjem centrifugalne sile, ili čisti inercioni prečistači, kada se čestice izdvajaju djelovanjem sile inercije pri naglom skretanju, odnosno promjeni smjera strujanja gasa.

Za fizičko zadržavanje čestica se koristi filc, tekstil, papir i drugi materijal. Ovi umeci mogu da budu suhi ili mokri. Kod posljednjih je efekat i kvalitet (manje dimenzije izdvojenih čestica) izdvajanja poboljšan.
Na osnovu naprijed rečenog, prečistači se prema načinu izdvajanja čestica mogu podijeliti na slijedeće tipove:

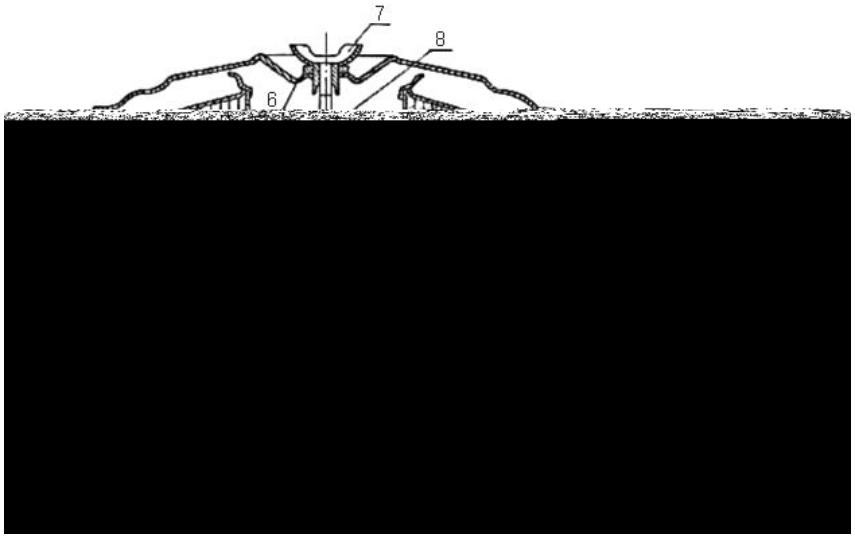
a) prečistači sa suhim filtrirajućim umetkom,
b) prečistači sa mokrim filtrirajućim umetkom,
c) inercioni i ciklonski prečistači,
d) prečistači sa uljnim kupatilom i
e) prečistači koji predstavljaju kombinaciju dvaju naprijed navedenih tipova (npr. inercioni sa filtrirajućim elementom).

Kao primjer je na slici 122 prikazan prečistač sa suhim filtrirajućim elementom ugradjenim u metalno kućište. Element se povremeno mijenja. Radi povećanja površine, element se izradjuje u vidu "harmonike" od tankog filca, tekstila, sintetičkog materijala i impregniranog papira. Posljednji se danas sve više i češće koriste, pogotov za ugradnju na prečistaču motora za osobne automobile.



Sl. 122 Prečistač za zrak sa suhim umetkom od impregniranog papira i metalnim kućištem. Strelica pokazuje put zraka.

U toj vezi treba da se napomene, da je usisavanje zraka praćeno šumom. Prečistači motora na osobnim automobilima se zbog toga snabdijevaju sa prigušivačima šuma, koji se sa prečistačima zraka spajaju u jednu cjelinu. Pri prigušivanju šuma naročitu ulogu igra materijal elementa. Filcani ulošci su pogotovo dobri prigušivači buke visokih frekvenci, a šum niskih frekvenci se prigušuje u jednoj ili više komora u tijelu prečistača.
Ciklonski i inercioni prečistači se upotrebljavaju na dizel motorima za kamione i na traktorima, kada se očekuje da će motor raditi u atmosferi sa dosta visokom koncentracijom prašine u zraku.
Po svom obliku inercioni prečistači su cilindrični, relativno visoki i zbog toga zahtijevaju dosta mjesta za smještaj na motoru, što može da se smatra kao negativna osobina ovih prečistača.
Kod prečistača sa uljnim kupatilom (sl. 123) zrak koji ulazi u prečistač struji iznad ulja, odnosi sobom sitne kapljice ulja, koje kvase i ispiraju filtrirajući umetak. Veće čestice ispadaju iz struje zraka prilikom njegovog skretanja iznad ulja. Kod pravilnog održavanja je dovoljno ako se samo povremeno mijenja ulje u prečistaču. Pri tome treba strogo paziti da se ulje sipa samo do odredjenog nivoa, kako ga zrak ne bi odnosio u motor.



a – kada za ulje starije izvedbe, b – kada za ulje novije izvedbe, A i B su uski prolazi
1 – kada za ulje, 2 – filtrirajući element, 3 – prelazni dio, 4, 5, 6 – zaptivke,
7, 8 – navrtka i stezni zavrtanj, 9 – dovodna cijev instalacije za ventilaciju motorske kućice,
10 – vodeći prsten, 11, 12 – komore kade za ulje, 13 – cijev, 14 – prirubnica za montažu na motor

Sl. 123 Prečistač zraka sa uljnim kupatilom

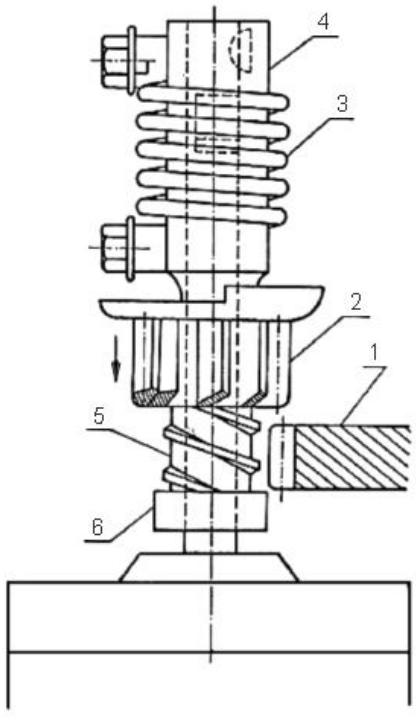
slučaju motor pogoni pokretač, koji zbog velikog prenosnog odnosa može postići nekoliko hiljada i preko 10.000 (min^{-1}). Npr. ako je i=1/20, a n=600 (min^{-1}).

$$n_{po} = \frac{n}{i} = \frac{600}{\frac{1}{20}} = 12.000 \quad \left[\min^{-1}\right]$$

Osim toga mehanizam za kvačenje mora biti takve konstrukcije da se pogon predaje samo u jednom smjeru, od pokretača ka motoru.
Prema načinu kako se zupčanik na pokretaču dovodi u zahvat sa zupčanikom na zamajcu pokretači se dijele na:

a) inercione pokretače,
b) pokretače sa neposrednim ili elektromagnetnim pomjeranjem zupčanika sa spojnicom slobodnog hoda ili lamelnom spojnicom,
c) pokretače sa neposrednim ili elektromagnetnim pomjeranjem rotora zajedno sa zupčanikom,
d) kombinovane.

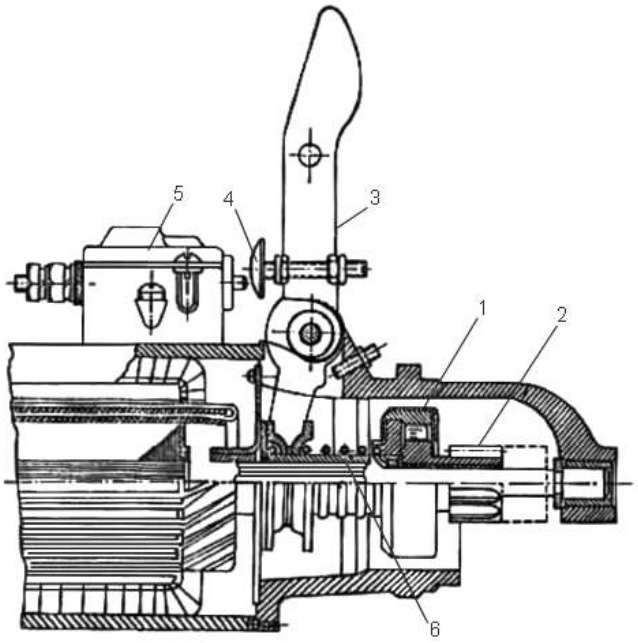
Inercioni pogonski mehanizam (Bendiks) uključuje zupčanik pokretača automatski i šematski je prikazan na slici 125.



Sl. 125 Inercioni pokretač "Bendix"

Na kraju vratila se pomoću ogrlice (4) koja je vezana segmentnim klinom za vratilo, učvršćuje opruga (3). Opruga predstavlja elastičnu vezu sa čaurom (5) koja slobodno sjedi na vratilu. Na spoljnu površinu urezan je trapezni navoj velikog koraka, a na kraju čaure je ograničavajući prsten (6). Po čauri se može kretati zupčanik (2), koji ima namjerno sa jedne strane oboda dodatnu masu, kako bi se moment inercije povećao. U momentu uključenja električne struje, rotor se okrene a kretanje se preko opruge predaje slobodnoj čauri (5). Uslijed inercije zupčanik se sporije okreće, zbog čega dodje do njegovog aksijalnog pomjeranja po navoju čaure i ukopčavanja sa zupčanikom na zamajcu (1). Udar se ublažuje oprugom. Poslije prihvatanja motora, obodna brzina zamajca postane veća od obrtne brzine zupčanika pokretača i on zbog okretanja u suprotnom smjeru automatski izlazi iz zahvata.

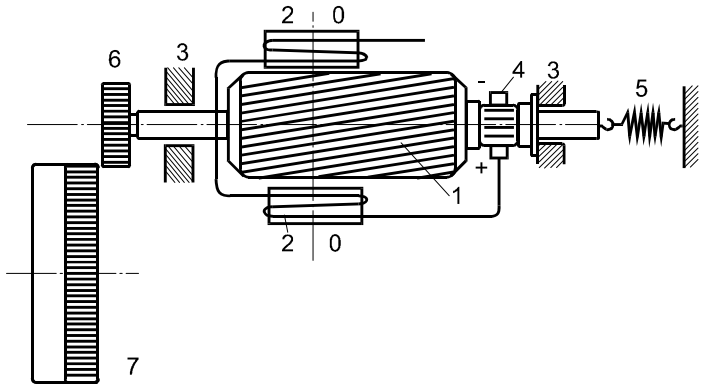
Za inercione pokretače je karakteristično da se prvo uključi struja i okrene rotor a zatim tek slijedi dovodjenje zupčanika u zahvat. Ovaj proces se izvrši sa znatnim udarom, što se smatra ozbiljnim nedostatkom, jer izaziva oštećenja zupčanika. Sljedeći nedostatak je brzi prekid zahvata i vraćanje zupčanika u početni položaj, što kod teških uslova zapuštanja (zimi) prouzrokuje da je pogonska veza prekinuta kada još svi cilindri motora nisu počeli samostalno raditi, te je zbog toga često potrebno da se pokretanje izvrši nekoliko puta.



1 - čaura, 2 – zupčanik,
3 – poluga za uključivanje,
4 – graničnik,
5 – kontakti električnog prekidača,
6 - opruga

Sl. 126 Mehanizam za mehaničko uključivanje zupčanika pokretača pomoću vratila sa ravnim žljebovima

Kod grupe konstrukcije mehanizma za kvačenje, navedene pod b), zupčanik se dovodi u zahvat sa zupčanikom na zamajcu motora sa neposrednim pomjeranjem, mehaničkim ili elektro-magnetnim putem. Primjer konstrukcije takvog mehanizma sa mehaničkim uključivanjem, prikazan je na slici 126.
Rad ovog mehanizma slijedi iz slike 126. Čaura (1) se pomjera po ožljebljenom kraju vratila rotora pokretača za veličinu, koja omogućava dovodjenje u zahvat zupčanika pokretača sa zupčanikom na zamajcu. Zupčanik je preko jednosmjerne spojnice spojen sa čaurom i prema potrebi sa vratilom. Pomjeranjem poluge (3), njen viljuškasti dio pomjera zupčanik koji ulazi u zahvat sa zupčanikom na zamajcu. Na kraju hoda poluge, graničnik (4) zatvara električne kontakte prekidača (5) i rotor počne da se okreće. Ako zupci malog zupčanika nisu ušli u zahvat, daljnje kretanje zupčanika prestaje i uslijedi sabijanje opruge (6). Pošto je prethodno izvršeno zatvaranje strujnog kola, rotor okrene mali zupčanik, koji pod dejstvom opruge uskoči u medjuzubje zupčanika na zamajcu, čime se izvrši kvačenje i pokretanje motora. Opruga vraća krak u polazni položaj, a valjkasta spojnica sprečava prebrzo okretanje pokretača kada motor počne da radi samostalno, jer prekida mehaničku vezu izmedju motora i pokretača. Principijelna šema elektropokretača pomenutog pod c) data je na slici 127.



1 – rotor, 2 – magnetni polovi, 3 – ležajevi rotora, 4 – kolektor, 5 – opruga,
6 – pogonski zupčanik, 7 – zupčasti vjenac, 0-0 – osa magnetnih polova

Sl. 127 Šema elektropokretača sa aksijalno pomjerljivim rotorom

Ostale konstruktivne izvedbe mehanizama za kvačenje su bazirane na sličnim principima. Uvijek se teži, da se prvo dovodi do zahvata zupčanika i tek kasnije se zatvara strujni krug, kako bi se spriječilo oštećenje mehanizma i obezbijedilo sigurno pokretanje motora.

13.3 Startovanje motora sa sabijenim zrakom

Ovakve instalacije za startovanje motora primjenjuju se skoro isključivo kod velikih stacionarnih brodskih i zrakoplovnih elisnih motora. Osnovna prednost ove instalacije je mogućnost postizanja velikog momenta za pokretanje motora. Nedostaci su: velika težina, neophodnost ugradnje kompresora i brzo povećanje pritiska u cilindru kod istovremenog punjenja cilindra sa sabijenim zrakom i gorivom. Isto tako sabijeni zrak jako hladi dijelove motora i može izazvati pojavu prskotina na klipu i glavi cilindra, pogotovo ako se često vrši pokretanje zagrijanog motora.
Da bi se moglo vršiti pokretanje motora (brodskih i zrakoplovnih), kod kojih je radilica neposredno spojena sa vratilom elise, potrebno je da trajanje otvaranja ventila za zrak u toku takta širenja bude duže od ugla preklapanja radnih taktova zaporednih cilindara. Ovo je odredjeno minimalnim brojem cilindara, kod koga je moguće pokretanje motora iz bilo kog položaja radilice. Maksimalno trajanje otvaranja ventila za zrak u toku takta širenja, ograničeno je momentom otvaranja usisnog ventila ili kanala i ono kod četvorotaktnih motora iznosi oko 140°, dvotaktnih 120° i motora sa prehranjivanjem 90°.
Praktično ugao otvaranja ventila za sabijeni zrak ima slijedeće vrijednosti:

- broj cilindra	6	8
- dvotaktni motori	70 – 100	60 - 80
- četverotaktni motori	125 – 130	110 - 120

Kod “V” motora ovi ventili se obično postavljaju samo na jedan blok.
Kod stacionarnih motora vrlo često se ventili za zrak ne postavljaju na sve cilindre, u težnji da se konstrukcija instalacije pojednostavi i smanji potrošnja zraka. Kod takvih motora je neophodno da se klip cilindra koji ima ventil za zrak nalazi u položaju koji odgovara uglu okretanja radilice 20 – 30° poslije SMT kod takta širenja.

14. PRINUDNO PALENJE SMJESE

14.1 Osnovni zadaci

Instalacija za prinudno palenje ima na motorima sa unutrašnjim sagorijevanjem slijedeće osnovne zadatke:

1. Da na svim režimima rada motora i predvidjenim temperaturama okolne atmosfere, obezbijedi sigurno zapalenje smjese goriva i zraka u toku svakog radnog ciklusa.
2. Smjesa treba da se zapali na odredjenom mjestu u radnom prostoru motora i u tačno definisanom momentu u toku takta sabijanja, tj. kod odredjenog položaja klipa u odnosu na SMT.
3. Kod višecilindričnih motora, zapalenje mora da se izvrši po cilindrima prema odredjenom redosljedu i pri jednakim uslovima.
4. Instalacija svojim radom ne smije da ometa rad drugih električnih uredjaja na motoru i u njegovoj bližoj okolini.

Pod zapalenjem smjese goriva i oksidanta se podrazumijeva iniciranje hemijske reakcije, koja treba da se u toku vrlo kratkog vremena ubrza do tog stepena, da se formira vidljivi plamen, koji se prostire kroz prostor. Mehanizam zapalenja obuhvata: jonizaciju i termičku disocijaciju molekula, pri čemu nastaju aktivne čestice (radikali), koje pobudjuju lančane hemijske reakcije i oslobadjanje toplote potrebne za ubrzavanje predplamenih reakcija.
Procesi zapalenja mogu načelno da se ostvare, dovodjenjem smjese u dodir sa vrućom površinom, plamenom ili vrućim gasom, udarnim (detonacionim) talasima, kapacitivnom i induktivnom varnicom.
Električna varnica dovoljnog napona i energije se danas najčešće koristi za paljenje smjese u motorima sa unutrašnjim sagorijevanjem. Pri stvaranju varnice u vidu užarenog električnog luka, dolazi do jonizacije i termičke disocijacije molekula gasa u neposrednoj okolini elektroda svjećice, jer u toj zoni temperatura vrlo brzo naraste do visokih vrijednosti.
Pri razmatranju kompleksne problematike zapaljenja smjese, konstrukcije i rada cjelokupne instalacije i njenih elemenata, od posebnog interesa su sljedeća pitanja:

a) Uslovi zapaljenja: izbor svjećice odgovarajuće konstrukcije i tehničkih osobina, s obzirom na minimalno potrebnu energiju električnog luka, njen položaj i smještaj, da bi se obezbijedilo sigurno zapaljenje pri raznim aerodinamičkim i termičkim stanjima radne materije u cilindru, stepenu sabijanja, sastavu smjese, osobinama goriva i sl.
b) Razmještaj i broj svjećica obzirom na zapaljenje, prostiranje plamena i normalno sagorijevanje, cikličnu varijaciju zapaljenja i sagorijevanja (stabilnost sagorijevanja i zapaljenja).
c) Izbor odgovarajućeg ugla zapaljenja (ugla pretpalenja) i njegova regulacija obzirom na režim rada motora (obrtna brzina i opterećenje), ali i s obzirom na druge aspekte, kao: ostvarenje maksimalno mogućeg rada, minimalne potrošnje goriva, minimalne emisije toksične substance CO + NO, C_xH_y, buke i sl.
d) Sigurnost rada, trajnost i pristupačnost instalacije na motoru. Izbor odgovarajućeg izvora električne energije obzirom na primjenu motora, njegovu težinu ili druge specifične zahtjeve.

Da bi se ovi problemi mogli uspješno rješavati, poboljšavati postojeće i razvijati nove instalacije za paljenje smjesa, potrebno je proučiti uslove zapaljenja, konstrukciju i rad instalacije a pogotovo nekih njenih osnovnih elemenata.

14.2 Podjela instalacija

U suštini instalacija za paljenje se sastoji od sljedećih osnovnih sklopova:
- izvori električne energije niskog napona (6, 12, 24 V),
- elemenata za stvaranje impulsa visokog napona (10 i više KV),
- razvodnika napona po cilindrima motora,

- svjećica za ostvarenje električne varnice u radnom prostoru cilindra i
- regulatora ugla početka jonizacije – stvaranja električne varnice na svjećici (ugao "pretpalenja").

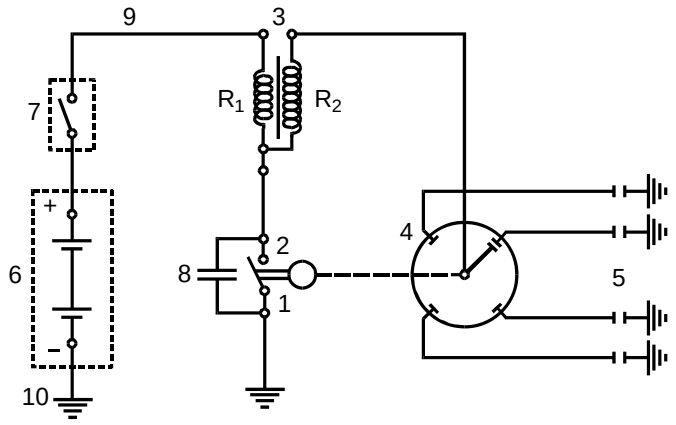
Prema izvoru električne energije instalacije za palenje se dijele na:

- baterijske kod kojih se instalacija snabdijeva sa električnom energijom od baterije, odnosno akumulatora, a u radu motora sa električnim generatorom, odnosno alternatorom;
- magnetne, kod kojih se u primarnom krugu električna energija ostvaruje indukcijom;
- tranzistorske, gdje je sinhroni prekidač zamjenjen tranzistorom.

Osnovna prednost baterijskih instalacija je, relativno visok napon, pa prema tome i dovoljna energija varnice, već kod malih obrtnih brzina motora i povoljna promjena napona s obzirom na potrebe motora. Snaga koja se troši za palenje iznosi 10 do 25 W.
Instalacije sa magnetnim palenjem se danas koriste u specijalnim slučajevima kao: u tropskim krajevima, gdje je održavanje akumulatora otežano, kod vrlo niskih temperatura, jer hladnoća znatno utiče na radnu sposobnost akumulatora. Osim toga se magnetno palenje vrlo često koristi kao pomoćno sigurnosno palenje na zrakoplovnim motorima, vanbrodskim motorima i slično. Magnetne instalacije za palenje se primjenjuju i u slučajevima kada težina cjelokupnog motora iz eksploatacionih razloga igra odlučujuću ulogu, kao npr. kod motora za pogon ručnih motornih testera, motora za pogon motocikala, bicikala i sl.
Posebnu grupu predstavlja danas već često korišteno tranzistorsko paljenje, kod koga je mehanički sinhroni prekidač zamijenjen tranzistorom. Time na većim obrtnim brzinama postoje u tom slučaju, još uvijek znatne energije varnice i visoki napon koji se na transformatoru formira u vidu vrlo kratkih impulsa, što obezbjeđuje dobro zapuštanje motora i kod niskih temperatura okoline.

14.3 Instalacija za induktivno-baterijsko palenje

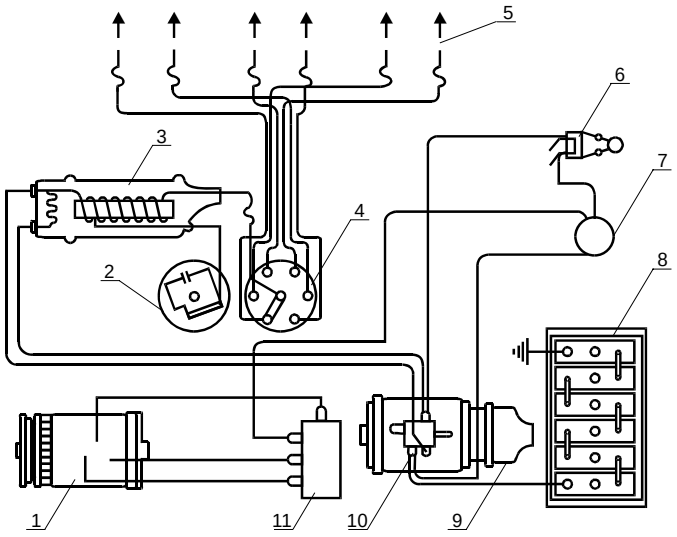
Principijelna instalacija za induktivno-baterijsko palenje, prikazana je na slici 128. Izvor električne energije je akumulator, odnosno u radu motora električni generator (alternator).
Na automobilu u električnu instalaciju ulaze i drugi agregati, kao dinamo (alternator), pokretač za startovanje motora, osvjetljenje i signalizacija. Principijelna šema spajanja ovih agregata na automobilu prikazana je na slici 129.



1 – disk sa bregovima, 2 – sinhroni prekidač (platinska dugmat), 3 – autotransformator (bobina), 4 – razvodnik, 5 – svjećice, 6 – akumulator (baterija) 6, 12, 24 V, 7 – prekidač, 8 – kondenzator, 9 – provodnik, 10 – provodnik – masa.

Sl. 128 Principijelna šema instalacije za prinudno palenje sa akumulatorom

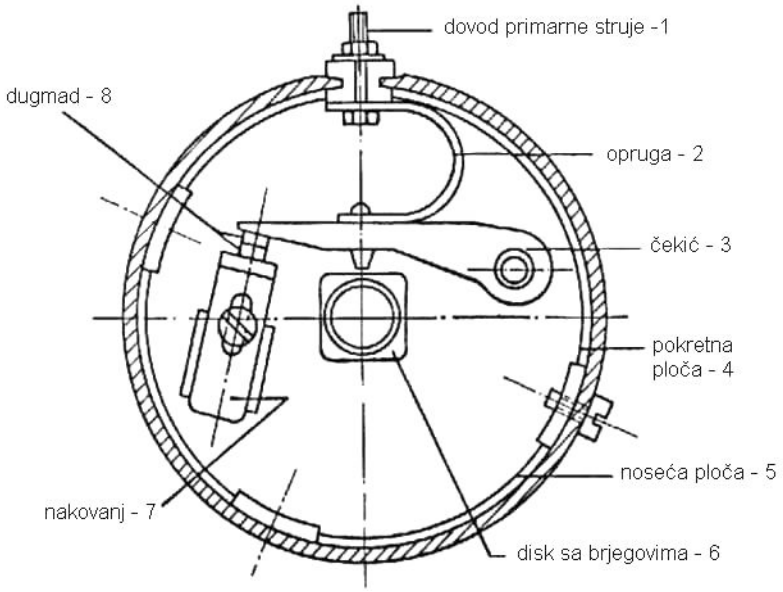
Funkcije pojedinih elemenata instalacije i rad cjelokupne instalacije za palenje se vidi jednostavno sa instalacije na slici 128.



1 – dinamo (alternator), 2 – sinhroni prekidač, 3 – transformator, 4 – razvodnik,
5 – svjećice, 6 – prekidač, 7 – kontrolne sijalice, 8 – akumulator,
9 – pokretač (starter), 10 – magnet za pokretanje zupčanika pri startovanju,
11 – relejni prekidač za uključenje ili isključenje akumulatora

Sl. 129 Šema spajanja elemenata električne instalacije na automobilu

Jedan od najodgovornijih elemenata u sistemu induktivno-baterijskog paljenja je sinhroni prekidač, koji je prikazan na sl. 130 zajedno sa diskom sa brjegovima.



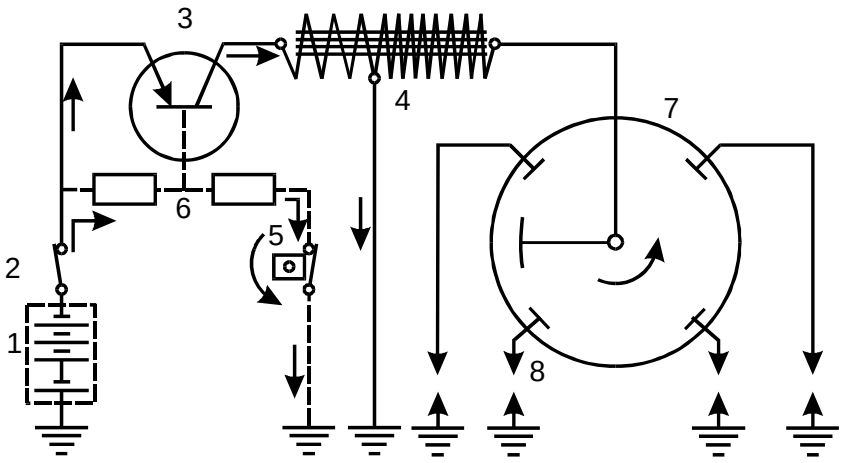
Sl. 130 Osnovni dijelovi sinhronog prekidača – šematski prikaz

Kada brijeg diska sinhronog prekidača (sl. 130) razmakne kontakt, u primarnoj zavojnici se prekida struja, a magnetni tok proizveden tom strujom polagano isčezava. Istovremeno se u strujni krug uključuje kondenzator. Njegova zadaća je da ublaži varnice, koje se mogu javiti u sistemu. Autotransformator vrši transformacijunapona sa 6; 12 odnosno 24 V na napone najčešće 1500 ÷ 2000 V, zavisno od karakteristika motora.

U novijim konstrukcijama, zbog ograničenih mogućnosti sinhronog mehaničkog prekidača, posebno na većim brojevima okretaja, koriste se različite elektronske komponente. Tako su danas u primjeni sistemi tranzistorskog palenja i to:

- polutranzistorsko i
- potpuno tranzistorsko palenje.

Primjer šeme sistema polutranzistorskog palenja dat je na slici 131 kod ovog sistema palenja sinhroni prekidač nije više u klasičnom smislu prekidač nego je samo davač impulsa za tranzistor (struja upravljanja oko 1A). Jaka primarna struja (oko 8A) vodi se kroz tranzistor u primarni namotaj bobine. Stuja upravljanja tranzistorom je pokazana crtkanim linijama na slici 131. Budući da je tranzistorski sistem osjetljiv na električno preopterećenje u njega su ugradjeni otpornici (6).



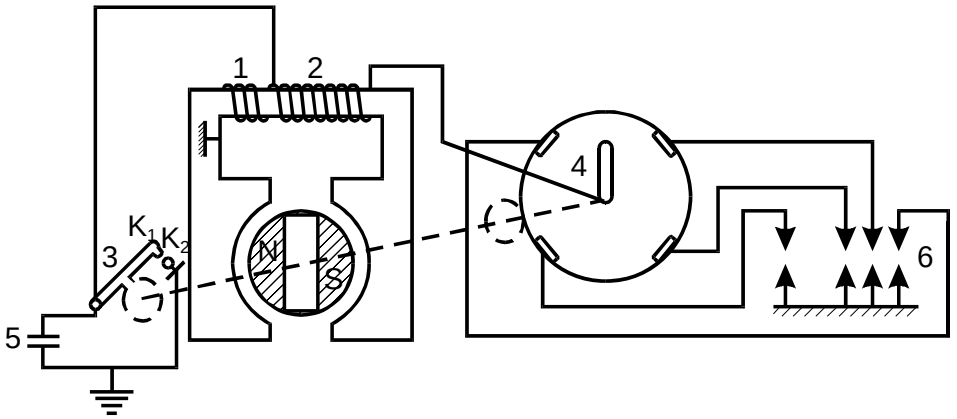
1 – akumulator,
2 – glavni prekidač,
3 – tranzistor,
4 – bobina,
5 – sinhroni prekidač,
6 – otpornik,
7 – razvodnik,
8 – svjećice

Sl. 131 Polutranzistorsko palenje

Potpuno tranzistorsko palenje je izvedeno sa elektronskim upravljanjem bez mehaničkog prekidača primarne struje. Mehanički prekidač je zamijenjen obično indikatorom električnih impulsa.

14.4 Instalacija za induktivno-magnetno palenje

Osnovna šema instalacije magnetnog palenja prikazana je na slici 132. Dvopolni magnetni rotor okreće se u transformatoru sa dva pola, na koga je sa gornje strane namotan primarni kalem (1) i sekundarni kalem (2). Početak primarnog kalema spojen je sa transformator, a kraj sa sinhronim prekidačem (3) koji je izolovan od tijela magneta. Sekundarni kalem (2) je svojim početkom vezan za primarni kalem, a kraj se odvodi na palac razvodnika (4). Promjenljivo magnetno polje u jezgru transformatora stvara se okretljivim permanentnim magnetom. Paralelno sa kontaktima K_1 i K_2 prekidača priključuje se u primarno strujno kolo kondenzator (5). Visoki sekundarni napon odvodi se preko razvodnika na svjećice (6).



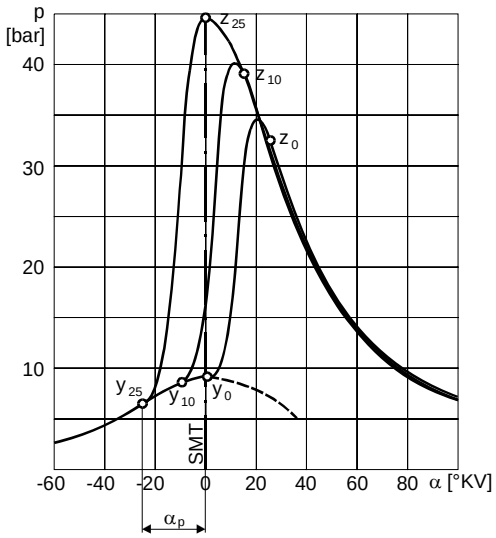
1 – primarni namotaji,
2 – sekundarni namotaji,
3 – sinhroni prekidač,
4 – razvodnik,
5 – kondenzator,
6 – svjećice.

Sl. 132 Šema induktivnog – magnetnog palenja

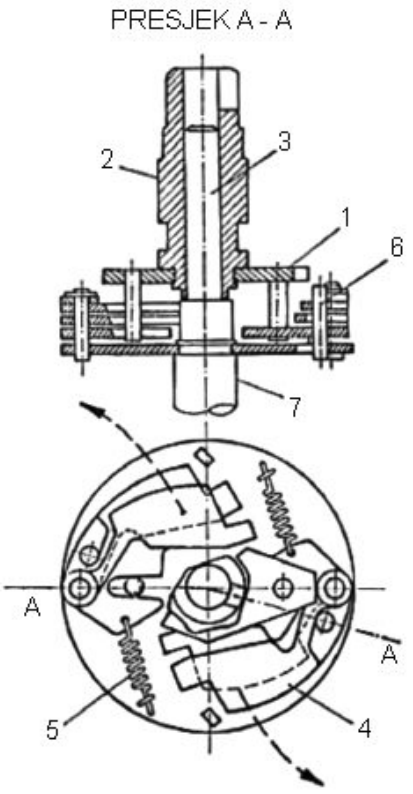
14.5 Osnovni sklopovi sistema za paljenje

a) Mehanizam za regulisanje ulga pretpaljenja

Ugao pretpaljenja (α_p) definisan kao rastojanje od trenutka iskakanja varnice do SMT (prikazan na sl. 133), predstavlja ključni faktor za definisanje optimalnog rada motora. Uticaj ugla pretpaljenja na pritisak u cilindru motora najbolje se vidi na sl. 133. Za regulisanje ugla pretpalenja koristi se najčešće mehanički centrifugalni regulator ugla pretpalenja (sl. 134) i vakumski korektor ugla pretpalenja (sl. 135).

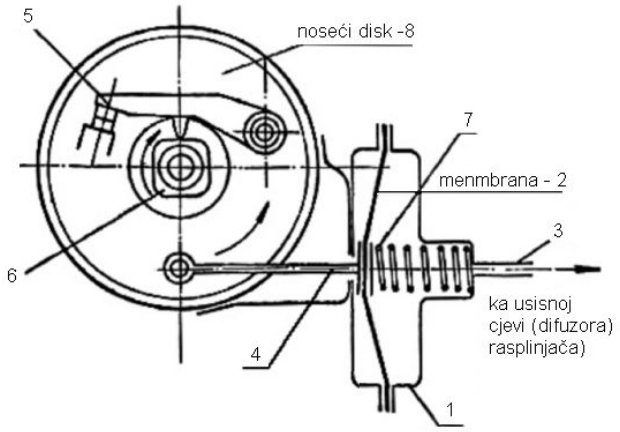


Sl. 133 Uticaj ugla pretpalenja na oblik indikatorskog diagrama



1 – ploča,
2 – disk sa bregovima,
3 – vodjica,
4 – teg,
5 – opruga,
6 – osa obrtanja tega,
7 – pogonsko vratilo.

Sl. 134 Centrifugalni regulator ugla pretpalenja



1 – komora,
2 – membrana,
3 – crijevo,
4 – poluga,
5 – kontakti sinhronog prekidača,
6 – disk sa bregovima,
7 – opruga,
8 – ploča.

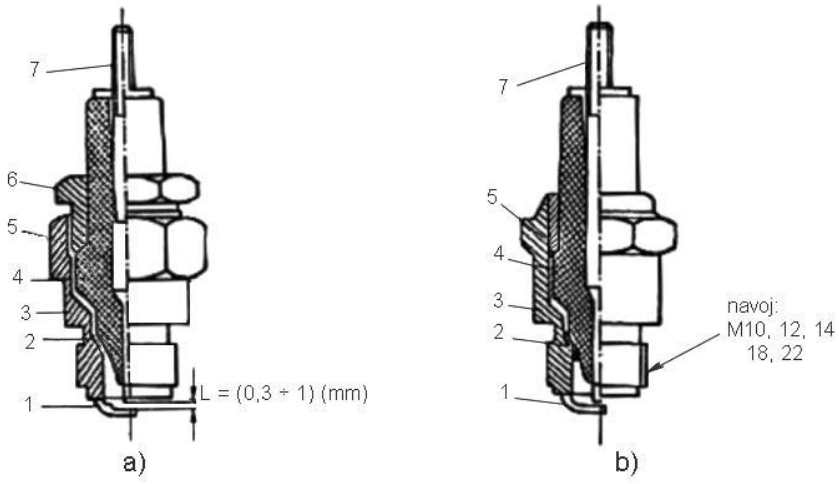
Sl. 135 Šema vakumskog korektora

b) Svjećica

Osnovni zadaci svjećice su:

1) Mora biti otporna na vrlo velike promjene temperature i pritiska i protiv hemijskog uticaja gasova i dodataka gorivu i ulju za podmazivanje.
2) Mora da posjeduje visoku električnu probojnost i izolacionu sposobnost kod svih radnih temperatura.
3) Mora da zaptiva radni prostor kod svih pritisaka.
4) Svjećica po svojoj konstrukciji, mjestu i načinu ugradnje treba da obezbijedi odgovarajuće odvodjenje toplote sa elektroda, kako temperatura centralne elektrode ne bi bila manja od 500 ^{0}C, niti viša od 900 °C. Date približne temperaturne granice treba da obezbijede sagorijevanje ostataka ulja koje dospije na elektrode, ali da sa druge strane ne dozvole pojavu samopalenja smjese usljed nekog užarenog mjesta na elektrodi.

Konstrukcija svjećice i njeni osnovni djelovi vide se na (sl. 136).



a) rastavljive, b) nerastavljive,
1 – bočna elektroda, 2 i 5 – podloška, 3 – tijelo, 4 – izolator,
6 – navrtka, 7 – centralna elektroda i kraj za priključenje kabla.

Sl. 136 Konstrukcija svjećice

15. INSTALACIJA ZA PODMAZIVANJE

15.1 Svrha

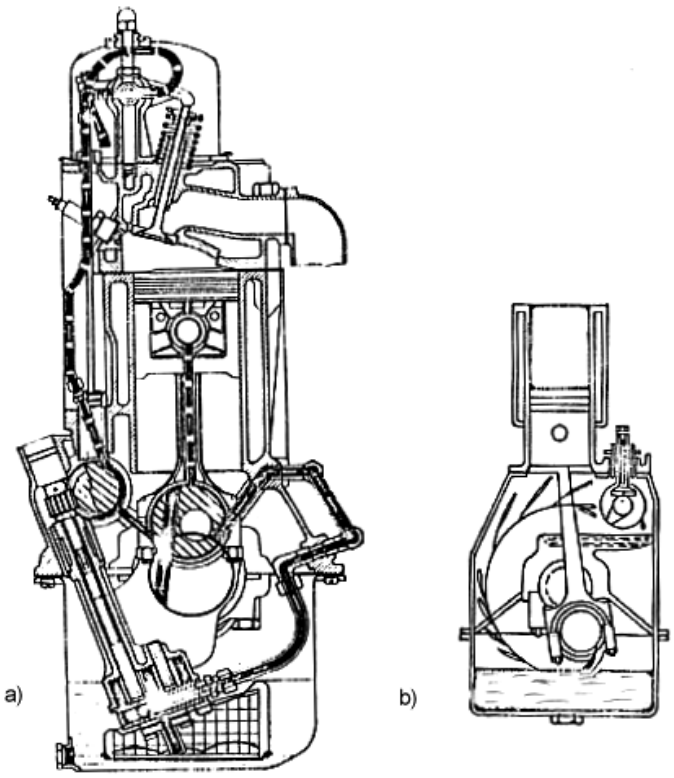
Instalacija za podmazivanje ima slijedeće osnovne zadatke:

1. Da obezbijedi hidrodinamičko podmazivanje tarućih površina pokretnih motorskih dijelova.
2. Da odvede jedan dio toplote.
3. Da potpomaže zaptivanje radnog prostora motora.
4. Da zaštićuje motorske dijelove od korozije.

Dovođenjem ulja do kliznih površina ležaja i stvaranjem uslova za formiranje hidrodinamičkog sloja ulja kod svih režima i uslova rada motora, sprečava se zaribavanje dijelova, smanjuju se energetski gubici usljed trenja i obezbjeđuje se pravilna mikro geometrija dijelova u toku dužeg vremenskog perioda. Pravilnim podmazivanjem se znatno produžava vijek rada motora i njegova sigurnost u radu.
Protokom ulja kroz ležajeve, kvašenjem kliznih površina odvodi se većim dijelom ona toplota koja se stvara trenjem, ali se uljem mogu hladiti i dijelovi motora, koji se prekomjerno zagrijavaju, a ne postoji neka druga mogućnost njihovog efikasnog hlađenja. Tako se, npr. prskanjem ulja na donje površine klipa, može efikasno odvoditi toplota sa čela klipa i područja kompresionih klipnih prstenova.
Postojanjem uljnog filma na košuljici cilindra, isto tako se poboljšava zaptivanje radnog prostora i smanjuje se proticanje gasova u kućicu motora.
U instalaciju za podmazivanje na motorima sa unutrašnjim sagorijevanjem spadaju svi agregati, instrumenti, cjevovodi, signalizacija i drugi pribori koji obezbjeđuju kontinuirano, stalno i sigurno dovođenje dovoljne količine ulja i maziva ka svim onim dijelovima koji su izloženi mehaničkom trenju. U zavisnosti od tipa motora i njegove nominalne snage, uslova rada motora i radne mašine na koju je motor ugrađen, odnosno drugih specijalnih zahtjeva, koriste se razne vrste instalacija za podmazivanje.

15.2 Podjela instalacija

Na sl. 137 date su principijelne šeme instalacija za podmazivanje.



a) sa prinudnom cirkulacijom ulja,
b) sa prskanjem ulja

Sl. 137 Principijelne šeme instalacija za podmazivanje

Podjela instalacija za podmazivanje bazira se na načinu kako se ulje dovodi do glavnih ležajeva radilice. U principu postoje sljedeće osnovne vrste instalacija.

a) sa prinudnom cirkulacijom ulja (sl. 137 a)),
b) sa dovođenjem ulja do ležajeva i ostalih radnih površina prskanjem ulja (sl. 137 b)),
c) sa kombinovanjem načina podmazivanja navedenog pod a) i b) i
d) podmazivanje dodavanjem ulja gorivu (dvotaktni motori sa ispiranjem preko motorske kućice).

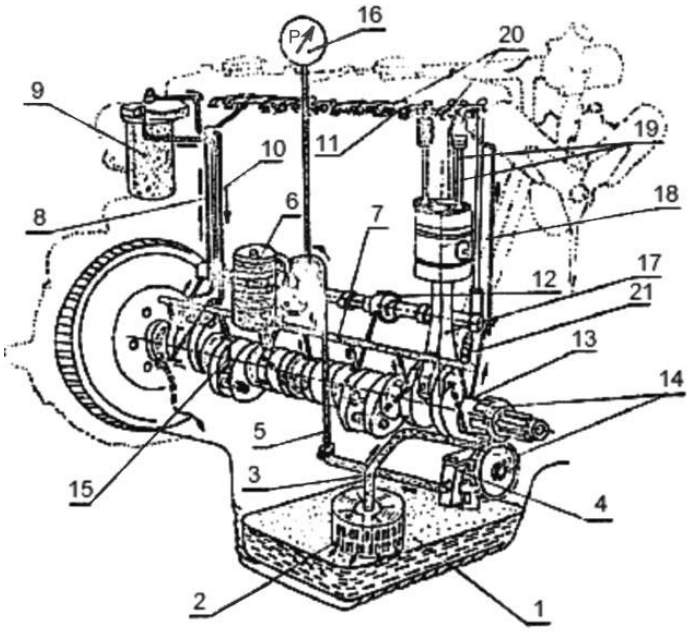
U instalacijama sa prinudnom cirkulacijom ulja pod pritiskom, ostvaruje se kontinualan protok ulja do mjesta gdje je potrebno da se vrši podmazivanje ili odvođenje toplote. Ovaj vid podmazivanja se primjenjuje na većini motora koji se ugrađuju na lokomociona vozila, jer garantuje sigurno podmazivanje kod svih režima rada motora. Obzirom na specifične uslove rada motora ili radnih mašina na koje je motor ugrađen, instalacije sa prinudnom cirkulacijom mogu da se podijele na:

- instalacije sa suhim koritom i
- instalacije sa mokrim koritom.

Pri podmazivanju prskanjem, leteći ležaj klipčanje ili rame radilice pri okretanju zahvata ulje i baca ga na košuljicu cilindra, osovinicu klipa i dno klipa kao i na ostale dijelove koji moraju da se podmazuju (sl. 137 b)).
Podmazivanje prskanjem može da se koristi samo na motorima male litarske snage i radne zapremine, kada jednostavnost konstrukcije i eksploatacije dozvoljava primjenu ovakvog načina podmazivanja.
Na nekim tipovima dvotaktnih motora sa punjenjem preko motorske kućice, može da se koristi "nadklipno" podmazivanje. Gorivu se u tom slučaju dodaje ulje u omjeru 1 – 3% vol., koje zajedno sa svježim punjenjem dolazi prvo u vidu fino raspršenih kapljica, u motorsku kućicu a zatim u radni prostor motora. Ulje se hvata na površine i obezbjeđuje podmazivanje. Nedostatak ovog načina podmazivanja je da u radni prostor dospijeva relativno znatna količina ulja, koja tamo djelimično ili potpuno sagorijevanja. Iz ovoga slijedi da je potrošnja ulja dosta velika a produkti sagorijevanja stvaraju karakterističan neprijatan miris (aldehidi) i zagađuju okolinu.

15.3 Osnovne šeme instalacija

Na sl. 138 data je šema instalacije za podmazivanje sa mokrim koritom.



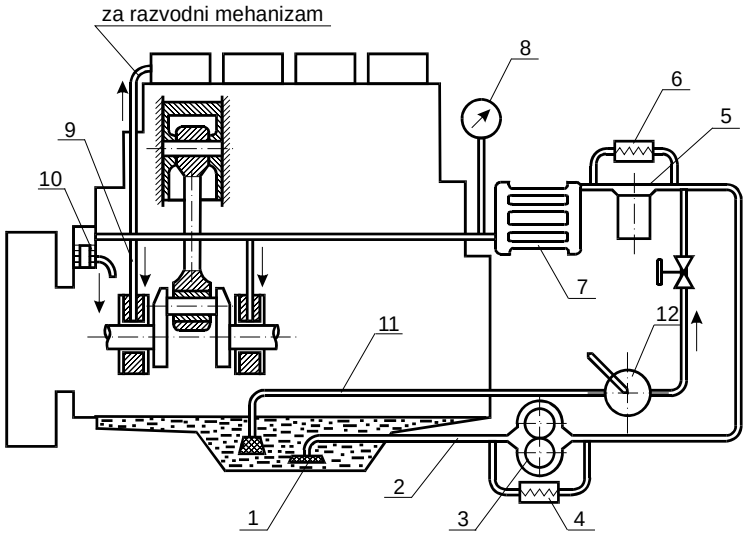
1 – korito, 2 – usisna korpa,
3 – usisna cijev za ulje, 4 – pumpa,
5 – cijev, 6 – prečistač, 7 – glavna magistrala,
8,10 – dovodna i odvodna cijev,9 – prečistač,
11 – ležaji klackalica,
12 – ležaji bregastog vratila,
13 – glavni ležaj radilice,
14 – zupčasti pogon pumpe,
15 – kanal u ramenu radilice za dovod ulja u leteći ležaj,
16 – manometar, 17 – klipnjača,
18 – klip motora, 19 – ventili,
20 – klackalica, 21 – prelivni ventil

Sl. 138 Šema instalacije za podmazivanje sa mokrim koritom

Kod savremenih brzohodih motora najviše se primjenjuje podmazivanje sa cirkulacijom ulja (podmazivanje sa prinudnom cirkulacijom). Dovod ulja do ležaja i njegov protok kroz ležaj se održava automatski, čime se daje mogućnost racionalnog i intenzivnog podmazivanja. Osim toga ovakva instalacija je pouzdana u radu i omogućena je sigurna kontrola funkcionalnosti podmazivanja za vrijeme rada motora. U tom cilju postoji vizuelna ili zvučna signalizacija da se motor, čije podmazivanje nije obezbijeđeno blagovremeno isključi iz rada.

Razvod ulja prema raznim mjestima na motoru počinje od glavne magistrale. Posebno se dovodi ulje do glavnih ležajeva radilice, odakle se preko kanala u rukavcima i ramenima radilice dovodi prvo do letećih ležajeva, a zatim kroz kanal klipnjače, i do male pesnice, osovinice klipa, klipnih prstenova i košuljice cilindra.

U zavisnosti od toga gdje se nalazi spremnik za ulje, razlikuju se instalacije za podmazivanje sa suhim i sa mokrim koritom. Na slici 139 šematski je prikazana instalacija sa "mokrim" koritom.

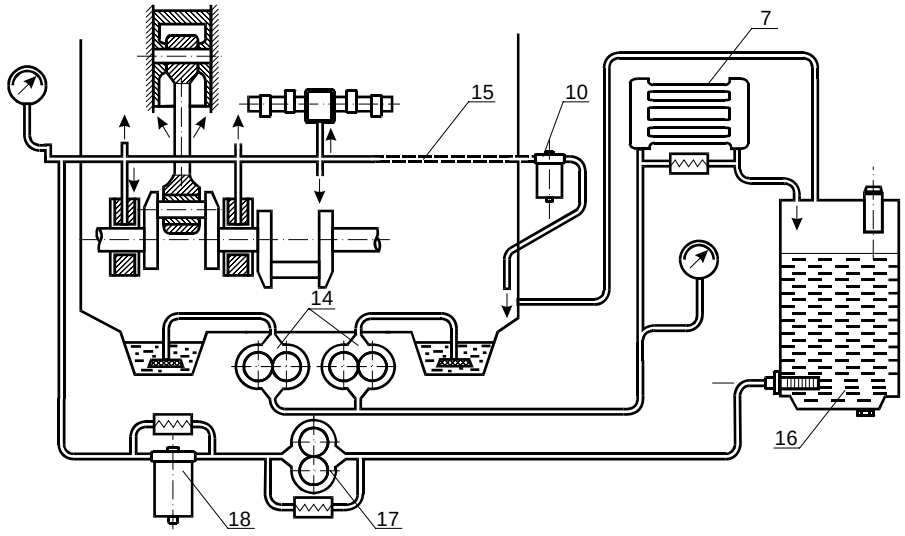


1 – usisna korpa, 2 – cijev,
3 – pumpa za ulje (usisno-potisna),
4, 6 – prelivni ventil,
5 – fini prečistač, 7 – hladnjak,
8 – manometar, 9 – glavna magistrala i ogranci,
10 – regulator pritiska u instalaciji,
11 – cijev, 12 – ručna pumpa,
13 - slavina

Sl. 139 Šema osnovnih agregata i toka ulja pri podmazivanju sa mokrim koritom

Kao spremnik ulja služi donji dio korita u koga se ulje slijeva sa ležajeva ili sa motorske kućice. Otuda se ulje isisava preko usisne korpe (grubi prečistač) (1) i cijevi (2) pumpa za ulje (3). Ulje se zatim potiskuje kroz prečistač za fino čišćenje (5), hladnjak (7) i dolazi u glavnu magistralu (9). Otuda se ulje razvodi po mjestima za podmazivanje na motoru i otiče u korito.

Pritisak u glavnoj magistrali reguliše propustni ventil (10), koji pri povećanju pritiska propušta višak ulja u korito. Za kontrolu pritiska u instalaciji, postavljen je manometar (8).



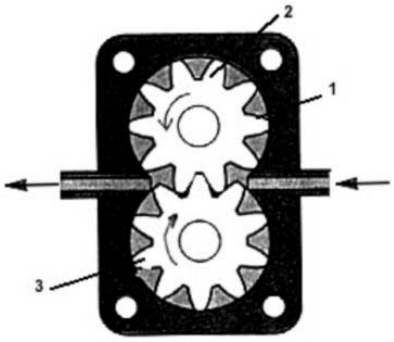
7 – hladnjak,
10 – fini prečistač i prelivni ventil,
14 – usisna pumpa za ulje,
16 – spremnik ulja,
17 – potisna uljna pumpa,
18 – fini prečistač

Sl. 140 Šema instalacije za podmazivanje sa suhim koritom

Na motorima velikih snaga, ulje za podmazivanje se dovodi do ležajeva prije puštanja motora u rad. Ovo je razlog da se u instalaciju sem već pomenutih osnovnih elemenata ugrađuje (sl. 139) pomoćna magistrala (11), ručna pumpa (12) i slavina (13). Prelivni ventili (4) i (6) služe za propuštanje ulja kada se ono još nije zagrijalo ili kada se otpori hladnjaka ili prečistača povećaju iznad određene granice. Ovo je sigurnosna mjera, da motor ne bi ostao bez dovoljne količine ulja.
Na zrakoplovnim klipnim motorima, brodskim motorima, kao i na motorima za specijalne građevinske mašine, tenkove i slično, koristi se instalacija za podmazivanje sa suhim karterom. Šema ove instalacije je prikazana na slici 140. Uslijed naginjanja ili kosog položaja radne mašine na koju se motor ugrađuje, postoji mogućnost da instalacija neko vrijeme, ostane bez ulja pa bi u instalaciju ušao zrak, što bi dovelo do prekida podmazivanja. Kod jako opterećenih motora do prekida podmazivanja može da dođe uslijed pjenušanja ulja, pa se i na tim motorima vrlo često primjenjuje instalacija sa suhim karterom.
Prema šemi na slici 140. ulje se iz korita pomoću pumpe za ulje (14) crpi i potiskuje kroz hladnjak (7) u spremnik (16). Da bi se obezbijedilo podmazivanje motora i pri nagnutom položaju, ulje se u tom slučaju dovodi iz spremnika (16), a osim toga postoje dva skupljača ulja, raspoređena u prednjem i zadnjem dijelu korita. Potisna pumpa (17) potiskuje ulje kroz prečistač (18) u glavnu magistralu.
Primjenom instalacije za podmazivanje sa suhim koritom, smanjuje se visina motora i potrošnja ulja, pošto se ono ne prska u suvišnim količinama po zidovima cilindra.

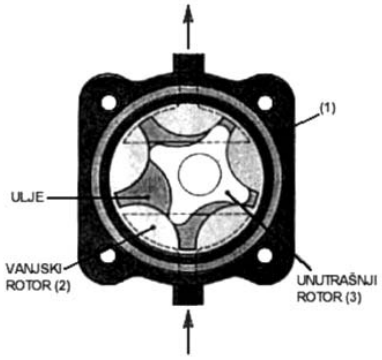
15.4 Osnovni elementi instalacije

Koriste se zupčaste pumpe sa ravnim, kosim i navojnim zubima. Pored klasičnih zupčastih pumpi (sl. 141) sa vanjskim zubima, koriste se i zupčaste pumpe sa unutrašnjim ozubljenjem (sl. 142).



1 – tijelo pumpe, 2 – vođeni zupčanik, 3 – vodeći zupčanik

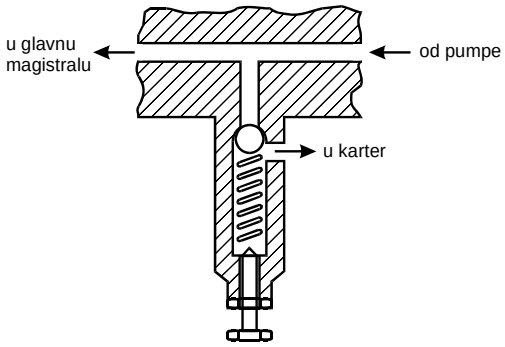
Sl. 141 Zupčasta pumpa sa vanjskim ozubljenjem



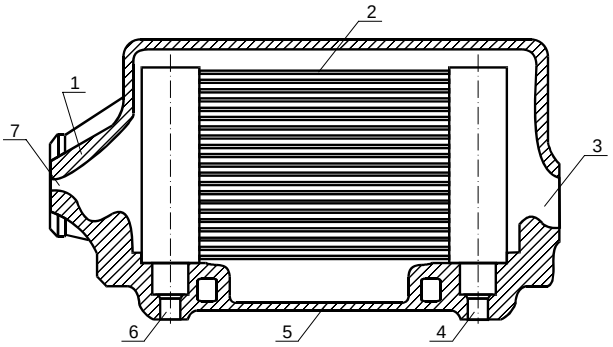
1 – tijelo pumpe, 2 – vanjski rotor, 3 – unutarnji rotor

Sl. 142 Zupčasta pumpa sa unutrašnjim ozubljenjem

U instalaciji se koristi i prelivni ventil, koji određuje traženi pritisak ulja (sl. 143). Za održavanje određene temperature ulja u motoru koristi se hladnjak ulja koji ima izgled kao na sl. 144.



Sl. 143 Prelivni (reducir) ventil

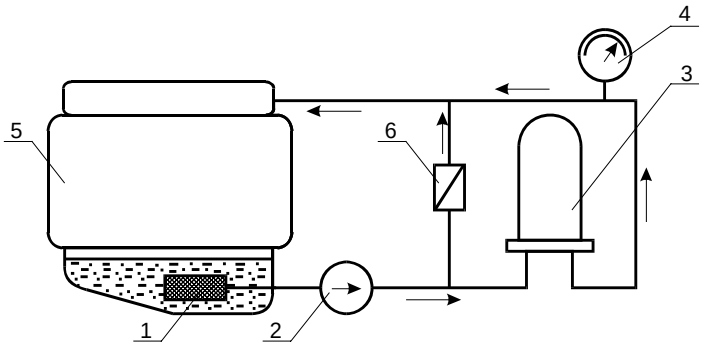


1 – poklopac, 2 – cijevi za prolaz ulja, 3 – otvor za ulaz vode,
4 – izlazni otvor ulja, 5 – tijelo, 6 – ulazni otvor za ulje,
7 – izlazni otvor za vodu

Sl. 144 Hladnjak za ulje

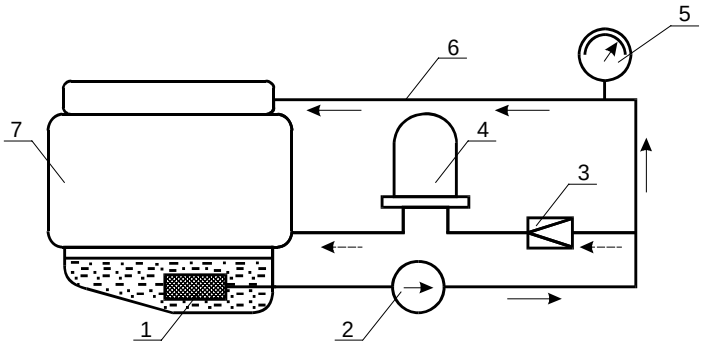
Obzirom na ugradnju prečistača ulja u instalaciju postoje sljedeća rješenja:

- prečistači u direktnom protoku ulja (sl. 145) gdje prolazi cjelokupna količina ulja kroz prečistač.
- prečistači u sporednom protoku ulja (sl. 146) gdje prolazi samo dio ulja kroz prečistač i takavo očišćeno se vraća u karter.



1 – grubi prečistač, 2 – pumpa za ulje, 3 – fini prečistač,
4 – manometar, 5 – motor, 6 – sigurnosni ventil.

Sl. 145 Ugradnja prečistača u direktni protok



1 – grubi prečistač, 2 – pumpa za ulje, 3 – prigušni ventil,
4 – fini prečistač, 5 – manometar, 6 – glavna magistrala,
7 – motor.

Sl. 146 Ugradnja prečistača u sporedni protok

16. INSTALACIJA ZA HLAĐENJE

16.1 Osnovni zadaci

U motorima sa unutrašnjim izgaranjem se samo dio, u toku sagorijevanja oslobođene toplote, pretvara u mehaničku energiju. Znatan dio toplote se odvodi od motora:

a) izduvnim gasovima, prilikom pražnjenja cilindra,
b) prenosom toplote konvekcijom:
   - najvećim dijelom na okolni zrak direktno ili indirektno putem rashladnog medijuma,
   - manjim dijelom preko ulja za podmazivanje,
c) zračenjem toplote u okolinu.

Instalacija za hlađenje je sistem međusobno funkcionalno povezanih agregata, cjevovoda, instrumenata, regulacionih i signalnih elemenata, koji treba da obezbijede odgovarajući "stabilni" toplotni režim motora u svim uslovima rada (opterećenje, broj obrtaja, stanje okolne atmosfere), konvektivnim prenosom toplote na okolni zrak.
Nepravilan rad instalacije za hlađenje, tj. nedovoljno ili prekomjerno odvođenje toplote, utiče na parametre termodinamičkog ciklusa, na stvaranje i zapalenje smjese goriva i zraka, na brzinu sagorijevanja, na stepen punjenja, mehanički stepen iskorištenja, pa i na emisiju toksičnih substanci.
Navedeni faktori u prvom redu utiču na ekonomičnost i snagu motora, na opšte i lokalno toplotno opterećenje motorskih dijelova, na njihovo trošenje i vijek trajanja. Niz ovih faktora može da dovede do trajnog oštećenja pojedinih vitalnih dijelova motora i potpunog prekida rada.
Na osnovu naprijed navedenog mogu da se ukratko formulišu sljedeći osnovni zadaci instalacije za hlađenje:

1. Da se motorski dijelovi ravnomjerno i intenzivno hlade, u cilju izbjegavanja formiranja lokalnih termičkih opterećenja i održavanja pravilnih zazora između pokretnih dijelova.
2. Da se temperatura motorskih dijelova održava u granicama, koje ne ugrožavaju mehaničke osobine materijala.
3. Da se hlađenjem obezbjeđuje takva temperatura ulja za podmazivanje, koja je pogodna obzirom na viskozitet i ostale fizičko-hemijske osobine ulja.

Cilj daljnjeg izlaganja je, da se ukaže na neke specifičnosti u konstrukciji i proračunu instalacija za hlađenje motora sa unutrašnjim sagorijevanjem, koje nastaju kao posljedica zahtjeva za velikom efikasnošću hlađenja, kompaktnošću instalacija, relativno niskom cijenom i slično. Izuzev nekih načelnih napomena neće se ulaziti u detalje teorije prenosa toplote, termo i hidrodinamičkog proračuna izmjenjivača toplote i drugih elemenata instalacije.

16.2 Podjela instalacija

Obzirom na rashladno sredstvo na koje se direktno prenosi toplota sa vrućih dijelova motora, instalacije za hlađenje se dijele:

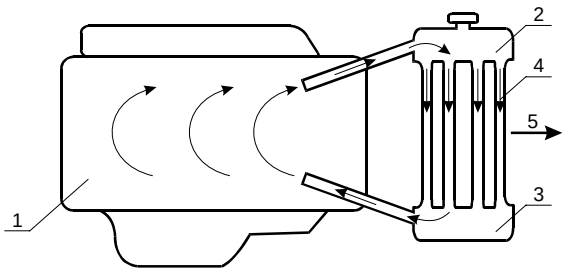
a) Instalacije za hlađenje tečnošću, koje imaju danas najširu primjenu kod brzohodnih motora za lokomocione svrhe, za lokomotivske motore srednje brzohodnosti, kao i za sporohodne brodske i stabilne motore. Kao tečnost za hlađenje se najčešće upotrebljava voda, glikol i druge tečnosti (sa raznim fabričkim nazivima), koje treba da imaju što višu temperaturu ključanja i što nižu temperaturu smrzavanja.

b) Instalacije sa zračnim hlađenjem, se vrlo često koriste na zrakoplovnim motorima, ali i na motorima za automobile, kamione, motor-bicikle, a isto tako i na stabilnim motorima malih snaga.

Prema načinu upotrebe sredstva za hlađenje, instalacije mogu biti:

- Protočne, ako se rashladno sredstvo poslije upotrebe odbacuje. Ove instalacije se primjenjuju u slučaju, kada sredstvo za hlađenje stoji na raspoloženju u neograničenoj količini (kao npr. morska voda za brodske motore, zrak kod zračnog hlađenja, riječna ili jezerska voda za stabilne motore u termoenergetskim postrojenjima i slično).
- Instalacije sa cirkulacijom, kada stanovita količina sredstva za hlađenje cirkuliše u kružnom sistemu. Poslije zagrijavanja u motoru sredstvo za hlađenje se hladi u hladnjaku (sekundarni sistem: voda – zrak, voda – voda) i ponovno se vraća u motor. Po načinu ostvarenja cirkulacije, instalacija može da radi na principu prirodne konvekcije ili sa prinudnom cirkulacijom pomoću pumpe za tečnost.

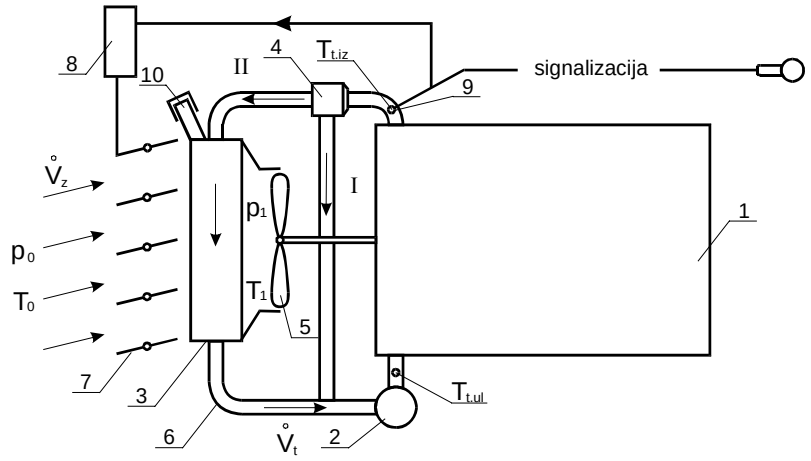
Sistemi sa prinudnom cirkulacijom sredstava za hlađenje mogu nadalje biti otvoreni i zatvoreni. Kod prvih u sistemu vlada pri svim uslovima rada motora atmosfersko stanje, kod zatvorenog sistema sredstvo za hlađenje se nalazi pod nadpritiskom, čime se obezbjeđuje i viša tačka ključanja, sigurnost od kavitacije, intenzivniji prenos toplote.
Kod sistema sa cirkulacijom sredstva za hlađenje najčešće se koriste voda, glikol, antifriz (visoka tačka ključanja, niska tačka smrzavanja).
Najprostiji način hlađenja sa tečnošću je prirodnom konvekcijom termosifonsko hlađenje dato na sl. 147. Za vrijeme rada motora voda se zagrijava i kao toplija struji prema gore, ispunjava gornji rezervoar (2) hladnjaka (4). Usljed kretanja vozila voda se u hladnjaku hladi pada na dole ispunjavajući prostor koji za sobom ostavlja topla voda koja struji na gore. Najveća brzina strujanja vode koja se



1 – motor, 2 – gornji rezervoar, 3 – donji rezervoar, 4 – hladnjak, 5 – pravac kretanja

Sl. 147 Šema termosifonskog hlađenja

postiže ovim sistemom hlađenja je oko (15 cm/s). Usljed ovako male brzine strujanja nije moguće odvesti veće količine toplote te se ovaj sistem primjenjuje kod motora malih snaga koji su termički malo opterećeni. Ipak princip dovođenja hladne tečnosti ka donjem dijelu površina koje se hlade i odvođenje zagrijane tečnosti iz gornjeg dijela primjenjen je gotovo kod svih sistema za hlađenje tečnošću.
Na brzohodnim motorima, pogotovo za lokomocione svrhe primjenjuju se instalacije za hlađenje tečnošću cirkulacionog tipa, jer se zahtijeva vrlo efikasno hlađenje i velika kompaktnost instalacije. Na slici 148 je šematski prikazan tok fluida i načelni razmještaj elemenata instalacije.

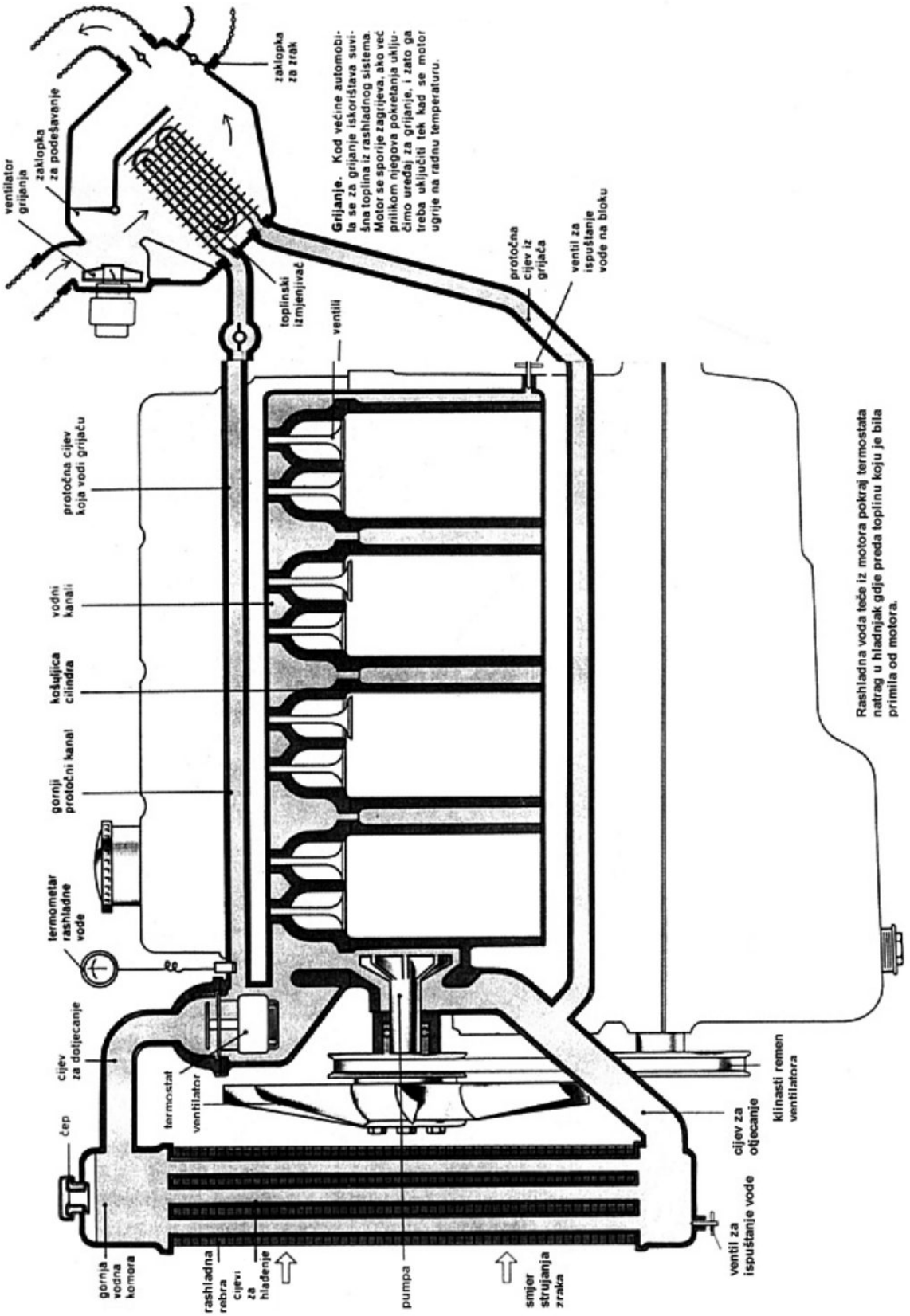


1 – motor, 2 – pumpa za tečnost, 3 – izmjenjivač toplote, 4 – termostatski ventil, 5 – ventilator, 6 – cjevovod, 7 – zaslon, 8 – regulator, 9 – osjetni element regulatora, 10 – parozračni ventil (otvoreni sistem)

Sl. 148 Šema instalacije za hlađenje sa cirkulacijom tečnosti

I – sporedni tok rashladnog fluida
II – glavni tok rashladnog fluida
$\dot{V}_t$ - protok rashladne tečnosti, $\dot{V}_z$ - protok zraka,
$T_{t,iz}$, $T_{t,ul}$ – temperatura tečnosti na izlazu i ulazu u motor
p_o, T_o, p_1, T_1 – stanje zraka prije i iza hladnjaka

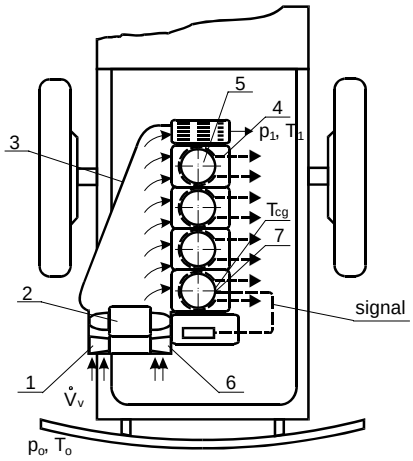
Tečnost za hlađenje prinudno cirkuliše po sistemu djelovanjem pumpe, koja se ugrađuje iza izmjenjivača toplote (hladna tečnost). Sistem za hlađenje sa prinudnom cirkulacijom, dobio je tako široku primjenu, jer ne postoji mogućnost zastoja u radu zbog stvaranja pare, potrebna je manja količina tečnosti i znatno manje dimenzije i težina svih uređaja.
Osnovni nedostatak vode, kao tečnosti za hlađenje, je visoka temperatura smrzavanja i niska temperatura ključanja. Problem temperature smrzavanja je vrlo uspješno riješen upotrebom antifriza (mješavine vode i etilen-glikola ili slično), koji se smrzava na temperaturama ispod -40 °C. Niska temperatura ključanja ograničava sa druge strane temperaturni režim hlađenja. Osim toga, pri niskoj temperaturi ključanja, povećava se gubitak vode usljed djelimičnog isparavanja. Da bi se smanjio ovaj gubitak vode, savremeni sistemi za hlađenje izoliraju se od okolne atmosfere pomoću specijalnih parozračnih ventila, koji podržavaju u sistemu neki nadpritisak. Od stvaranja previsokih pritisaka, sistem se osigurava osiguravajućim ventilom. Zračni ventili, naprotiv, čuvaju, da se u sistemu ne bi stvorio podpritisak, kada motor ostane poslije prekida rada vruć i počinje kondenzacija tečnosti za hlađenje. Parni i zračni ventili se obično spajaju konstruktivno u jednu cjelinu.
U sistem instalacije savremenih motora spadaju još i drugi elementi prikazani na slici 148. Termostatski ventil, u periodu zagrijavanja motora propušta tečnost u pravcu označenom na slici sa I, tek kada se tečnost zagrije na određenu temperaturu ona prolazi kroz izmjenjivač toplote (hladnjak). Ovim se skraćuje period zagrijavanja motora. Na slici 148 je čisto šematski prikazan sistem regulacije. U ovom slučaju se reguliše protok zraka kroz izmjenjivač toplote i na taj način održava u određenim granicama temperatura na izlazu iz motora, koja se uslovno uzima kao indikator toplotnog stanja motora.
Na savremenim motorima se danas vrlo često primjenjuju zatvoreni sistemi hlađenja, tj. cirkulacioni krug za tečnost, nema spoja sa spoljnom atmosferom i fluid je pod natpritiskom 2 do 3 bara. Zatvoreni sistemi omogućavaju da se izmjena toplote vrši kod viših temperaturnih razlika, jer je temperatura ključanja tečnosti za hlađenje viša. Time je intenzificiran prenos toplote i dodatno je moguće, da se smanje dimenzije izmjenjivača toplote.
Sistem za hlađenje motora tečnošću najčešće se koristi i za zagrijavanje prostora u vozilu. Na slici 149 data je detaljnija šema sistema za hlađenje motora vodom i grijanje unutrašnjeg prostora vozila.



Sl. 149 Šema grijanja i hlađenja motora hlađenih vodom

Kod zračnog hlađenja toplota se odvodi sa spoljnih zidova glave i košuljice cilindra direktno na struju zraka. U cilju boljeg prenosa toplote, spoljne površine hlađenih dijelova motora vještački se povećavaju orebrenjem. Ipak može da se smatra da je odvođenje toplote kod hlađenja zraka u prosjeku za 10 – 18% manje, nego kod hlađenja tečnošću, te su zbog toga ovi dijelovi motora termički više opterećeni. Da bi

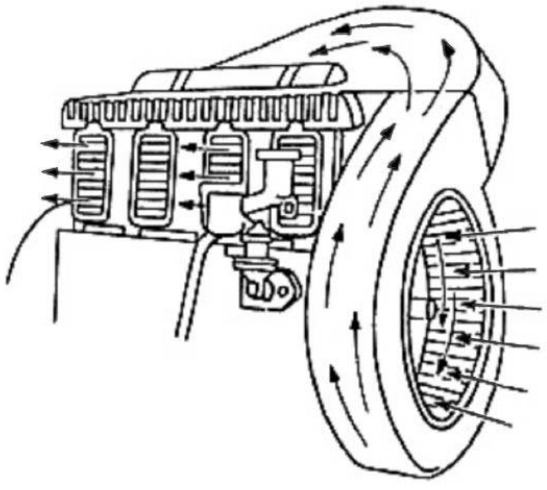
se postiglo intenzivno i dovoljno odvođenje toplote, struja zraka ne smije da se odvaja od površine rebara i treba da ima dovoljnu brzinu proticanja kroz prostor između rebara. U cilju pravilnog usmjeravanja zraka po kanalima rebara i njegovog što potpunijeg iskorištenja, sa što manjim gubicima na isticanje, cilindri se spolja oblažu limenim skretačima (4) (sl. 150).



1 – uvodnik zraka,
2 – ventilator (aksijalni ili radijalni),
3 i 4 – limeni skretači,
5 – cilindar,
6 – regulator protoka zraka,
7 – osjetni element,
p_o, T_o, p_1, T_1 – stanje zraka ispred i iza motora,
T_{cg} – temperatura cilindarske glave
(osjetni element za regulator).

Sl. 150 Šematski prikaz rasporeda elemenata instalacije kod hlađenja zrakom

Na slici 150 prikazani su još drugi elementi koji spadaju u instalaciju savremenih brzohodnih motora. Ventilator može da se smjesti ispred ili iza motora. Raspored ventilatora na motoru namijenjen za ugradnju u vozilo u velikoj mjeri zavisi od smještajnih mogućnosti ventilatora, dovoda zraka do košuljica i glava cilindara i odvoda toplog zraka, ako se on, npr. koristi za zagrijavanje unutrašnjosti automobila i slično. Obično se traži kompromis između svrsishodnosti ugradnje ventilatora na motor i podesnog smještaja na vozilu.
Postavljanjem ventilatora ispred motora (sl. 151) on djeluje kao potisni ventilator, pri ugradnji iza motora kao usisni. Drugo rješenje daje zbog usisnog dejstva bolje prilijeganje zračne struje konturi presjeka kanala između rebara. Ako se ventilator smjesti iza motora, on siše topli zrak, pa je zbog toga za iste parametre potrebna veća snaga, jer je gustina zraka manja.



Sl. 151 Instalacija za hlađenje sa ventilatorom smještenim ispred motora

Ventilator može da bude aksijalni ili radijalni, što prvenstveno zavisi od potrebnog napora i konstrukcije motora. Aksijalni ventilatori imaju tu prednost, da je njihova ugradnja znatno jednostavnija.
Redni i V motori sa četiri i više cilindara imaju obično aksijalni ventilator, bokser motori pretežno radijalni ventilator, dok se na jedno i dvocilindričnim motorima mogu naći oba tipa ventilatora.

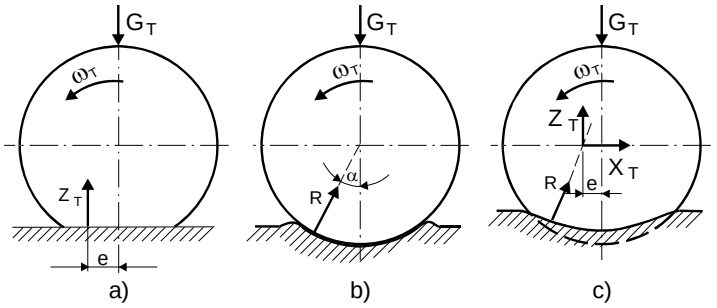
17. OSNOVI DINAMIKE DRUMSKIH VOZILA

U cilju boljeg razumijevanja funkcionisanja pojedinih sistema na vozilu, načinu prenosa snage / obrtnog momenta od motora preko transmisije na točkove, kao i definisanje sila i momenata koji napadaju pojedine sisteme na vozilu, potrebno je poznavati dinamiku motornog vozila.
Obzirom na činjenicu da je ovaj udžbenik namjenski pisan za studente koji dinamiku vozila izučavaju posebno, ovdje će biti date samo osnove dinamike, kako bi se moglo pratiti gradivo dato u ovoj knjizi.

17.1 Kotrljanje točka

U zavisnosti od podloge po kojoj se točak kotrlja razlikuju se tri slučaja:

1. Slučaj kotrljanja točka po apsolutno tvrdom putu (sl. 152 a)). Ovdje su deformacije tla zanemarivo male u odnosu na deformacije točka.
2. Slučaj kotljanja apsolutno krutog-tvrdog točka po mekom putu (sl. 152 b)). Deformacije točka su zanemarivo male u odnosu na deformacije puta.
3. Slučaj kotrljanja elastičnog točka po mekom putu (sl. 152 c)). Deformacije tačka i puta su veličine istog reda.

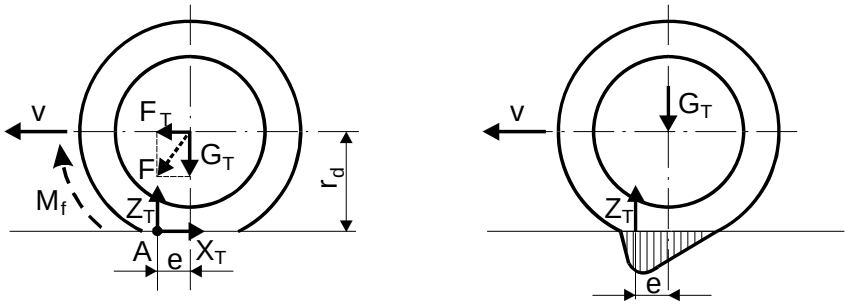


Sl. 152 Tri slučaja kotljanja točka

Oznake na slici 152 su:

G_T – težina vozila koja otpada na jedan točak
ω_T – ugaona brzina točka
R – reakcije tla
Z_T – vertikalna reakcija tla
X_T - horizontalna reakcija tla
e - položaj vertikalne reakcije tla u odnosu na osu točka.

U nastavku će se posmatrati različiti točkovi (gonjeni, pogonski i kočeni) za slučaj kotrljanja sl. 152 a), kao slučaj koji se najčešće susreće u praksi. Slučaj kotrljanja gonjenog (vođenog) točka dat je na slici 153, gdje je F_T gurajuća sila koja djeluje na osovinu točka, upravljena je u smjeru kretanja točka i paralelna je sa horizontalnom podlogom. Pravac kretanja ose točka je označen na slici 153 i ima brzinu v. Na desnom dijelu slike 153 prikazan je šrafiranom linijom raspored pritisaka između točka i podloge, odakle je i proizišla sila Z_T pomjerena za ekscentricitet "e".



Sl. 153 Kotrljanje gonjenog (vođenog) točka

Ako se sa "φ" označi koeficijent prijanjanja između točka i podloge onda se horizontalna reakcija X_T može da kreće u intervalu:

$$0 \le X_T \le Z_T \cdot \varphi \tag{108}$$

odnosno maksimalna obodna sila koju točak može da prenese može se izračunati kao:

$$X_{T\,max} = Z_T \cdot \varphi = G_T \cdot \varphi \tag{109}$$

Koeficijent prijanjanja φ zavisi od:
- stanja puta (suv, vlažan, …)
- vrste puta (makadam, asfalt, …)
- od materijala i oblikovanosti gume
- od brzine kretanja vozila itd.

Iz uslova ravnoteže točka na sl. 153 dobiva se:

$$X_T \cdot r_d - Z_T \cdot e = 0 \tag{110}$$

odnosno,

$$X_T = F_T = Z_T \cdot \frac{e}{r_d} = Z_T \cdot f \tag{111}$$

gdje je:

r_d – dinamički radijus točka

f – koeficijent otpora kotrljanja. Određuje se eksperimentalno i zavisi od: materijala i oblika pneumatika, napunjenosti pneumatika, stanja puta, brzine vožnje, elastičnog sistema vješanja itd.

Proizvod $Z_T \cdot e$ predstavlja suštinski momenat otpora kotrljanja (M_f), tj.:

$$M_f = Z_T \cdot e \tag{112}$$

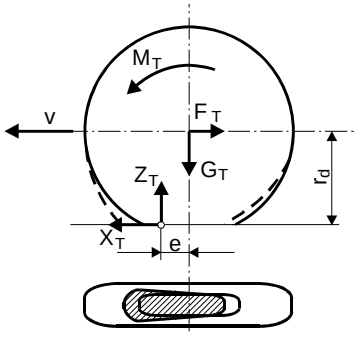
Odavde se može napisati i izraz sa silu otpora kotrljanja (R_f) kao:

$$R_f = \frac{M_f}{r_d} = Z_T \cdot \frac{e}{r_d} = Z_T \cdot f = G_T \cdot f \tag{113}$$

Za obezbjeđenje uslova za koje je moguće kotrljanje točka važi jednačina (108) odakle slijedi da je:

$$f \le \varphi \tag{114}$$

Slučaj kotrljanja pogonskog (vodećeg) točka sa silama koje na njega djeluju dat je na slici 154. Šrafirano polje označava zonu kontakta točka (pneumatika) i podloge. Pod dejstvom dovedenog momenta na točak (M_T) i radijalnog opterećenja točka (G_T) obrazuju se reakcije tla X_T i Z_T koje



Sl. 154 Kotrljanje pogonskog (vodećeg) točka

obrazuju momente $X_T \cdot r_d$ i $Z_T \cdot e$ koji se uravnotežavaju sa pogonskim momentom (M_T). Na osovini točka pojavljuje se reakcija R_T. Iz ravnoteže točka na slici 154 može se napisati:

$$M_T = X_T \cdot r_d + Z_T \cdot e \tag{115}$$

odnosno,

$$X_T = \frac{M_T}{r_d} - Z_T \cdot f = F_T - G_T \cdot f = F_T - R_f \tag{116}$$

gdje je F_T horizontalna reakcija vozila.

Uslov pri kome je ovdje moguće kotrljanje (bez proklizavanja) točka je:

$$X_T \le Z_T \cdot \varphi \tag{117}$$

odnosno,

$$\frac{M_T}{r_d} - Z_T \cdot f \le Z_T \cdot \varphi \quad ili \quad \frac{M_T}{r_d} = F_T \le Z_T(\varphi + f) \tag{118}$$

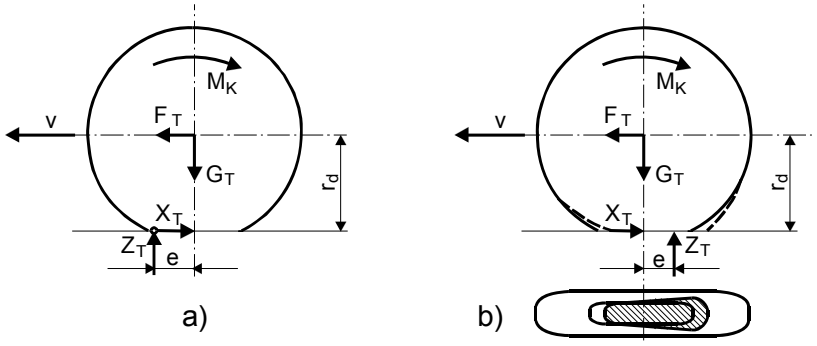
Očigledno je da je maksimalna sila (F_{Tmax}) na pogonskom točku:

$$F_{T\max} = Z_T \cdot (\varphi + f) \tag{119}$$

Koeficijent otpora kotrljanja (*f*) je mala veličina u odnosu na koeficijent prijanjanja (φ) i može se zanemariti. Za ovaj slučaj važi:

$$F_T \le Z_T \cdot \varphi \quad i \quad F_{T\max} \approx Z_T \cdot \varphi \tag{120}$$

Izraz $F_{tmax} = Z_T \cdot \varphi$ odgovara slučaju krutog točka i krute podloge.
Slučaj kočenja točka prikazan je na slici 155, koji se koči momentom kočenja $M_K = -M_T$. Sa promjenom znaka dovedenog momenta mjenja se smjer reakcije F_T i X_T.



Sl. 155 Kočeni točak

Veličina momenta M_K mijenja se od 0 do neke minimalne negativne vrijednsoti koja odgovara početku klizanja kočenog točka. Tangencijalna sila X_T se takođe mijenja u granicama:

$$-f \cdot Z_T < X_T \leq Z_T \cdot \varphi \tag{121}$$

a moment kočenja u granicama:

$$0 < M_K < Z_T \cdot \varphi \cdot r_d - Z_T \cdot e \tag{122}$$

odakle se računa minimalna obimna sila kočenog točka:

$$F_{T\min} = -Z_T(\varphi - f) \tag{123}$$

obzirom da je:

$$M_K = (-M_T) = X_T \cdot r_d - Z_T \cdot e$$

odnosno:

$$M_T = -X_T \cdot r_d + Z_T \cdot e \tag{124}$$

Povećanjem momenta kočenja, povećava se apsolutna vrijednost tangencijalne reakcije (X_T) koja prouzrokuje smanjenje kraka "e". Pri izrazito velikom momentu kočenja, rezultujuća normalna reakcija tla može da dejstvuje i na nekom odstojanju "e" iza poprečne ravni simetrije točka (slika 155 b)).

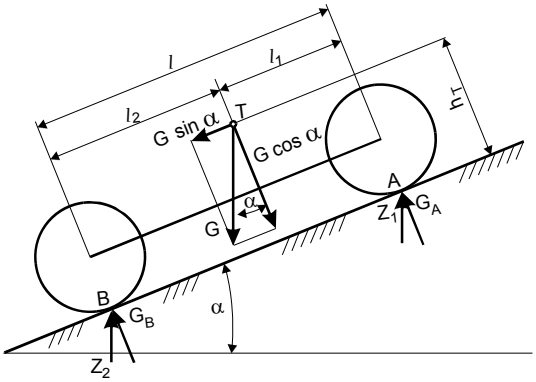
Ovdje su date samo osnove kotrljanja točka pri pravolinijskom kretanju, sa ciljem da se definišu uslovi:

- pri kotrljanju gonjenog točka,
- pri kotrljanju pogonskog točka,
- pri kotrljanju kočenog točka,

i koeficijenti prijanjanja točka (φ) i otpora kotrljanja točka (f). Koeficijenti φ i f se određuju na bazi dosta složenih eksperimenata, a u literaturi se nalaze bilo u vidu brojčanih podataka ili u vidu diagrama u zavisnosti od uslova kotrljanja točka (stanje puta, pneumatika, okolnih uslova itd.)

17.2 Određivanje koordinata težišta vozila

Za analizu dinamičkih karakteristika vozila, pored ostalog potrebno je poznavati i položaj težišta vozila. Ovo će se objasniti na najjednostavnijem primjeru vozila sa četiri točka prikazanom na usponu pod uglom α, na slici 156 Na osnovu jednačine momenata za tačke A i B (sl. 156) dobivaju se statičke reakcije vozila G_A i G_B kao:



Sl. 156 Vozilo ukočeno na usponu pod uglom α

$$G_A = G \cdot \frac{l_2}{l} \cos\alpha - G \cdot \frac{h_T}{l} \sin\alpha \tag{125}$$

$$G_B = G \cdot \frac{l_1}{l} \cos\alpha + G \cdot \frac{h_T}{l} \sin\alpha \tag{126}$$

Veličine l_1, l_2 i h_T definišu položaj težišta vozila T (sl. 156). Da bi se odredile ove veličine potrebno je posmatrati vozilo na horizontalnoj ravni (α=0). Za ovaj slučaj jednačine (125) i (126) prelaze u oblik:

$$G_A = Z_1 = G \cdot \frac{l_2}{l} \tag{127}$$

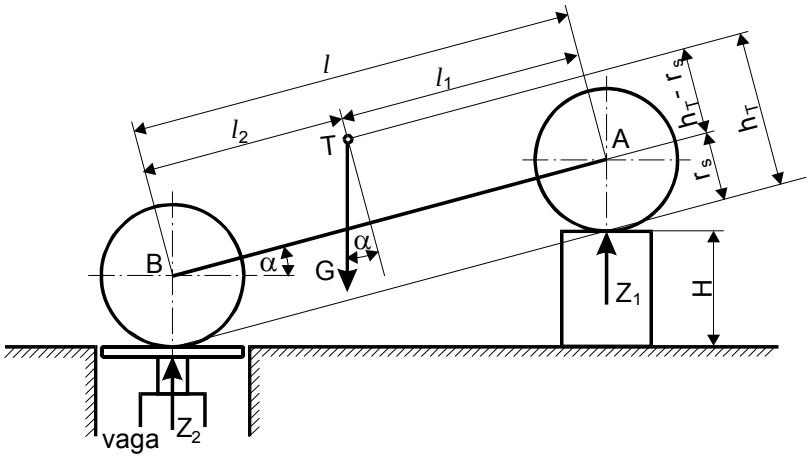
$$G_B = Z_2 = G \cdot \frac{l_1}{l} \tag{128}$$

odakle se definišu veličine:

$$l_1 = \frac{G_B}{G} \cdot l; \quad l_2 = \frac{G_A}{G} \cdot l \tag{129}$$

Težina vozila (G) i reakcije na prednjim (G_A) i zadnjim (G_B) točkovima mogu se dobiti jednostavnim vaganjem ukupnog vozila i posebno prednjeg, odnosno zadnjeg dijela.

Veličina visine težišta (h_T) dobiva se vaganjem vozila prema uslovima na slici 157, gdje je pokazano vaganje zadnjeg dijela vozila (vertikalne reakcije Z_2). Iz uslova ravnoteže u odnosu na prednju osovinu



Sl. 157 Mjerenje reakcije zadnje osovine vozila na usponu (α) pomoću vage

(tačka A) slijedi jednačina:

$$G \cdot l_1 \cdot \cos\alpha + G \cdot (h_T - r_s) \cdot \sin\alpha - Z_2 \cdot l \cos\alpha = 0 \tag{130}$$

gdje je:

r_S – statički poluprečnik točka
h_T – visina težišta kada se vozilo nalazi na horizontalnoj podlozi.

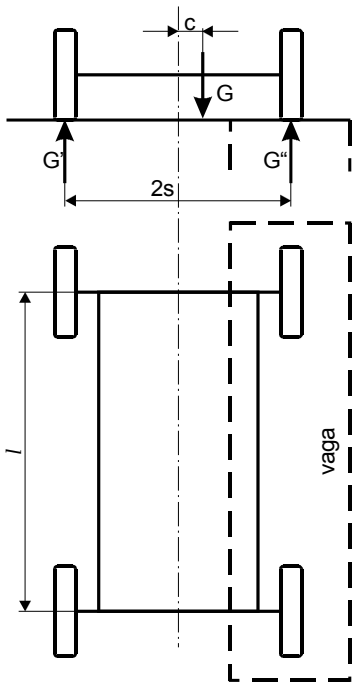
Koristeći jednačine (129) i (130) može se napisati:

$$G_B \cdot l + G \cdot (h_T - r_s) tg\alpha - Z_2 \cdot l = 0 \tag{131}$$

odnosno:

$$h_T = r_s + \frac{l}{G} \cdot \frac{Z_2 - G_B}{tg\alpha} = r_s + l_1 \left(\frac{Z_2}{G_B} - 1 \right) ctg\alpha \tag{132}$$

Za slučaj da vozilo nije simetrično po podužnoj osi kretanja, položaj težišta u odnosu na podružnu osu (c) može se odrediti uz pomoć vaganja vozila prema slici 158.



Sl. 158 Vaganje dijela vozila lijevo ili desno u odnosu na podužnu osu

Na osnovu izmjerenih reakcija G' ili G'' na vozilu može se postaviti momentna jednačina:

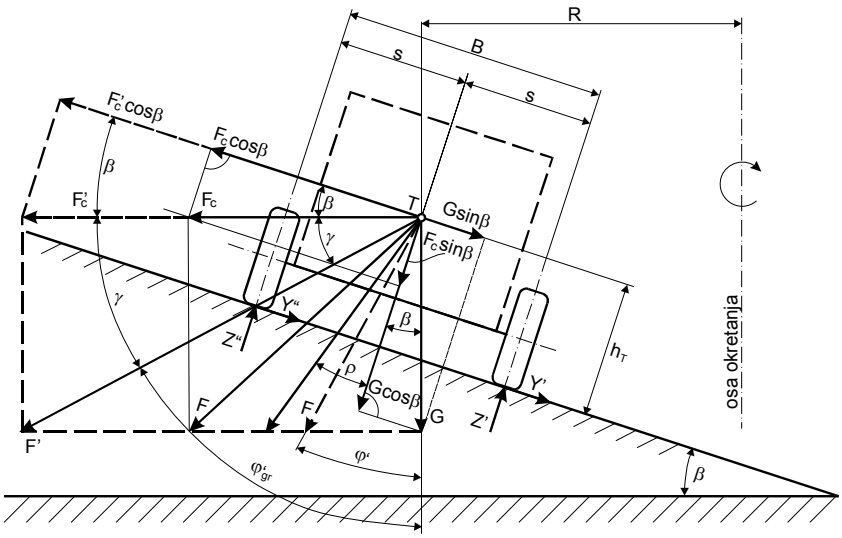
$$G'' \cdot 2s - G \cdot (s + c) = 0 \tag{133}$$

odakle se definiše položaj težišta c kao:

$$c = \left(2\frac{G''}{G} - 1 \right) \cdot s \tag{134}$$

17.3 Stabilnost vozila pri kretanju u krivini

Pri kretanju vozila u krivini javljaju se centrifugalne sile koje izazivaju bočno klizanje točkova u suprotnom pravcu od centra (ose) okretanja vozila. Da bi se smanjilo zanošenje vozila i obezbjedio sigurniji prolaz u krivini kolovoz se obično radi sa bočnim nagibim β u krivini (sl.159). Na slici 159. data je skica vozila u krivini sa svim silama koje na njega djeluju. Centrifugalna sila koja napada vozilo



Sl. 159 Šema sila na vozilu u krivini

(F_c) u krivini može se izračunati kao:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \tag{135}$$

gdje je v – brzina kretanja vozila.

Ukupna bočna reakcija tla (Y'+Y'') može se odrediti iz ravnoteže sile u bočnom pravcu kolovoza, kao:

$$Y'+Y'' = F_c \cdot \cos\beta - G \cdot \sin\beta \tag{136}$$

Uslov da ne bude bočnog klizanja je da je sila prijanjanja u bočnom pravcu veća od bočnih reakcija, tj.:

$$(G \cdot \cos\beta + F_c \cdot \sin\beta)\varphi \geq F_c \cdot \cos\beta - G \cdot \sin\beta \tag{137}$$

Centrifugalna sila (F_c) i težina vozila (G) u težištu vozila T čine rezultujuću silu (F) koja zaklapa ugao φ‘ sa silom G. Ugao φ‘ može da bude:

$$\varphi' \gtrless (\beta + \rho) \tag{138}$$

gdje je ρ ugao trenja i definiše se kao:

$$tg\rho = \varphi \quad odnosno \quad \rho = arctg\varphi \tag{139}$$

Ako je φ‘ < (β+ρ) vozilo prolazi kroz krivinu bez zanošenja, ako je φ‘ > (β+ρ) nastupa klizanje, odnosno zanošenje vozila. Ugao φ‘ zove se ugao zanošenja vozila a zavisi od ugla β i uslova kretanja vozila (brzina vozila, uslova puta, karakteristike pneumatika).
Granica zanošenja vozila je kada je:

$$F_c = G \cdot tg(\beta + \rho) \tag{140}$$

Korištenjem izraza (135) i (140) može se sračunati granična brzina zanošenja vozila kao:

$$v_{g.z} = \sqrt{g \cdot R \cdot tg(\beta + \rho)} \tag{141}$$

Daljim povećanjem brzine kretanja vozila iznad granice zanošenja ($v_{g.z}$) raste centrifugalna sila, odnosno povećava se vrijednost rezultujuće sile F. U trenutku kada rezultujuća sila F dostigne vrijednost F' (sl.159), koja prolazi kroz dodirnu tačku vanjskih točkova, dolazi se na granicu prevrtanja vozila. Svako dalje povećanje centrifugalne sile izaziva prevartnje vozila. Granica prevrtanja nastaje znači u trenutku kada je:

$$\frac{G}{F'_c} = tg\gamma = tg\left(arctg\frac{h_T}{s} - \beta \right) \tag{142}$$

gdje je:

$$F'_c = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{g \cdot p}^2}{R} \tag{143}$$

$v_{g.z}$ – brzina vozila na granici prevrtanja.

Iz jednačine (142) i (143) dobiva se granična brzina prevrtanja kao:

$$v_{g \cdot p} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{s + h_T \cdot tg\beta}{h_T - s \cdot tg\beta}} \tag{144}$$

Za slučaj puta bez bočnog nagiba u krivini ($\beta=0$) izraz (144) prelazi u oblik:

$$v_{g \cdot p} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{s}{h_T}} \tag{145}$$

Analizirajući prethodne izraze dolazi se do zaključka da je stabilnije vozilo sa većim (s) i manjim (h_T), odnosno nisko i široko vozilo je stabilnije.

17.4 Izbor pogonskog agregata (motora sui)

Eksploatacioni uslovi diktiraju karakteristike vozila, a samim tim i karakteristike motora sui. O karakteristika motora ovdje neće biti posebno govora obzirom da su one ranije diskutovano. Ovdje će biti riječi samo o potrebnoj efektivnoj snazi motora za savladavanje otpora vozila.
U ovoj analizi polazi se od bilansa sila koje treba da savlada vozilo. On se može napisati u obliku:

$$F_T = R_f + R_z + R_j + R_u \tag{146}$$

gdje je, za opšti slučaj uspona puta (ugao uspona α):

- R_f – sila otpora kotrljanja i računa se kao:

$$R_f = f \cdot G \cdot \cos\alpha \tag{147}$$

- R_z – sila otpora kretanja vozila kroz zrak i računa se kao:

$$R_z = K \cdot A \cdot v^2 \tag{148}$$

- R_j – sila otpora ubrzanja i računa se kao:

$$R_j = \left(\frac{G}{g} + \frac{1}{r_d^2} \Sigma J_{t1} \right) \cdot \frac{dv}{dt} \tag{149}$$

- R_u – sila otpora uspona i računa se kao:

$$R_u = G \cdot \sin \alpha \tag{150}$$

- F_T – obodna sila na pogonskim točkovima
- K – koeficijent otpora kretanja vozila kroz zrak
- A – površina projekcije vozila normalno na pravac kretanja
- ΣJ_{t1} – moment inercije rotirajućih masa sa gonjenim točkovima

Sila na točkovima (F_T) se može izraziti i preko efektivnog obrtnog momenta motora kao:

$$F_T = \frac{M_e \cdot i_T \cdot \eta_T}{r_d} - \frac{1}{r_d^2} \left(J_{MT} \cdot i_T^2 \cdot \eta_T + \Sigma J_{t2} \right) \cdot \frac{dv}{dt} \tag{151}$$

gdje je:

J_{MT} – momenat inercije mase rotirajućih djelova motora i transmisije
$i_T = i_m \cdot i_o$ – prenosni odnos transmisije
i_m – prenosni odnos u mjenjaču
i_o – prenosni odnos u glavnom prenosu
$\eta_T = \eta_s \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_L$ – mehanički stepen korisnog dejstva transmisije
η_s – koeficijent korisnog dejstva spojnice
η_m – koeficijent korisnog dejstva mjenjača
η_k – koeficijent korisnog dejstva kardana
η_o – koeficijent korisnog dejstva vodećeg mosta
η_L – koeficijent korisnog dejstva ležajeva poluosovina vodećih točkova

Vrijednost koeficijenta η_T je u granicama $\eta_T = 0{,}8 \div 0{,}9$.

ΣJ_{t2} – momenat inercije rotirajućih masa pogonskih (vodećih) točkova.

Koristeći izraze (146) do (151) može se napisati jednakost:

$$G \cdot f \cdot \cos \alpha + K \cdot A \cdot v^2 + \left(\frac{G}{g} + \frac{1}{r_d^2} \Sigma J_{t1} \right) \frac{dv}{dt} + G \cdot \sin \alpha =$$
$$= \frac{M_e \cdot i_T \cdot \eta_T}{r_d} - \frac{1}{r_d^2} \left(J_{MT} \cdot i_T^2 + \Sigma J_{t2} \right) \frac{dv}{dt} \tag{152}$$

odakle je efektivni obrtni momenat motora:

$$M_e = [G \cdot f \cdot \cos \alpha + K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot \sin \alpha +$$
$$+ \left(\frac{G}{g} + \frac{1}{r_d^2} \Sigma J_t + \frac{1}{r_d^2} J_{MT} \cdot i_T^2 \cdot \eta_T \right)] \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \frac{r_d}{i_T \cdot \eta_T} \tag{153}$$

Množeći jednačinu (153) sa ω – ugaonom brzinom motora i imajući u vidu da je $\frac{r_d \cdot \omega}{i_T} = v$ - brzina vozila dobiva se izraz za snagu motora kao:

$$P_e = \frac{1}{\eta_T}\left[G \cdot v\left(f \cos\alpha + \sin\alpha\right) + K \cdot A \cdot v^3 + \frac{G}{g} \cdot v \frac{dv}{dt} \left(1 + J_{MT} \cdot i_T^2 \cdot \eta_T \cdot \frac{g}{G \cdot r_d^2} + \frac{g}{G \cdot r_d^2} \Sigma J_t \right)\right] \quad (154)$$

odnosno,

$$P_e = \frac{1}{\eta_T}\left(G \cdot v \cdot \psi + K \cdot A \cdot v^3 + \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot v \frac{dv}{dt} \right) \quad (155)$$

gdje je:

$\psi = \sin\alpha + f \cdot \cos\alpha$ - koeficijent otpora puta

δ - koeficijent inercije koji se može napisati kao:

$$\delta = 1 + \sigma_1 \cdot i_m^2 + \sigma_2 \quad (156)$$

$\sigma_1 = J_{MT} \cdot \frac{g}{G} \cdot \frac{i_o^2}{r_d^2} \cdot \eta_T$ - koeficijent koji se kreće od 0,4 ÷ 0,5 za teretna vozila i autobuse, a 0,5 ÷ 0,6 za putnička vozila

$\sigma_2 = \Sigma J_t \cdot \frac{g}{G} \cdot \frac{1}{r_d^2}$ - koeficijent koji se kreće od 0,3 ÷ 0,5 za teretna vozila i autobuse, a 0,2 ÷ 0,4 za putnička vozila

$\Sigma J_t = \Sigma J_{t1} + \Sigma J_{t2}$ - momenat rotirajućih masa na gonjenoj i pogonskoj osovini.

Izraz (155) se koristi za proračun efektivne snage motora, uz napomenu da se koeficijent δ teže određuje bez poznate konstrukcije i izgleda svih rotirajućih masa. Koeficijent δ se najčešće usvaja približno na osnovu iskustvenih podataka.

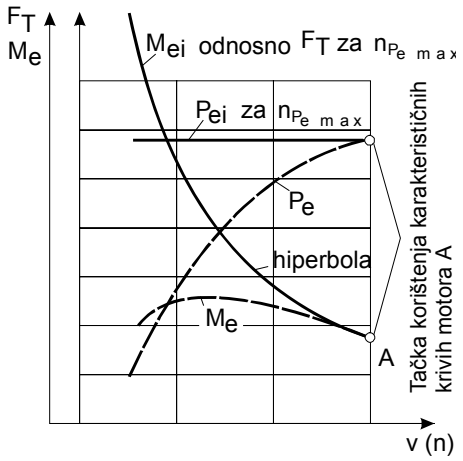
17.5 Vučno-dinamičke karakteristike vozila

Osnovno mjerilo funkcionalne sposobnosti transportnih vozila je brzina kretanja. Zbog toga se performanse vozila analiziraju u funkciji brzine kretanja vozila i zovu se vučno-dinamičke karakteristike. Prva karakteristična veličina na vozilu je obodna sila na tačku vozila F_T. Ona se može izraziti u funkciji brzine vozila na osnovu osnovnog zakona o eksploataciji vozila koji glasi: snaga motora u svim uslovima kretanja vozila treba biti potpuno iskorištena, odnosno treba da je zadovoljen uslov:

$$P_{ei} = \frac{F_T \cdot v}{\eta_T} = const \quad (157)$$

odnosno da je snaga u diagramu F_T - v prava linija, a sila (F_T) u zavisnosti od brzine treba da se mijenja po hiperboli kao i obrtni momenat.

Imajući u vidu ranija saznanja o karakteru snage motora $P_e = f(n)$ i obrtnog momenta $M_e = f(n)$ i želje da se snaga motora P_{ei} zadrži konstantnom u funkciji brzine vozila, odnosno da se sila F_T ili momenat $M_{ei} = F_T \cdot r_d$ mijenja po hiperboli, ovo sve se može samo postići pomoću bezstepenog mjenjača (hidrauličkog, električnog). Slika 160 pokazuje pretvaranje karakteristike motora [P_e, $M_e = f(n)$] u poželjne karakteristike snage (P_{ei}) i momenta (M_{ei}), odnosno sile (F_T) na glavčini točka pri



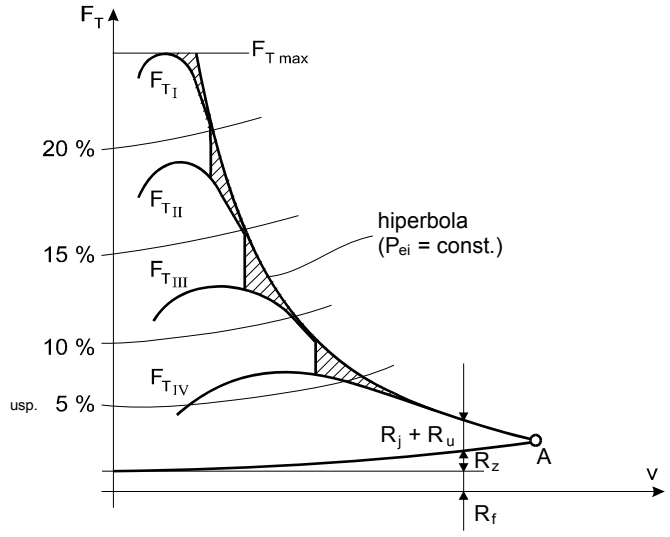
Sl. 160 Pretvaranje karakteristika motora u poželjne karakteristike na glavčini točka

kontinualnom prenosu i broju obrtaja pri maksimalnoj snazi. Da bi se konstruisao diagram vuče vozila sa jednim višestepenim mehaničkim mjenjačem (npr. sa 4 stepena prenosa) sile vuče na točkovima u pojedinim stepenim prenosa se računaju kao:

$$F_{Ti} = \frac{M_e \cdot i_i \cdot \eta_T}{r_d} \tag{158}$$

gdje je i_i – prenosni odnos u i-tom stepenu prenosa mjenjača.

Sila otpora kotrljanja (R_f) za poznati put je konstantna (R_f = const.), sila otpora zraka (R_z) je funkcija kvadrata brzine a ostatak sile, do ukupne sile na točku F_{Ti}, troši se na savladavanje uspona (R_u) i ubrzanje (R_j). Ovo se najbolje vidi na slici 161.

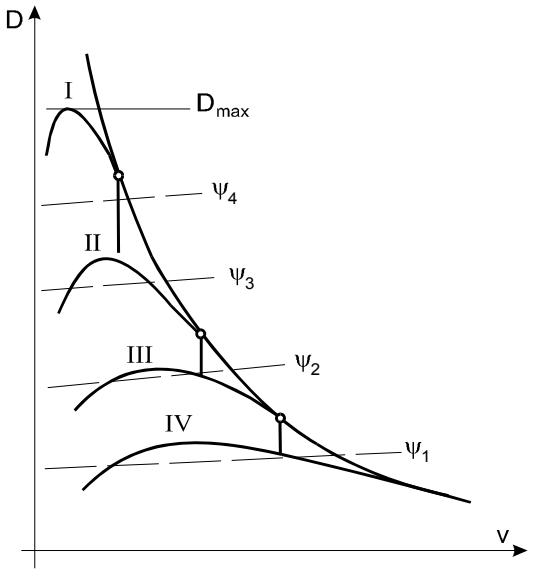


Sl. 161 Diagram vučne sile vozila sa stepenastim mjenjačem

Iz diagrama na slici 161 vidi se da je maksimalna sila na točku (F_{Tmax}) za slučaj kretanja vozila u I brzini. Diagram poslije tačke A desno nije interesantan jer vozilo sa pogonskim motorom ne može da savlada silu otpora zraka i kotrljanja. Ustvari prostor lijevo od tačke A, omeđen odozdo krivom R_Z i odozgo krivim F_{Ti} predtavlja radno polje vozila. Šrafirane zone na slici 161 predstavljaju neiskorištene prostore (gubitke) usljed primjene stepenastih mjenjača. Ovaj diagram na sl. 161 često se zove NDV diagram ili "normalni diagram vuče".
Polazeći od izraza (146), (151) i (155) može se napisati izraz:

$$D = \frac{F_T - R_Z}{G} = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \tag{159}$$

koji predstavlja, tzv. dinamički faktor. Odražava razliku obimne sile na pogonskim točkovima (F_T) i sile otpora zraka (R_Z) po jedinici težine vozila (G). To je ustvari specifični bilans vučne sile koji stoji na raspolaganju za savladavanje otpora kotrljanja i otpora ubrzanja. Diagram D = f(v) prikazan je na sl. 162. Linijeψ_1, ψ_2, … (simboliziraju otpor puta) predstavljaju skoro prave linije.



Sl. 162 Diagram dinamičkog faktora

Na osnovu NDV diagrama može se ocjeniti mogućnost eksploatacije određenog vozila u zadatim uslovima.
Na osnovu NDV-diagrama mogu se odrediti i druge karakteristične veličine vozila: ubrzanje, vrijeme i put potrebni za promjenu brzine vozila od vrijednosti v_1 na vrijednost v_2. Ovi podaci se mogu dobiti koristeći izraz (159), kao:

- ubrzanje vozila:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta}(D - \psi) \tag{160}$$

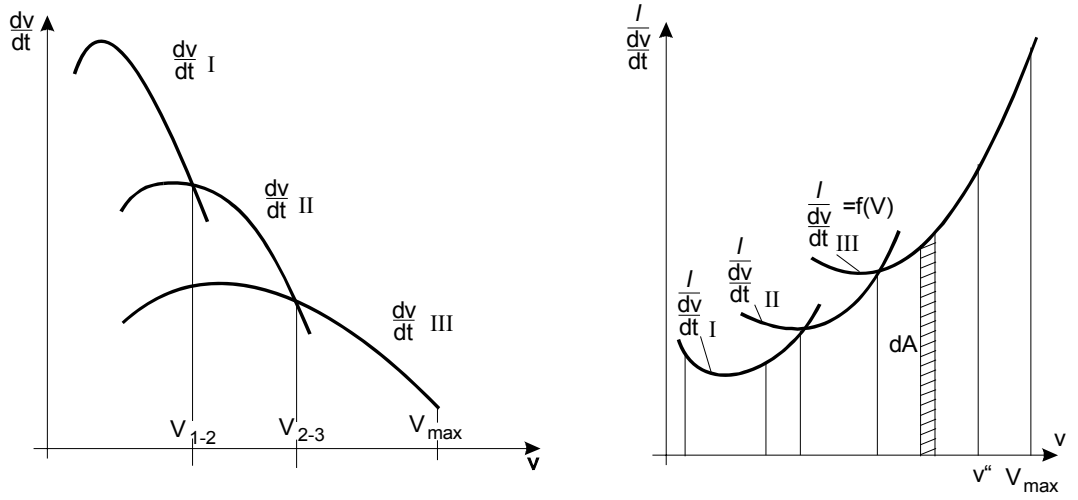
- vrijeme potrebno za povećanje brzine sa v_1 na v_2:

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{\frac{dv}{dt}} \cdot dv \tag{161}$$

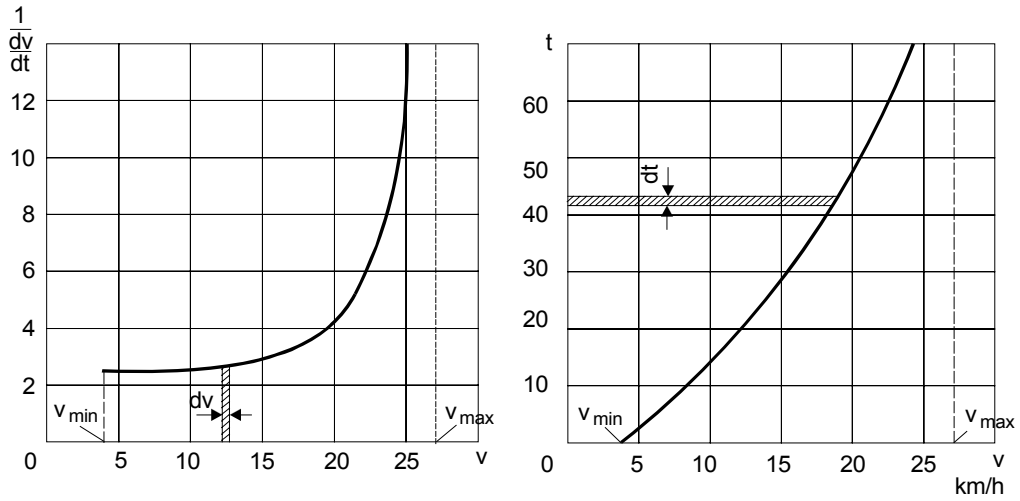
- put potreban za povećanje brzine sa v_1 na v_2:

$$s_v = \int_{t_1}^{t_2} v \cdot dt \tag{162}$$

Izgled krivih $\frac{dv}{dt}$ i $1/\frac{dv}{dt} = f(v)$ dat je na slici 163 za tri stepena mjenjača, a na slici 164 dat je diagram krive $1/\frac{dv}{dt}$ i $t = f(v)$ za jedan stepen mjenjača.

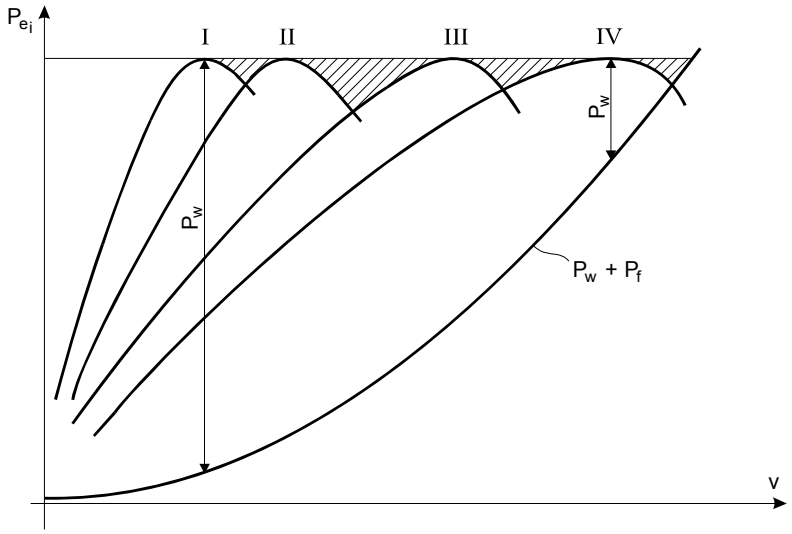


Sl. 163 Diagram ubrzanja $\left(\frac{dv}{dt}\right)$ i recipročna vrijednost $1/\frac{dv}{dt}$ u funkciji brzine vozila za tri stepena mjenjača



Sl. 164 Diagram $1/\frac{dv}{dt}$ i vremena t u funkciji promjene brzine (v) za jedan stepen mjenjača

Druga vrsta karakterističnih diagrama je diagram vučne snage vozila u funkciji brzine kretanja. Dobiva se jednostavno umnoškom pojedine sile (R_Z, R_f, P_T, …) sa brzinom kretanja vozila (v). Takav jedan diagram prikazan je na sl. 165 za vozilo sa četvorostepenim mjenjačem. Kriva $P_Z + P_f = (R_Z + R_f) \cdot v$



Sl. 165 Diagram vučne snage

predstavlja krivu snage koja se troši na savladavanje otpora kotrljanja (R_f) i otpora kretanja kroz zrak (R_Z). Ostatak raspoložive snage (P_w) troši se na savladavanje uspona (R_u) i ubrzanja (R_j), tj.:

$$P_w = P_j + P_u = \left(R_j + R_u\right) \cdot v \tag{163}$$

Šrafirana površina na slici 165 predstavlja gubitak snage zbog primjene stepenastog mehaničkog mjenjača. Veći broj stepeni mjenjača znači istovremeno da su manji gubici snage. Za kontinualni bezstepeni mjenjač ovi gubici snage ne postoje.

18. SISTEMI PRENOSA SNAGE I TRANSFORMACIJE OBRTNOG MOMENTA (TRANSMISIJA)

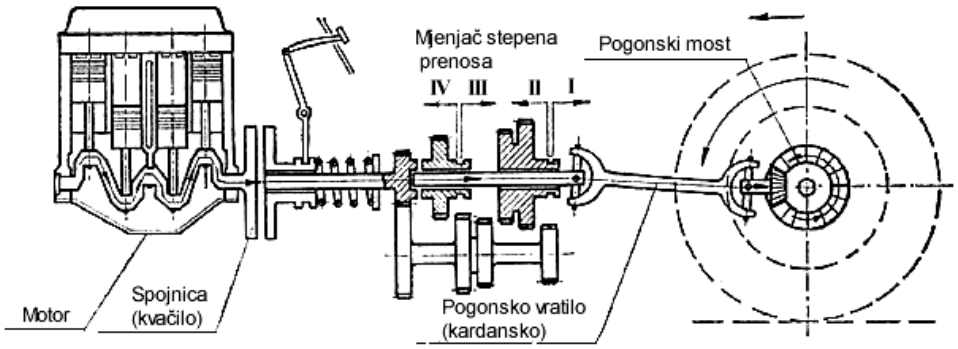
Sistemi prenosa snage i transformacije obrtnog momenta kod motornih vozila imaju osnovni zadatak da prenesu snagu pogonskog agregata do pogonskih točkova ili lančanika gusjenice, uz odgovarajuću transformaciju obrtnog momenta. Cilj je da sistem prenosa snage u svim uslovima rada vozila obezbijedi potpuno iskorištenje snage motora.
Osnovni elementi transmisije su:

- spojnica (kvačilo),
- mjenjač,
- kardansko vratilo,
- vodeći most sa diferencijalom i poluosovinom.

Koncepcijski raspored elemenata (podsistema) transmisije je različit kod različitih vozila i zavisi u osnovi od:

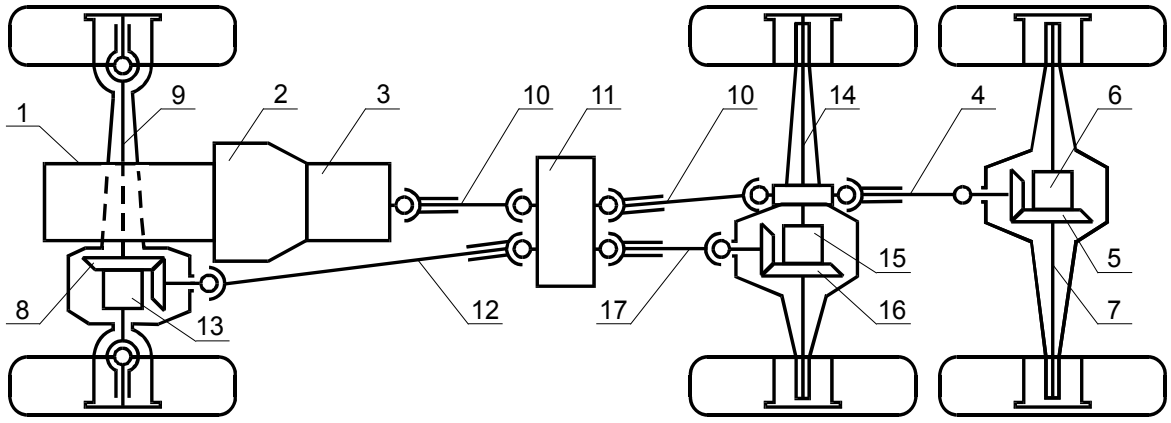
- položaja motora u odnosu na pogonske točkove i
- broja pogonskih osovina.

Na slici 166 dat je raspored elemenata transmisije za vozilo sa motorom naprijed i pogonskim točkovima pozadi. Ovo je jedna od kombinacija koja se koristi kod putničkih vozila.



Sl. 166 Transmisija vozila sa motorom naprijed i pogonom pozadi

Složenija transmisija je kod vozila koji imaju veći broj pogonskih osovina. Primjer takve jedne transmisije dat je na slici 167 gdje vozilo ima tri pogonske osovine.



1 – motor; 2 – spojka; 3 – mjenjač; 4, 10, 12, 17 – kardansko vratilo; 5, 8, 16 – glavni prijenosnik; 6, 13, 15 – diferencijal; 7, 9, 14 – pogonsko vratilo točka; 11 – razvodnik pogona

Sl. 167 Šema transmisije sa tri pogonske osovine

U nastavku će biti objašnjeni principi rada i glavne karakteristike osnovnih elemenata (podsklopova) transmisije.

18.1 Spojnica

Spojnica je mehanizam koji služi za spajanje dva mašinska elementa ili agregata. Osim glavne uloge da prenose obrtni moment od motora ka transmisiji, spojnica kod motornih vozila izvršava i niz drugih važnih zadataka kao što su odvajanje motora od transmisije i ponovno spajanje, omogućavanje ravnomjernog polaska vozila s mjesta, ubrzavanje vozila i omogućavanje promjene stepeni prenosa za vrijeme kretanja vozila uz minimalne udare zuba sparenih zupčanika. Karakter pojava koje se javljaju kao posljedica promjene stepena prenosa pokazuje da se udarno opterećenje na zube zupčanika u mjenjaču može smanjiti 30 do 50 puta, ako se između motora i mjenjača postavi frikciona spojnica.
Pomoću spojnice sa ostvaruje ravnomjerno pokretanje vozila s mjesta.
Dobro konstruisana spojnica mora imati slijedeće osobine:

- da potpuno isključi, odnosno odvoji motor od transmisije, da bi se prilikom uključenja spojnice mogao predati najpovoljniji obrtni moment na vodeće točkove;
- da omogući ravnomjerno uključivanje, kako bi moment trenja mogao postepeno da se povećava;
- da omogući brz odvod toplote, koja se javlja na površinama trenja prilikom proklizavanja, kako u vrijeme uključivanja kvačila, tako i prilikom preopterećenja;
- da gonjeni dijelovi spojnice imaju što manji moment inercije;
- da omogući automatizaciju procesa uključivanja i isključivanja.

Prema načinu prenosa obrtnog momenta spojnice se mogu podijeliti na:

- frikcione (sa mehaničkim trenjem),
- hidrodinamičke,
- elektromagnetne i
- kombinovane.

Prema načinu komandovanja uključivanjem, odnosno isključivanjem spojnice postoji slijedeća podjela:

- komandovanje od strane vozača (korištenjem energije mišića ili pomoću servo uređaja koji rade korištenjem sabijenog zraka, potpritiska i elektromagnetne energije),
- automatsko komandovanje koje može biti u zavisnosti od položaja pedale akceleratora, u zavisnosti od broja obrtaja i opterećenja motora i u zavisnosti od pomjeranja poluge za promjenu stepeni prenosa.

18.1.1 Frikcione spojnice

Spojnice koje za prenos obrtnog momenta koriste mehaničko trenje, najviše su u upotrebi na motornim vozilima. Do dvadesetih godina ovog vijeka su u upotrebi bile konusne spojnice. S pojavom motora većih snaga i brojeva obrtaja, ovaj tip spojnica morao je biti izbačen, zbog ozbiljnog nedostatka koji se sastojao u naglom (udarnom) uključivanju koje je izazvala sila paralelna konusnim površinama a čiji je smjer bio ka pogonskom dijelu spojnice.

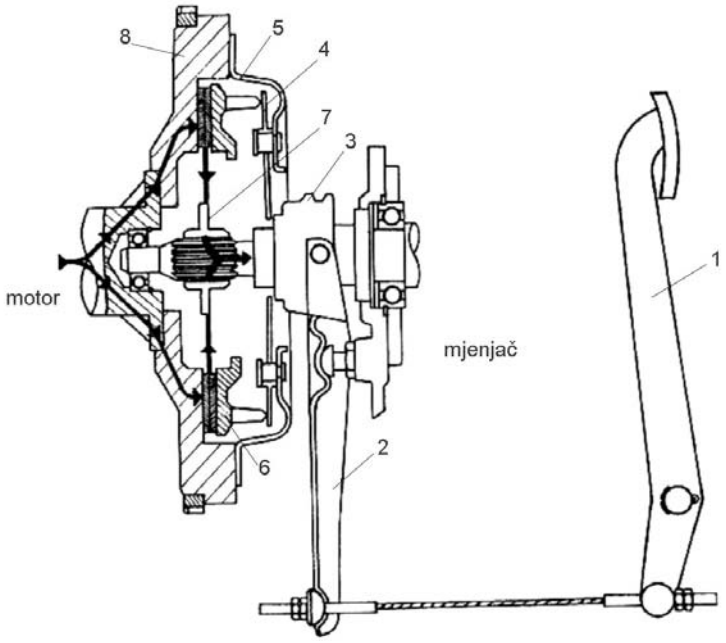
U današnje vrijeme, na vozilima sa stepenastim zupčastim mjenjačem primjenjuju se lamelaste spojnice, i to uglavnom sa jednom lamelom (diskom). Rad lamelaste spojnice zasnovan je na korištenju sila trenja koje se javljaju među taručim površinama. Površine koje vrše prenos obrtnog momenta dijele se na

pogonske i gonjene. Pogonski dijelovi spojnice su vezani za zamajac motora i obrću se zajedno s njim. Gonjeni dijelovi spojnice vezani su za spojničko vratilo mjenjača. Ako se pogonski dijelovi spojnice spoje sa gonjenim dijelovima, tada se ostvario prenos obrtnog momenta od motora ka mjenjaču, tj. na spojnično vratilo mjenjača. Ravnomjernost uključivanja postiže se proklizavanjem površina pogonskih i gonjenih dijelova spojnice, kada se postepeno približavaju jedni drugima.
Trenje među površinama pogonskih i gonjenih elemenata spojnice mora biti takvo da omogućava prenos obrtnog momenta, što uslovljava veličinu frikcionih površina i koeficijent trenja, te prema tome i odgovarajući frikcioni materijal.

Zamajac motora je sa svoje unutrašnje strane glatko obrađen i služi kao površina za nalijeganje središnje ploče sa oblogama (lamele). Osim toga zamajac služi kao kućište spojnice. Lamela je prenosni element spojnice i ona svojom glavčinom tvori pomičnu spojnicu sa žljebovima spojničkog vratila. Spojničko vratilo je sa jedne strane oslonjeno u ležištu koje se nalazi u kućištu mjenjača, a sa druge strane u ležištu kliznom ili kugličnom, koje se nalazi u zamajcu. Iza lamele se nalazi potisna ploča koja je potiskivana oprugama, koje su oslonjene sa jedne strane na potisnu ploču a sa druge na kućište kvačila.
Pritiskom ovih opruga ostvaruje se pritisak potisne ploče na lamelu, a lamele na zamajac, te se na taj način vrši prenos obrtnog momenta. U toku vožnje postoji stalan pritisak potisne ploče na lemelu, tj. spojnica je stalno uključena.

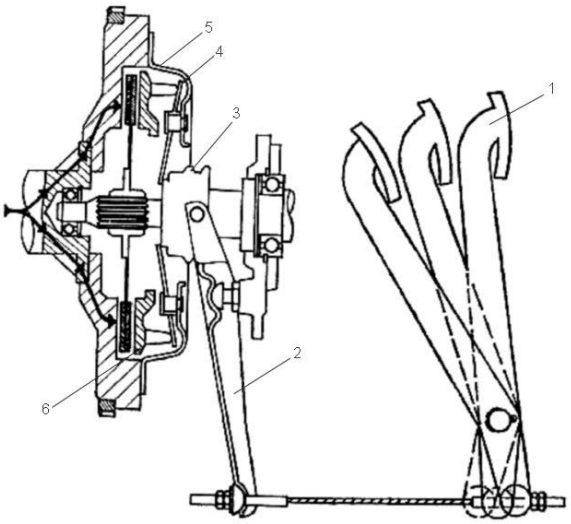
Mehanizam za isključivanje spojnice sastoji se od: pedale spojnice, isključivača sa potisnim ležajem i tri ili četiri dvokrake poluge na kojima se nalaze zavrtnji za podešavanje zazora između tih poluga i potisnog ležaja.

Na slici 168 i slici 169 dat je šematski prikaz rada lamelaste spojnice (kvačila). Na ovim slikama su date uproštene šeme spojnica sa jednom lamelom, kako bi se mogao bolje razumjeti rad spojnice.



1 – papučica kvačila; 2 – isključna viljuška; 3 – potisno ležište; 4 – žabica kvačila (potisna opruga);
5 – zvono kvačila; 6 – potisna ploča; 7 – disk kvačila; 8 – zamajac

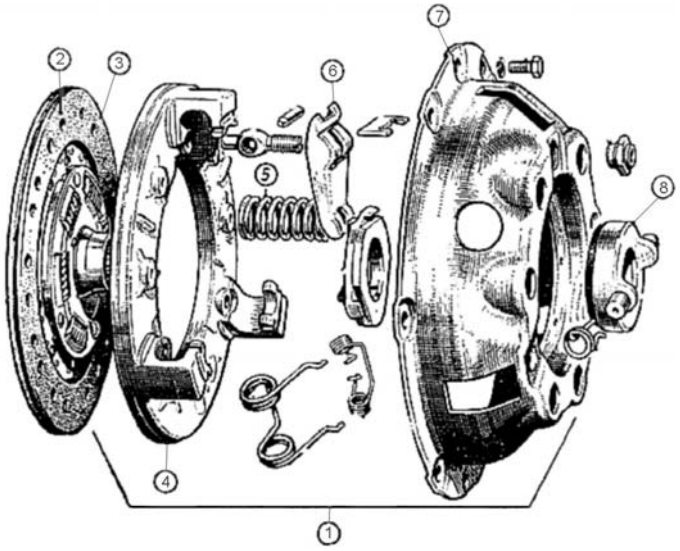
Sl. 168 Šematski prikaz uključene spojnice



Pritiskom noge na papučicu kvačila (1) preko isključne viljuške (2) potiskuje se aksijalno potisno ležište (3). Isto dejstvuje na žabice kvačila (4) koje imaju ulogu poluge uležištene u zvono kvačila (5). Kvačilo se obično realizuje sa po 3 žabice raspoređene po obimu. Žabica kvačila je svojim drugim krajem povezana sa potisnom pločom (6) koju u procesu isključivanja kvačila povlači, savlađujući silu u potisnim oprugama kvačila, i na taj način se oslobađaju frikcione površine od opterećenja. Puštanjem papučice kvačila aksijalna sila potisnih opruga kvačila potiskuje potisnu ploču (6) pa je transmisija ponovno povezana sa pogonskim agregatom.

Sl. 169 Šematski prikaz procesa isključivanja spojnice

Na slici 170 prikazan je aksonometrijski pogled glavnih djelova uobičajene konstrukcije spojnice za automobile. Za ovu konstrukciju primjenjene su zavojne opruge kao potisne opruge, dok su žabice kvačila (6) (isključne poluge) posebno izvedene.

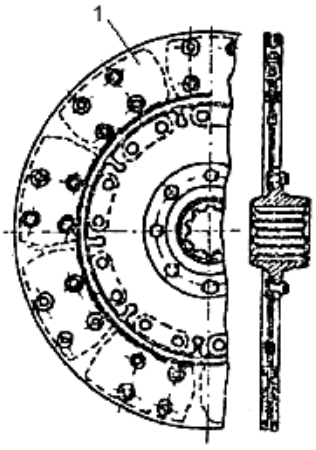


1 – kvačilo (spojnica),
2 – prenosna ploča,
3 – obloga prenosa ploče,
4 – potisna ploča (napadno tijelo),
5 – potisna opruga kvačila,
6 – žabica kvačila,
7 – zvono mjenjača (kvačila),
8 – potisno težište kvačila

Sl. 170 Glavna spojnica automobila

Lamelaste spojnice su obično takve konstrukcije, da su stalno uključene, a isključuju se samo onda kada se vrši promjena stepena prenosa u mjenjaču. Obzirom na to, da se zahtijeva, da zahvat spojnice bude što elastičniji (ravnomjerno uključivanje) a lamela je taj element koji treba da ostvari tu elastičnost – to je lamela u toku razvoja motornog vozila pretrpila znatne promjene u konstrukciji.
Jedna od prvih konstrukcija je kruta lamela, kod koje je središnja ploča (lamela) zakivcima spojena sa glavčinom lamele u čvrstu (krutu) vezu. Jedina elastičnost kod ove lamele je u proklizavanju između frikcionih površina, pri čemu se jedan dio energije pretvara u toplotu.
Često prekopčavanje stepeni prenosa u mjenjaču, a naročito u gustom gradskom saobraćaju zahtijeva povoljniju konstrukciju lamele.
Jedan od načina obezbjeđenja ravnomjernog uključivanja spojnice je da se lamela u rasterećenom stanju izvede u obliku veoma blagog konusa (središnja ploča je elastična). Pri ravnomjernom potisku pritisnih opruga potisne ploče, potisna ploča potiska lamelu ka zamajcu, ali ona u prvom momentu ne ulazi u zahvat cijelom površinom. Daljnjim pritiskom pritisnih opruga potisne ploče dolazi do postepenog ispravljanja lamele što znači da ona ulazi u zahvat sa zamajcem i potisnom pločom postepeno

(u radijalnom pravcu).
Ravnomjernost prilikom uključivanja postiže se također pri primjeni središnje ploče sa segmentima koji nisu u istoj ravni (sl. 171). Segmenti (1) pričvršćuju se zakivcima za glavčinu lamele, a na segmente se zakovicama pričvršćuju frikcione obloge. Prilikom uključivanja spojnice površina trenja lamele ulazi u zahvat sa zamajcem i potisnom pločom nejednovremeno. Usljed povećanog pritiska potisne ploče



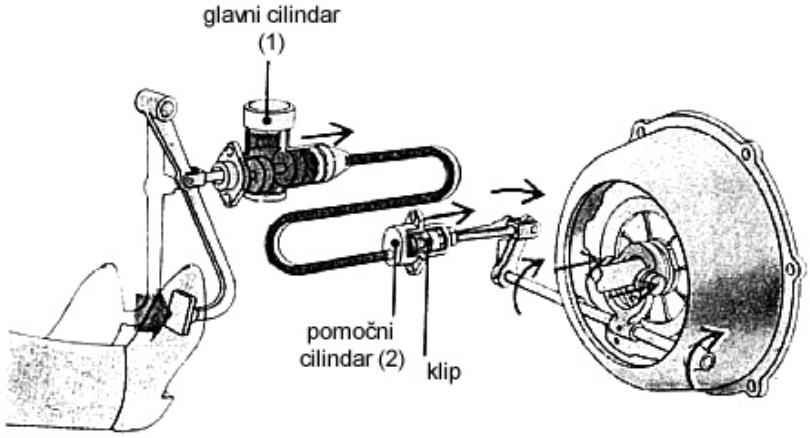
Sl. 171 Lamela sa elastičnim elementima

(usljed dejstva pritisnih opruga potisne ploče) dolazi do ispravljanja (deformacije u aksijalnom pravcu) elastičnih segmenata na koje su pričvršćene frikcione obloge što povećava ravnomjernost uključivanja.
Najčešće upotrebljavana konstrukcija lamele je elastična lamela sa prigušivačem (sl. 172). Ova lamela razlikuje se od lamele sa elastičnim segmentima po tome što se glavčina spojnice za središnju ploču spaja preko zavojnih opruga (prigušivača) koje su tangencijalno raspoređene u procjepima kako

Sl. 172 Elastična lamela sa prigušivačem

središnje ploče tako i ploče na kojoj se nalazi glavčina. Pri zahvatu lamele u spreg sa zamajcem motora preko svojih frikcionih obloga obrtni moment se prenosi sa diska, preko orpuga koje se elastično suprotstavljaju prenosu obrtnog momenta, na glavčini. Zbog ovakog prigušenja pri prenosu obrtnog momenta dobije se veoma mekan (bezudaran) prenos obrtnog momenta na spojnično vratilo.
Kod motora velikih snaga potrebno je prenijeti relativno visok obrtni moment pri visokom broju obrtaja uz uslov da spojnica zadrži mali gabarit. Da bi spojnica zadržala male dimenzije i da bi bila u stanju prenijeti velik obrtni moment konstruisana je frikciona spojnica sa dvije lamele. U odnosu na jednolamelastu spojnicu spojnica sa dvije lamele ima još jednu potisnu ploču i lamelu, te se na taj način dvostruko povećava površina trenja. Povećana površina trenja omogućava prenos većeg obrtnog momenta. Kako je povećana frikciona površina, to i pritisak opruga potisne ploče mora biti veći, što često zahtijeva upotrebu servo – komandnog uređaja za uključivanje i isključivanje spojnice, pošto sila koju vozač ostvaruje pritiskom noge može biti nedovoljna.

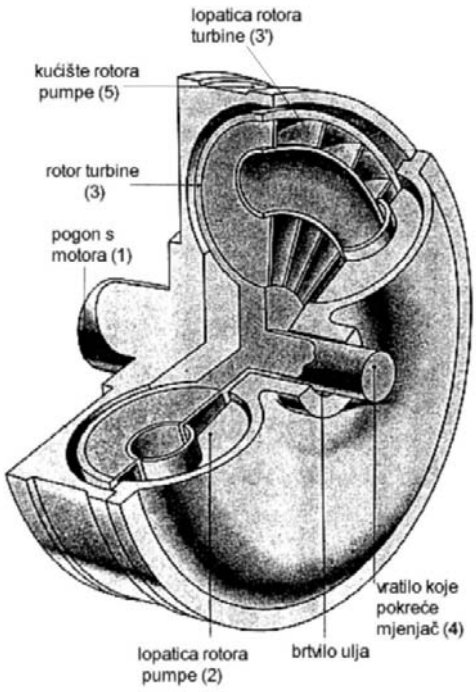
Na slici 173 data je skica frikcione spojnice sa hidrauličnim komandovanjem.



Sl. 173 Frikciona spojnica sa hidrauličnim komandovanjem

18.1.2 Hidrodinamičke spojnice

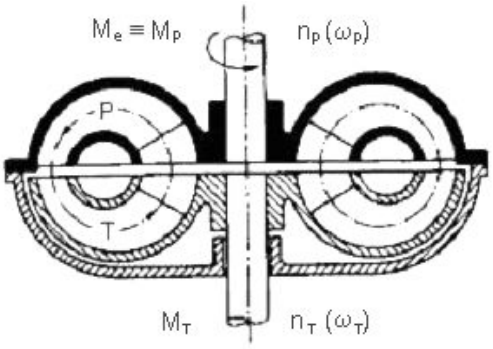
Hidrodinamičke spojnica se razlikuje od frikcione po konstrukciji i po načinu dejstva. Ideja prenosa snage pretvaranjem hidroenergije u mehaničku javila se kao posljedica složenih zahtjeva. Hidrodinamički prenosnici ostvaruju prenos snage, sa pogonskog na vođeno vratilo, naizmjeničnim ubrzavanjem i usporavanjem radnog fluida u zatvorenom krugu cirkulacije koga formiraju lopatice radnih kola. Pri ubrzanom kretanju radnog fluida (ulja) u kanalima pumpnog kola mehanička energija motora, se pretvara u kinetičku energiju ulja. Suprotno se događa u međulopatičnim kanalima turbinskog kola. Ulje se usporava – njegova kinetička energija se ponovo pretvara u mehaničku energiju turbinskog kola. Karakteristika hidrodinamičkih (hidrauličnih) prenosnika su visoke brzine strujanja radnog fluida pri relativno niskim pritiscima.



Sl. 174 Hidrodinamička spojnica

Hidrodinamička spojnica (sl. 174) sastoji se iz kola pumpe (2) koje je ugrađeno u kućište spojnice a koje je spojeno sa koljenastim vratilom motora (1) i iz kola turbine (3) koje je vazano za izlazno (gonjeno)

vratilo (4). Kolo pumpe i kolo turbine imaju radijalne lopatice, a nalaze se u zajedničkom kućištu (5) koje je do određenog nivoa napunjeno uljem. Gonjeno vratilo je uležišteno u ležajevima.
U radijalnim lopaticama pumpnog kola, koje je gonjeno motorom, dolazi do ubrzavanja radnog fluida (ulja) od unurašnjeg dijela ka spoljnjem dijelu pumpnog kola, usljed dejstva centrifugalne sile, a zatim do usporenja radnog fluida u turbinskom kolu. Na taj način se ostvaruje prenošenje energije hidrauličnim putem sa pumpnog kola na turbinsko kolo. Smjer toka fluida obilježen je strelicama (na slici 175). Pošto je kroz kanale pumpe i turbine strujanje tečnosti moguće samo ako ima klizanja čestica,



Sl. 175 Princip rada hidrodinamičke spojnice

dolazi do određenog zaostajanja turbinskog u odnosu na pumpno kolo $n_p - n_T$. Sa razlikom brojeva obrtaja $n_p - n_T$, u uskoj vezi je klizanje hidraulične spojnice δ_s. Ukoliko je veće klizanje, hidraulična spojnica prenosi veći obrtni moment motora M_e ali istovremeno ima manji stepen korisnog dejstva η_s.
Ne ulazeći u detaljnu analizu procesa strujanja fluida u hidrodinamičkoj spojnici, u nastavku će se dati samo osnovni parametri spojnice:

- stepen proklizavanje spojnice (δ_s) definiše se kao:

$$\delta_s = \frac{\omega_p - \omega_T}{\omega_p} = \frac{n_p - n_T}{n_p} = 1 - \frac{n_T}{n_p} \tag{164}$$

- prenosni odnos kod hidroprenosnika, za razliku od mehaničkih prenosnika, nije konstantan i računa se kao:

$$i_h = \frac{n_T}{n_p} = 1 - \delta_s \tag{165}$$

- stepen iskorištenja spojnice (η_s) definiše se kao:

$$\eta_s = \frac{P_T}{P_p} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_p \cdot n_p} \tag{166}$$

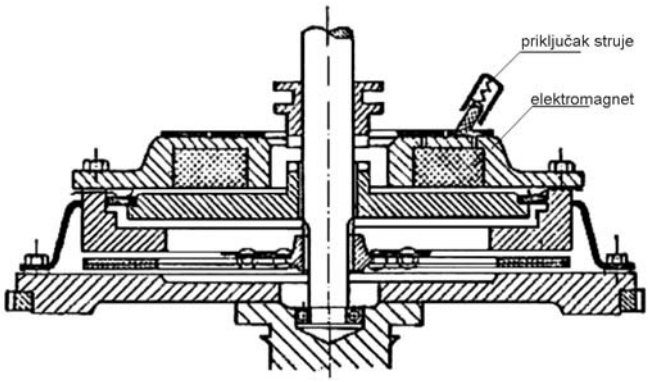
a za slučaj kvazistatičkog režima rada sa različitim brojevima okretaja pumpnog i turbinskog kola ($M_T \approx M_P$) može se pisati da je:

$$\eta_s = \frac{n_T}{n_p} = i_h = 1 - \delta_s \tag{167}$$

Hidrodinamičke spojnice za motorna vozila se biraju prema maksimalnoj snazi motora kada se ostvaruje proklizavanje δ_s=(2÷3)%, što znači da je stepen iskorištenja spojnice η_s = 0,97÷0,98. U prelaznim režimima ove vrijednosti idu znatno niže, što utiče na podizanje temperature radnog fluida.

18.1.3 Elektromagnetne spojnice

Elektromagnetne spojnice spadaju u grupu spojnica sa automatskim upravljanjem, koje potpuno oslobađaju vozača fizičkog napora. Postavljanjem pogodnih mehanizama obično se izbacuje pedala kvačila i zbog toga se takva vozila nazivaju vozila sa dvopedalnim upravljanjem (pedala kočnice i pedala akceleratora). Primjer konstrukcije elektromagnetne spojnice prikazan je na slici 176.



Sl. 176 Elektromagnetne frikcione spojnice

Elektromagnet dobiva energiju od generatora, a ona zavisi od broja obrtaja motora.
Pri praznom hodu motora napon generatora je nedovoljan, te magnetski tok ima malu veličinu i kao posljedica toga, kvačilo se ne uključuje. Povećanjem broja obrtaja motora napon generatora se povećava i spojnica se uključuje ravnomjerno.
Prilikom uspostavljanja magnetskog toka između zamajca i kotve, feromagnetični prašak ispunjava prostor zračnog zazora između pogonskog i gorenjog elementa.
Poslije isključivanja spojnice feromagnetični prašak može ostati djelimično namagnetisan i kao posljedica toga, spojnica može prenositi obrtni moment iako je isključena. Da bi se ova pojava izbjegla, kroz namotaje elektromagneta pušta se suprotan tok struje, nakon čega se prašak razmagnetiše. Na ovaj način se vrši preko specijalnih releja i promjena stepeni prenosa. Releji su u vezi sa ručicom mjenjača.
Elektromagnetne spojnice našle su primjenu uglavnom na malolitražnim putničkim automobilima.

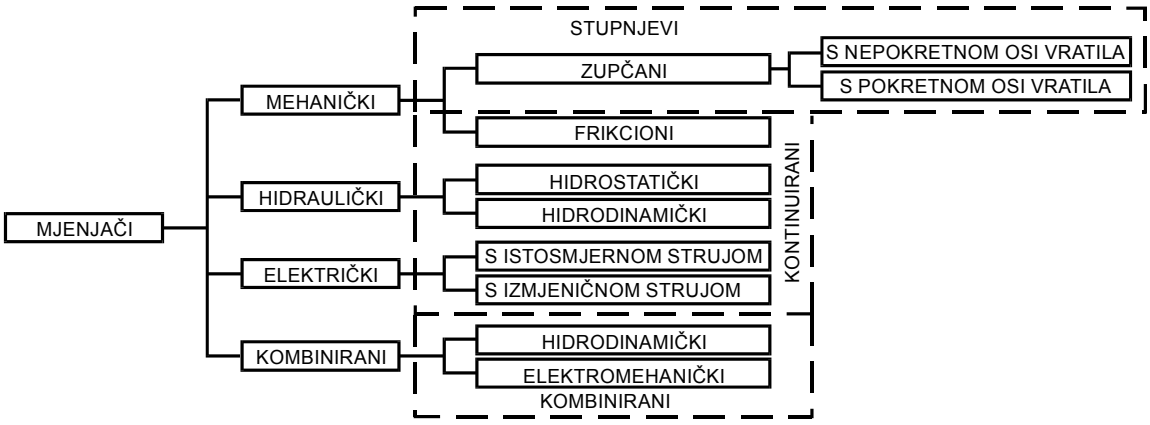
18.2 Mjenjači

Analizirajući krivu obrtnog momenta motora vidi se da je ona promjenljiva veličina i da zavisi od snage i broja obrtaja motora, odnosno ugaone brzine, tj.:

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} \tag{168}$$

gdje su: M_e – efektivni obrtni moment motora, P_e – efektivna snaga motora a ω – ugaona brzina koljenastog vratila.
Obrtni moment motora se preko transmisije (mjenjača i glavnog prenosa) prenosi na pogonske točkove i u zavisnosti od poluprečnika točka na njemu se ostvaruje vučna sila (F_T) koja pokreće vozilo. Da bi se dobile vučne sile na pogonskim točkovima takve da bi u toku vožnje mogle savladati otpore kretanja koji se mijenjaju u širokom dijapazonu, potrebno je ostvariti veći broj uvećanja obrtnog momenta koji daje motor. Ove promjene obrtnog momenta ostvaruju se u mjenjaču (broj promjena zavisi od broja stepena prenosa u mjenjaču).
Osim gore navedene glavne funkcije mjenjača, njime se ostvaruje mogućnost kretanja vozila malim brzinama a pri stabilnim brojevima obrtaja motora, kretanje vozila unazad i razdvajanje motora od pogonskog mosta (mjenjač u neutralnom položaju a spojnica uključena), što je neophodno kada vozilo stoji u mjestu a motor radi.

Prema načinu promjene prenosnog odnosa mjenjači za vozila mogu se podijeliti na dvije glavne grupe: na mjenjače sa stupnjevanim prenosom i mjenjače sa kontinuiranim prenosom. Jedna od mogućih klasifikacija mjenjača prikazana je na slici 177.



Sl. 177 Klasifikacija mjenjača

Stupnjevani mjenjači koji daju konačan broj stepeni prenosa izvode se:
- sa kliznim zupčanicima,
- sa stalno uzubljenim zupčanicima i
- sa planetarnim prenosom.

Bez obzira na konstrukciju, mjenjači moraju ispuniti slijedeće zahtjeve:
a) omogućiti postizanje najboljih vučnih karakteristika i karakteristika potrošnje goriva vozila, pri zadatoj karakteristici motora,
b) lagano komandovanje,
c) bešuman rad pri uključivanju bilo kog stepena prenosa.

Prvi od gore nabrojanih zahtjeva ispunjava se pravilnim izborom broja stepeni prenosa i odnosa među prenosnim odnosima na različitim stepenima prenosa. Povećanje broja stepeni prenosa daje mogućnost da motor radi na režimima koji su najbliži optimalnim u odnosus na obrtni moment i karakteristiku potrošnje goriva. Veliki broj stepeni prenosa uslovljava, međutim, komplikovaniju konstrukciju mjenjača, povećanje gabarita i težine. Osim toga, povećanjem broja stepeni prenosa, kod većine mjenjača se povećava vrijeme u kome dolazi do prekida prenosa obrtnog momenta na pogonske točkove (prilikom uključivanja pojedinih stepeni prenosa), što može, ne rijetko, dovesti do pogoršanja vučnih karakteristika, umjesto očekivanog poboljšanja. Cijena ovih mjenjača je znatno veća u odnosu na mjenjače sa manjim brojem stepeni prenosa.
Drugi od zahtjeva u najvećem stepenu se ostvaruje primjenom mjenjača sa stalno uzubljenim zupčanicima gdje se uključivanje određenog para zupčanika izvodi spojnicama sa sinhronima. Planetarni i hidraulični mjenjači obično imaju poluautomatsko ili automatsko upravljanje.
Zahtjev bešumnosti rada zavisi, u znatnoj mjeri, od tipa primijenjenih zupčanika.

18.2.1 Stupnjevani mjenjači

Osnovni elementi koji vrše redukciju broja obrtaja kod stupnjevanih mjenjača su parovi zupčanika. Dva spregnuta zupčanika čine jednostruki zupčasti prenosnik. Prenosni odnos jednog zupčastog para je definisan veličinama prečnika ili brojem zuba oba zupčanika u zahvatu. Iz prenosnog odnosa slijedi odnos ulaznog i izlaznog broja obrtaja zupčanika, odnos ulaznog i izlaznog obrtnog momenta.
Obzirom da mjenjač ima veći broj stepeni prenosa, u nastavku će kratko biti objašnjeni postupak izbora stepeni mjenjača.

Najveći stepen prenosa u mjenjaču je obično, tzv. direktni stepen prenosa (i_d) gdje se broj obrtaja motora direktno prenosi preko mjenjača na glavni prenos. Kod novijih konstrukcija mjenjača uvode se i stepeni prenosa gdje se broj obrtaja na izlazu iz mjenjača povećava u odnosu na broj obrtaja motora (npr. peti i šesti stepen prenosa kod putničkih vozila, i_V i $i_{VI} < 1$). Prenosni odnos glavnog prenosa se može označiti sa i_o. Vrijednosti i_o koje su uobičajene u praksi biće date kod objašnjenja glavnog prenosa na vodećem mostu. Znači može se pisati da je $i_d = 1$. Pri ovim uslovima uspostavlja se i najveća brzina vozila (v_{max}):

$$v_d = v_{max} = \frac{\omega \cdot r_d}{i_o} = \omega_t \cdot r_d \tag{169}$$

gdje je:

ω – ugaona brzina obrtanja motora
ω_t – ugaona brzina obrtanja točka.

Najniži stepen prenosa u mjenjaču je prvi stepen (i_I) i definiše se na osnovu maksimalne vrijednosti otpora puta $\psi_{max} = \sin\alpha_{max} + f \cdot \cos\alpha_{max}$ (otpor uspona plus otpor kotrljanja), gdje je za savlađivanje ovog otpora sila na točku:

$$F_{T\max} = G \cdot \psi_{\max} \tag{170}$$

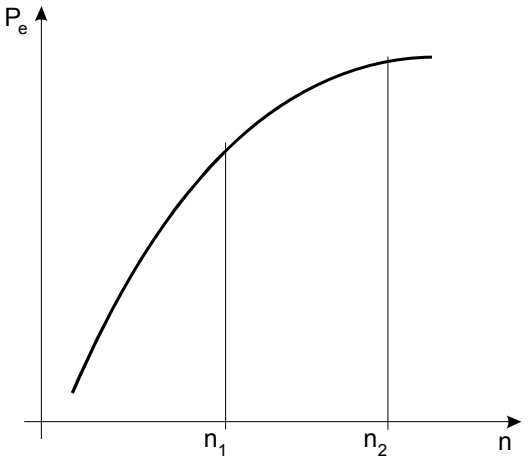
Ovakvu silu na točku treba da obezbijedi motor sa svojim maksimalnim obrtnim momentom (M_{emax}), odnosno:

$$F_{T\max} = \frac{M_{e\max} \cdot i_o \cdot i_I \cdot \eta_T}{r_d} \tag{171}$$

Izjednačavajući jednačine (170) i (171) dobiva se:

$$i_I = \frac{\psi_{\max} \cdot G \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot i_o \cdot \eta_T} \tag{172}$$

Poznavajući prenosni odnos u prvom stepenu mjenjača (i_I) i u posljednjem stepenu ($i_n = i_d$) koji je obično direktni stepen, mogu se izračunati i međustepeni mjenjača. Ukupan broj stepeni se usvaja prema koncepciji vozila, a istovremeno imajući u vidu stepen iskorištenja, komplikovanost konstrukcije i cijenu mjenjača. Poželjno je da je broj stepeni mjenjača što veći.
Imajući u vidu izgled krive snage motora $P_e = f(n)$, sl. 178, gdje su označena dva broja obrtaja motora



Sl. 178 Brzinska karakteristika snage

n_1 i n_2, polazi se od pretpostavke da je broj obrtaja n_1 početni broj obrtaja motora sa kojim počinje ubrzanje vozila u svakom stepenu prenosa. Veličina n_2 je broj obrtaja motora na kraju ubrzanja u svakom stepenu prenosa. Polazeći od ove pretpostavke, motor ima istu srednju snagu pri stvaranju ubrzanja u svakom stepenu prenosa i zavisnost između pojedinih prenosnih odnosa (i_I, i_{II}, i_{III}, …, i_n) mora se razvijati po geometrijskoj progresiji, tj.:

$$\frac{i_I}{i_{II}} = \frac{i_{II}}{i_{III}} = ... \frac{i_{n-1}}{i_n} = const = q \tag{173}$$

gdje je q – količinik geometrijske progresije.

Raspored stepeni u mjenjaču, po geometrijskoj progresiji, obezbjeđuje najekonomičnije eksploatacione osobine vozila.

Na osnovu jednačine (173) može se napisati:

$$\left.\begin{aligned} i_{II} &= \frac{1}{q} i_I \\ i_{III} &= \frac{1}{q} i_{II} = \frac{1}{q^2} i_I \\ &... \\ i_n &= \frac{1}{q^{n-1}} i_I \end{aligned}\right\} \tag{174}$$

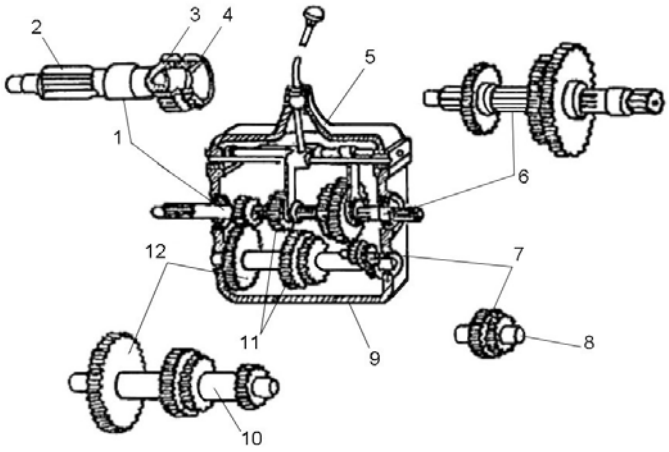
Pošto je posljednji stepen obično direktni, tj. $i_n = i_d = 1$, to se iz jednačine (174) može napisati:

$$q = \sqrt[n-1]{i_I} \tag{175}$$

Poznavajući vrijednost i_I - jednačine (172), i_d =1, količnik geometrijske progresije q – jednačina (175), na osnovu jednačina (174) mogu se odrediti ostali stepeni prenosa u mjenjaču. U praksi se često puta raspored prenosnih odnosa razlikuje od geometrijske progresije iz određenih razloga, ali geometrijska progresija ostaje kao podloga za određivanje prenosnih odnosa.

18.2.1.1 Stupnjevani mjenjači sa kliznim zupčanicima

Stupnjevani mjenjači sa kliznim zupčanicima su takvi mjenjači kod kojih se prekopčavanje stepeni prenosa vrši aksijalnim pomijeranjem zupčanika i uzupčavanjem kliznog zupčanika u spreg sa zupčanikom pomoćnog vratila.
Mjenjač sa kliznim zupčanicima šematski prikazan na sl. 179 sastoji se iz kućišta (9), spojničkog vratila (1) na čijem se nažljebljenom dijelu (2) postavlja lamela spojnice, glavnog vratila (6) sa kliznim zupčanicima, pomoćnog vratila (10) sa čvrsto vezanim zupčanicima, osovinice (8), zupčanika za hod u nazad (7) i poklopca mjenjača (5) u kome se nalazi mehanizam za komandovanje (za izbor stepeni prenosa). Na spojničkom vratilu nalazi se zupčanik (3) i zupčasti vjenac (4). Zupčanik (3) je u stalnom zahvatu sa zupčanikom (12) koji se nalazi na pomoćnom vratilu, te se na taj način vrši prva redukcija broja obrtaja (zupčanici stalnog zahvata). Prenosni odnos ovog para zupčanika je veći od jedan. Zupčasti vjenac (4) ima identičan dio na glavnom vratilu uz zupčanik koji je najbliži zupčaniku (3), kako bi ostvario direktan stepen prenosa (prenosni odnos 1:1), odnosno da bi se glavno vratilo obrtalo istim brojem obrtaja kao spojničko kada se ostvari čvrsta veza između spojničkog i glavnog vratila.



1 – spojničko vratilo,
2 – žljebovi,
3 – zupčanik stalnog zahvata,
4 – zupčasti vijenac,
5 – poklopac sa mehanizmom za izbor stepeni prenosa,
6 – glavno vratilo,
7 – zupčanik za hod unazad,
8 – osovinica,
9 – kućište,
10 – pomoćno vratilo,
11 – aksijalno pomjerljivi zupčanici,
12 – zupčanici čvrsto vezani za pomoćno vratilo

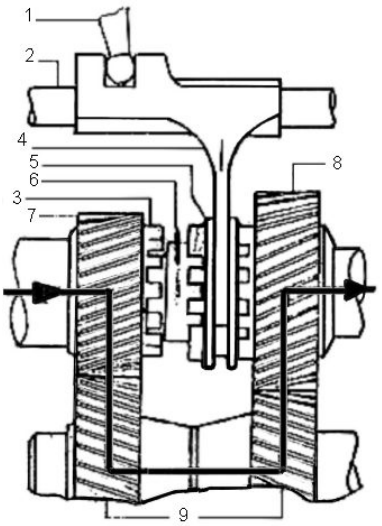
Sl. 179 Šematski prikaz mjenjača sa kliznim zupčanicima

Spojničko vratilo je jednom stranom oslonjeno u klizni ili kuglični ležaj u zamajcu, a drugom – u ležaj smješten u prednji dio kućišta mjenjača.
Glavno vratilo nalazi se u osi spojničkog vratila. Prednjim dijelom glavnog vratila je oslonjeno u ležaju koji se nalazi u spojničkom vratilu (obično igličastom) a drugim dijelom – u ležaju koji se nalazi u zadnjem dijelu kućišta mjenjača. Na žljebovima glavnog vratila nalaze se pokretni zupčanici, koji se obrću zajedno sa vratilom i mogu se pomijerati duž njegove ose.
Pomoćno vratilo postavljeno je ispod glavnog vratila, a oslonjeno je u ležajevima koji se nalaze u prednjem i zadnjem dijelu kućišta. Zupčanici pomoćnog vratila su čvrsto vezani za vratilo, tako da se okreću uvijek kada se okreće spojničko vratilo.
Osnovica zupčanika za hod u nazad također je postavljena u kućištu mjenjača.
Neutralni položaj mjenjača je takav kada se zupčanici nalaze u položajima kao na slici 179. Tada se, ako motor radi pri uključenoj spojnici, okreću spojničko i pomoćno vratilo, a glavno vratilo, koje predaje obrtni moment na ostali dio transmisije, miruje.
Ovakvi mjenjači upotrebljavali su se ranije, a danas su uglavnom izbačeni iz upotrebe, zbog veoma teškog rukovanja prilikom izbora stepeni prenosa. Bešumno sprezanje zupčanika moguće je samo kada se obodne brzine oba zupčanika izjednače. Međutim, da bi se to postiglo, potrebno je veliko iskustvo vozača, te se ovo smatra jednim od glavnih nedostataka ovih mjenjača. Pošto se ovdje uključivanje u spreg zupčanika izvodi aksijalnim pomjeranjem jednoga od njih, to zupčanici moraju biti izvedeni sa ravnim (čeonim) zupcima, što se, opet, veoma loše odražava na šumnost pri radu.

18.2.1.2 Stupnjevani mjenjači sa stalno uzubljenim zupčanicima

Karakteristika ove vrste mjenjača je da su zupčanici na glavnom vratilu slobodno okretni oko njega ali su u stalnom zahvatu sa zupčanicima na pomoćnom vratilu. Uključivanje pojedinih stepeni prenosa kod ovakve konstrukcije mjenjača ostvaruje se pomoću spojnica koje su žljebnom vezom vezani za glavno vratilo. Prilikom pomicanja spojnice po žljebovima glavnog vratila ka zupčaniku koji je slobodno okretan i koji na sebi ima odgovarajući dio koji ulazi u zahvat sa pomičnom spojnicom ostvaruje se čvrsta veza zupčanika koji je slobodno okretan i glavnog vratila te se na taj način vrši prenos obrtnog momenta. Dobra strana ovih mjenjača je ta da se kod njih mogu primjeniti zupčanici sa kosim i spiralnim zubima koji su u odnosu na zupčanike sa pravim zubima daleko tiši u radu, a osim toga nema udarnih opterećenja na zube zupčanika prilikom ukopčavanja stepeni prenosa.
Postepeno povećavanje broja obrtaja motora modernih konstrukcija i velika gustina saobraćaja, naročito u gradovima, zahtijeva prilagođavanje agregata transmisije, posebno što se tiče prenošenje većih obrtnih momenata i lakoće ukopčavanja zupčanika u spreg.
Prvi prelaz od mjenjača sa kliznim zupčanicima ka mjenjaču sa stalno uzubljenim zupčanicima je mjenjač sa kandžastim spojnicama za sprezanje zupčanika, koji se zadržao sve do danas, naročito na nekim teškim teretnim vozilima.

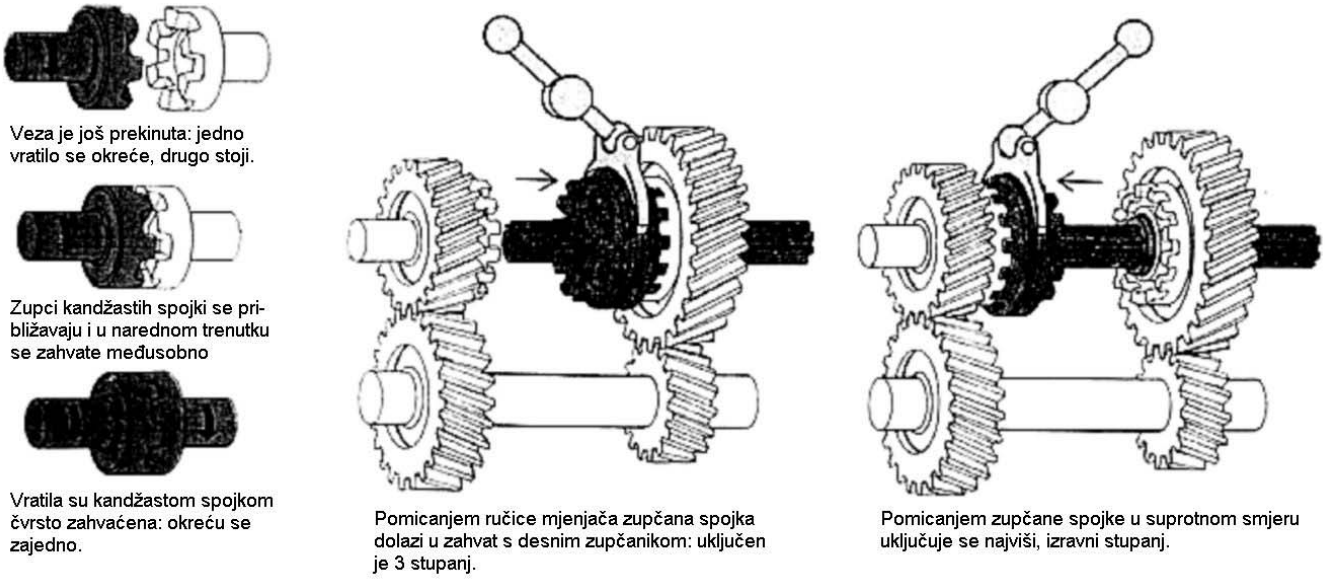
Princip sprezanja zupčanika kandžastom spojnicom prikazan je na slici 180. Spojnica se sastoji od naglavka (5) koji sa obje strane ima kandže. Kada je kandžasti naglavak u neutralnom položaju zupčanik (8) na glavnom vratilu se okreće slobodno i prenos obrtnog momenta se ne vrši. Kada se kandžasti naglavak (5) koji je žljebovima spojen za glavno vratilo aksijalno pomjeri i dovede u spreg sa kandžama



1 – komandna poluga,
2 – osovinice viljuške,
3 – kandže na zupčaniku,
4 – viljuška za prekopčavanje,
5 – kandžasti naglavak,
6 – nažljebljena glavčina kandžaste spojke,
7 – pogonski zupčanik,
8 – slobodno okretni zupčanik na glavnom vratilu,
9 – zupčanici na pomoćnom vratilu

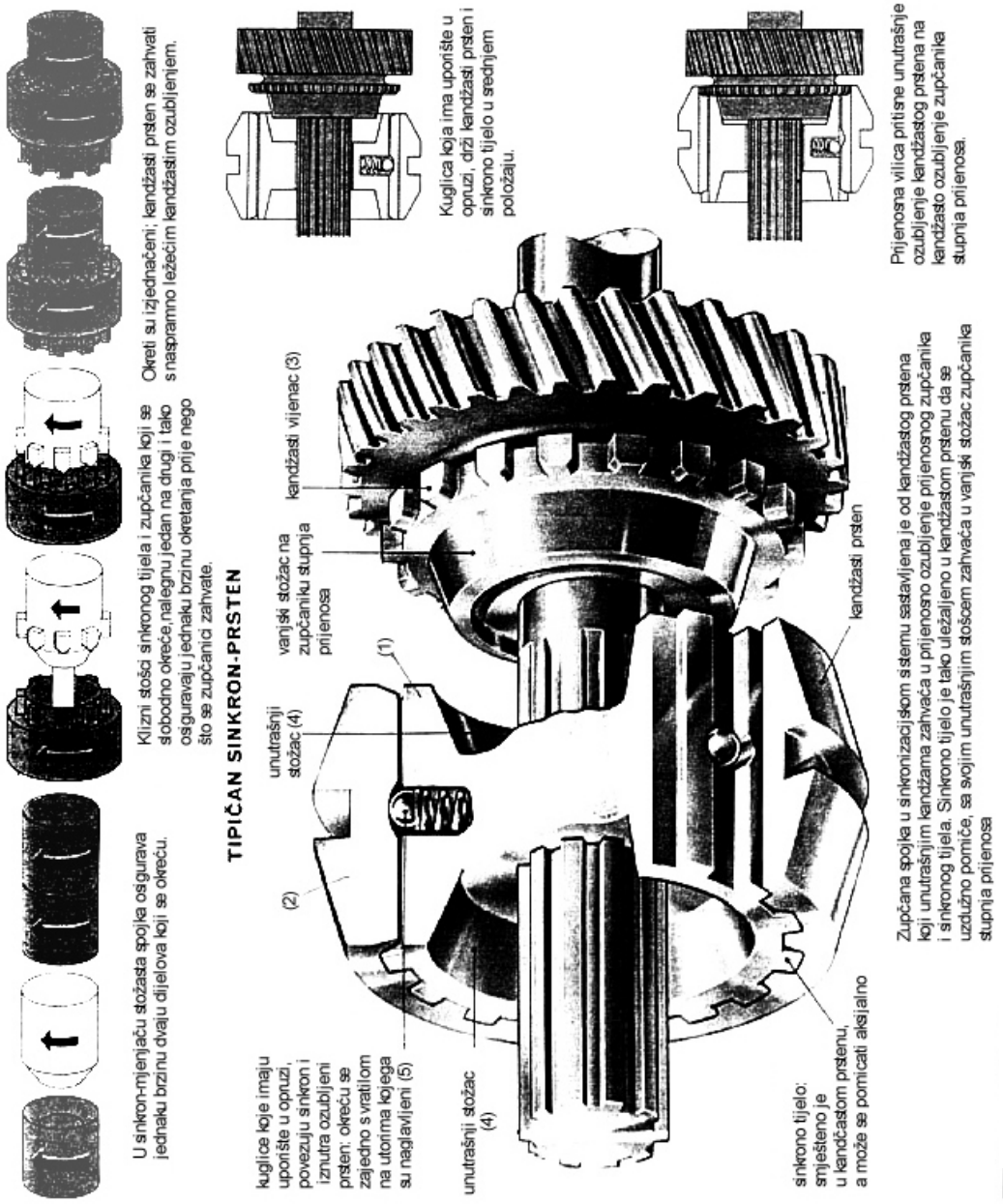
Sl. 180 Princip rada kandžaste spojnice

na zupčaniku (8), tada zupčanik (9), ima preko spojnice, čvrstu vezu sa glavnim vratilom i na taj način se vrši prenos obrtnog momenta (spojničko – pomoćno – glavno vratilo):
Uključivanjem kandžastog naglavka (5), sa kandžama (6) zupčanika (7) na spojničkom vratilu, ostvaruje se prenos obrtnog momenta direktno sa spojničkog na glavno vratilo. Nedostatak mjenjača sa kliznim zupčanicima, tj. potreba za izjednačenjem obodnih brzina zupčanika koji treba da se uzupče, samo je djelomično otklonjen kod mjenjača sa kandžastom spojnicom, međutim, i kod ovih mjenjača je pomenuti nedostatak prisutan, ali je ublažen, pošto dijelovi kandžaste spojnice koji dolaze u zahvat imaju iste prečnike.
Princip rada kandžaste spojke slikovito je prikazan na slici 181 gdje zatamnjeni dio predstavlja kandžastu spojku sa vratilom.



Sl. 181 Princip rada kandžaste spojke

Daljnje usavršavanje konstrukcije mjenjača sa stalno uzubljenim zupčanicima je mjenjač kod koga se sprezanje parova zupčanika izvodi pomoću sinhronizatora, sinhrone spojke ili sinhrona (najčešće upotrebljavan naziv).
Konstrukcijom sinhrona koji je kombinacija konusne i zupčaste spojnice, ostvarila se mogućnost izjednačavanja obodnih brzina dijelova koji dolaze u spreg, bez uticaja vozača. Izjednačavanje obodnih brzina zupčaste spojnice sa ozubljenim dijelom koji se nalazi na zupčaniku vrši konusna spojnica, te se na taj način ostvaruje bezudarno sprezanje parova zupčanika i samim tim povećava se vijek trajanja zupčanika. Znači da svakom zupčaniku glavnog vratila koji se spreže pomoću sinhrona mora postojati nazubljeni vjenac u koji će se uzubiti zupčasta spojnica sinhrona i konusna površina sa kojom će doći u dodir konusna površina na sinhronu. Na slici 182 prikazana je konstrukcija sinhrona dvostranog dejstva (opslužuje dva stepena prenosa – jedan od njih je direktni kad sinhron ide u lijevo).

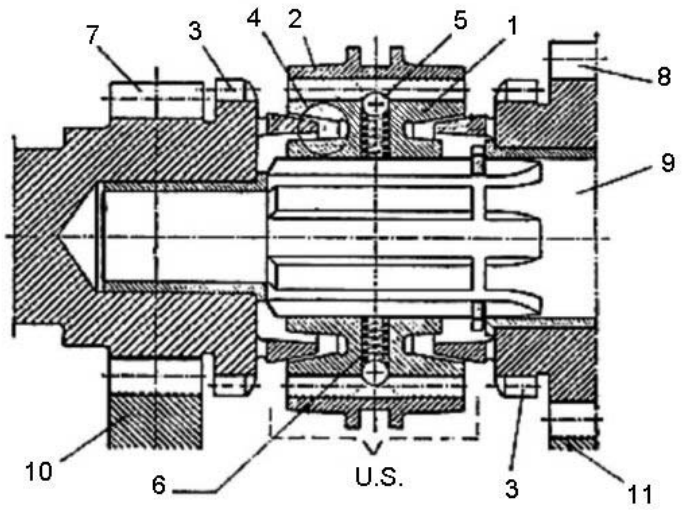


Sl. 182 Sinhron dvostrukog dejstva sa konusnim prstenovima na glavčini

Na žljebovima glavnog vratila postavljena je glavčina sinhrona (1) koja je po njima aksijalno pomjerljiva. Sa obje strane glavčine postavljeni su konusni prstenovi (4). Glavčina sinhrona ima spoljnje žljebove po kojima se kreće zupčasta spojnica (2). Ova dva elementa glavčine sinhrona i zupčasta spojnica vezani su osiguračem (5) koji se sastoji od kuglice i opruge (ovih osigurača obično ima tri), pri čemu se kuglice kreću duž kružnog kanala u sredini zupčaste spojke. Klizna glavčina i zupčasta spojka kreću se zajedno (usljed dejstva osigurača) sve dotle dok sila u pravcu kretanja (sila potrebna za kretanje sinhrona duž ose glavnog vratila dovodi se na zupčastu spojnicu putem mehanizma za uključivanje stepeni prenosa) ne postane tolika da može savladati oprugu osigurača i tada daljnje kretanje nastavlja samo zupčasta spojnica.

Sinhron radi na sljedeći način. Pomoću poluge za izbor stepeni prenosa i viljuške koja je vazana za vanjski utor na zupčastoj spojnici, zupčasta spojka i glavčina sinhrona kreću se uzduž ose glavnog vratila, i dovode unutrašnji konus glavčine sinhrona u kontakt sa konusnom površinom na zupčaniku (3) koga želimo spregnuti. Među konusnim površinama javlja se trenje usljed čega dolazi do izjednačavanja broja obrtaja zupčanika, glavčine sinhrona i zupčaste spojnice. Usljed daljnjeg kretanja poluge za izbor stepeni prenosa, usljed nemogućnosti daljnjeg kretanja glavčine sinhrona dolazi do savladavanja opruge osigurača i zupčasta spojnica (2) se bezudarno uzupčava sa zupčastim vjencem (3) zupčanika usljed istih obodnih brzina (isti prečnici zupčaste spojnice i ozubljenog vjenca zupčanika).

Ako se ovim sinhronom rukuje pažljivo on potpuno vrši svoju funkciju (bezudarno uključivanje stepeni prenosa), međutim, vozač može nasilno uzupčiti (savladati osigurač) zupčastu spojnicu i zupčasti vjenac na zupčaniku pa kako još postoji razlika u broju obrtaja zupčaste spojke i vjenca dolazi do čeonog struganja i udara pri ostvarenju međusobnog zahvata. Konstruktivna šema uređaja za sinhronizaciju pokazana je na slici 183.

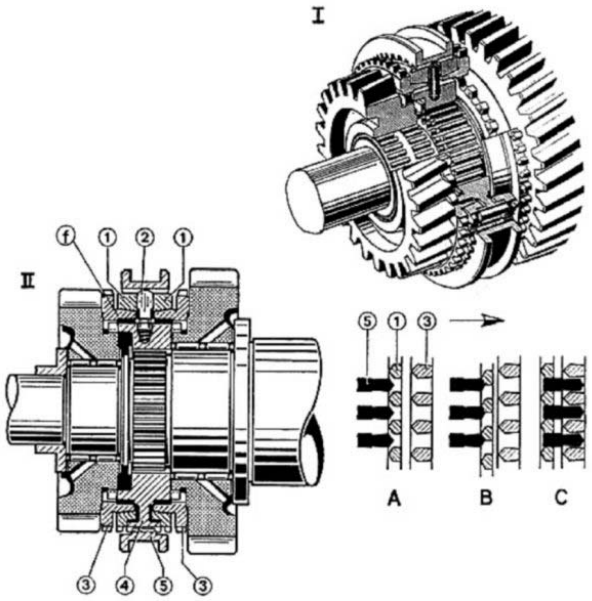


1 – glavčina sinhrona, 2 – zupčasta spojnica, 3 – kandžasti vjenac,
4 – konusne površine, 5 – kuglica osigurača, 6 – opruga osigurača,
7, 8 – slobodno obrtni zupčanici, 9 – vratilo, 10, 11 – zupčanici

Sl. 183 Konstruktivna šema sinhrona

Da bi se u potpunosti isključio subjektivni faktor (vozač) kod uključivanja stepeni prenosa konstruisani su sinhroni sa uređajem za blokiranje. Uređaj za blokiranje osigurava bezudarno uključivanje stepena prenosa jer spriječava uzupčavanje zupčaste spojnice sa vjencem zupčanika sve dok među njima postoji relativni pomak (dok se obodne brzine ne izjednače). Pravilan rad sinhrona obezbjeđuje se određenim odnosom između ugla konusa i ugla površine koja služi za blokiranje, njihovim radijusima i koeficijentom trenja.

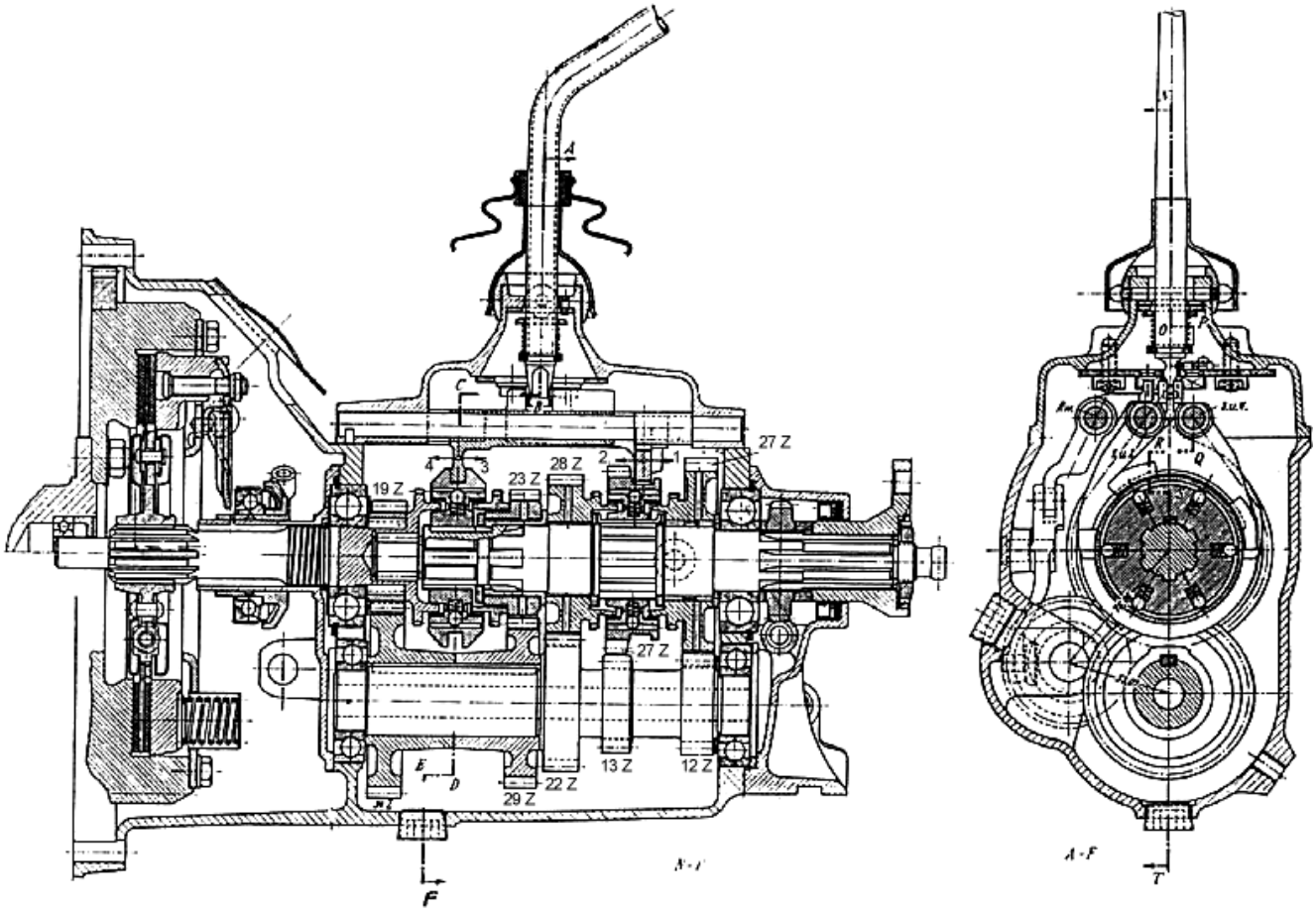
Na slici 184 data je šema sinhrona sa uređajem za blokiranje. Osnovni element ovog uređaja sa objašnjenjem principa rada dati su na sl. 184.



1 – prsten sinhronizatora, 2 – osigurač-brava, 3 – bočna zupčasta spojnica, 4 – glavčina ili tijelo sinhronizatora (sinhrona), 5 – klizajuća narukvica. (Uključivanje stepena prenosa ostvaruje se pomijeranjem klizajuće narukvice (5) iz neutralnog položaja udesno ili ulijevo pri tome se potiskuje prsten sinhronizatora (1) preko osigurača (2), dok se konusne frikcione površine (f) ne dodirnu. Uslijed razlike broja obrtaja, prsten sinhronizatora (1) zaokreće se djelimično do graničnika na glavčini sinhronizatora (4) čime se blokira dalje pomijeranje klizajuće narukvice. Daljim potiskivanjem klizajuće narukvice (5) preko zubaca na vijencu bočne zupčaste spojnice (3) dolazi do izjednačavanja brojeva obrtaja. Prekida se trenje između konusnih površina. U tom momentu vrši se sprezanje unutrašnjeg ozubljenja kluzajuće narukvice i spoljašnjeg ozubljenja (bočne zupčaste spojnice).

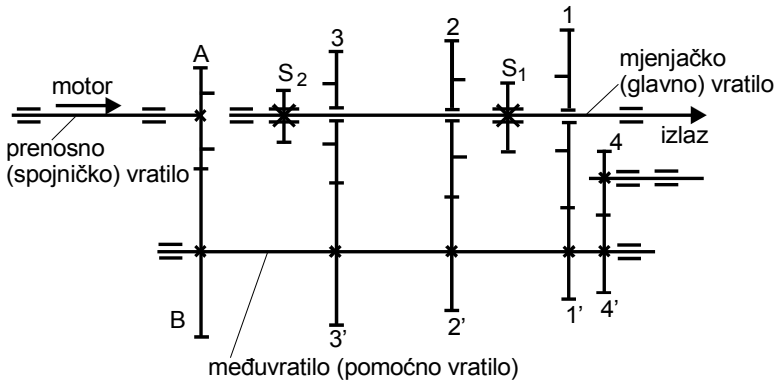
Sl. 184 Šema sinhrona sa uređajem za blokiranje

Crtež jednog četvorostepenog mjenjača potpuno sinhronizovanog dat je u dva presjeka na slici 185 gdje se vidi i lamelasta spojnica.



Sl. 185 Uzdužni i poprečni presjek četverostepenog mjenjača potpuno sinhronizovanog

Da bi princip rada mjenjača bio potpuno jasan na slici 186 se daje šema mjenjača sa četiri stepena sa označenim osnovnim parametrima.



Sl. 186 Šema četverostepenog mjenjača

Na ovoj šemi će se objasniti faze rada mjenjača:

- prazan hod: spojke (sinhroni) S_1 i S_2 isključene.
Svi zupčanici se okreću. Na izlaznom vratilu nema obrtnog momenta.

- I stepen: spojka (sinhroni) S_1 uključena sa zupčanikom (1).
Prenosni odnos se računa kao:

$$i_I = \frac{z_B}{z_A} \cdot \frac{z_1}{z'_1} \tag{176}$$

gdje je z – broj zubaca pojedinih zupčanika.

Broj obrtaja izlaznog vratila je:

$$n_I = \frac{n}{i_I} \tag{177}$$

- II stepen: spojka (sinhron) S_1 uključena sa zupčanikom (2).
Prenosni odnos mjenjača (i_{II}) i izlazni broj obrtaja (n_{II}) su:

$$\left.\begin{aligned} i_{II} &= \frac{z_B}{z_A} \cdot \frac{z_2}{z'_2} \\ n_{II} &= \frac{n}{i_{II}} \end{aligned}\right\} \tag{178}$$

- III stepen: spojka (sinhron) S_2 uključena sa zupčanika (3).
Prenosni odnos mjenjača (i_{III}) i izlazni broj obrtaja (n_{III}) su:

$$\left.\begin{aligned} i_{III} &= \frac{z_B}{z_A} \cdot \frac{z_3}{z'_3} \\ n_{III} &= \frac{n}{i_{III}} \end{aligned}\right\} \tag{179}$$

- IV stepen: direktni stepen.

Spojka (sinhron) S_2 uključena sa zupčanikom (A). Prenosni odnos (i_{IV}) i izlazni broj okretaja n_{IV} su:

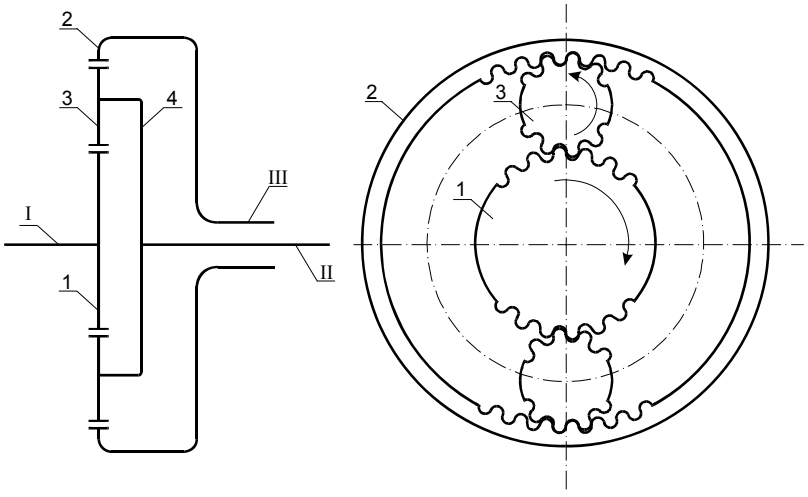
$$\left.\begin{aligned} i_{IV} &= 1 \\ n_{IV} &= n \end{aligned}\right\} \qquad (180)$$

- hod nazad: Tu se uključuje međuzupčanik (4) koji vrši promjenu smjera obrtanja.

Stupnjevani mjenjači sa kliznim zupčanicima i stupnjevani mjenjači sa stalno uzubljenim zupčanicima se još nazivaju i mjenjači sa nepokretnim osama vratila, jer u toku rada sva vratila u mjenjaču imaju samo kretanje oko svoje ose za razliku od mjenjača sa planetarnim prenosom kod kojih se u toku rada ose vratila kreću i takvi mjenjači se nazivaju još i mjenjači sa pokretnim osama vratila.
U današnjim konstrukcijama vozila najčešće se sreću mjenjači sa nepokretnim osama vratila sa stalno uzubljenim zupčanicima.
U zavisnosti od namjene vozila bira se i način sprezanja zupčanika. Najrasprostranjeniji tip mjenjača na teškim vozilima je sa kombinovanim sprezanjem zupčanika, kod koga se niži stepeni prenosa (I i II) sprežu pomoću kandžastih ili zupčastih spojnica, a viši stepeni prenosa pomoću sinhrona. Kod putničkih vozila srednje i više klase najčešće se susreću potpuno sinhronizovani svi stepeni prenosa. Potpuna sinhronizacija mjenjača povećava njegov gabarit i cijenu.
Da bi vozila zadovoljila specijalnim zahtjevima koja se pred njih postavljaju, naročito prilikom prevoza velikih tereta, ostvarene su konstrukcije mjenjača koje mogu ostvariti do 16 i više raznih stepena prenosa. Ovo se ostvaruje pomoću dodatnog para zupčanika, kojim se svi stepeni mogu još jednom reducirati. To su mjenjači sa reduktorom ili multiplikatorom. Dodatni par zupčanika spreže se obično kandžastom spojnicom. Važno je napomenuti da prilikom uključivanja dodatnog para zupčanika moraju biti isključeni zupčanici stalnog zahvata na spojničkom i pomoćnom vratilu, ako se radi o mjenjaču koji ima tri vratila. Zupčanik stalnog zahvata na pomoćnom vratilu također se uključuje ili isključuje kandžastom spojnicom.

18.2.1.3 Stupnjevani mjenjači sa pokretnim osama vratila - planetarni mjenjači

Uz klasične mjenjače sa zupčanicima, danas se često primjenjuju mjenjači sa planetarnim prenosom ili epiciklični mjenjači, obično u kombinaciji sa hidrodinamičkom spojnicom ili hidrodinamičkim transformatorom (hidro-dinamičkim mjenjačem). Planetarni mjenjači se obično izvode sa dvije do četiri brzine. Prednosti ovih mjenjača nad klasičnim su: mirniji rad i veća izdržljivost, zbog većeg broja zuba u zahvatu, što je omogućeno zupčanikom unutarnjeg zahvata, lagano uključivanje i isključivanje stepeni prenosa koje je omogućeno jednostavnim kočenjem jednog od elemenata planetarnog sistema. Nedostaci epiciklipnih mjenjača su složena i skupa izrada. Šema osnovnog planetarnog prenosnika prikazana je na slici 187.



1 – sunčani zupčanik, 2 – zupčasti vjenac sa unutrašnjim ozubljenjem, 3 – sateliti, 4 – nosač satelita

Sl. 187 Planetarni prenosnik

Čitav niz kombinacija prenosnih odnosa može se postići korištenje pojedinih elemenata i vezivanjem za motor drugih elemenata. To su:

a) Koči se vjenac 2, pogon se dobiva preko sunčanika 1 (vratilo I) . Vođeni elemenat je vratilo nosača satelita (4) (vratilo II). Ova kombinacija daje najveći prenosni odnos:

$$i_I = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_1 + z_2}{z_1} \tag{181}$$

b) Koči se sunčanik (1). Pogon se dobiva preko ozubljenog vjenca (2) (vratilo III) koji je vezan za motor. Vođeni element je nosač satelita (4) (vratila II). Dobiva se drugi stepen prenosa:

$$i_{II} = \frac{n_2}{n_4} = \frac{z_1 + z_2}{z_2} \tag{182}$$

c) Koči se sunčani zupčanik (1), pogonski elemenat je nosač satelita (4) (vratilo II), koje se vezuje za motor. Vođeni elemenat je ozubljeni vjenca 2 (vratilo III). Dobiva se prenosni odnos:

$$i_{III} = \frac{n_4}{n_2} = \frac{z_2}{z_1 + z_2} \tag{183}$$

d) Koči se ozubljeni vjenac 2. Pogonski elemenat je nosač satelita (4) (vratilo II), koji se vezuje za motor. Vođeni elemenat je sunčanik (1) (vratilo I). Dobiva se prenosni odnos:

$$i_{IV} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{z_1}{z_1 + z_2} \tag{184}$$

e) Direktna brzina. Svi elementi se okreću, ali dva moraju biti povezana. Prenosni odnos je:

$$i_V = i_d = 1 \tag{185}$$

f) Koči se nosač satelita (4). Pogonski elemenat je sunčani zupčanik (1) (vratilo I). Vođeni elemenat je ozubljeni vjenac (2) (vratilo III). Dobiva se hod nazad. Sateliti ovdje igraju ulogu međuzupčanika samo za promjenu smjera pravca vođenog i vodećeg elementa. Prenosni odnos je:

$$i_{hn1} = \frac{z_2}{z_1} \tag{186}$$

g) Kombinacija gdje je ukočen satelit (4). Pogonski elemenat je ozubljen vjenac (2) (vratilo III), a vođeni elemenat je sunčanik (1) (vratilo I). Dobiva se drugi prenosni odnos hoda unazad:

$$i_{hn2} = \frac{z_1}{z_2} \tag{187}$$

h) Neutralan položaj. Postiže se kada se ovi elementi obrću a nijedam elemenat se ne blokira drugim elementom.

U praksi nije uspjelo da se izvedu sve gore nabrojane mogućnosti korištenja osobina planetarnog prenosa, zbog poteškoća u konstruktivnom izvođenju pogona ili kočenja svih elemenata, što je skopčano sa izvođenjem niza šupljih vratila koja bi ulazila jedna u druga i izvođenjem kočnica za svaki od elemenata.

Zato se kod vozila najčešće upotrebljavaju planetarni prenosnici sa nekoliko redova prostih planetarnih sistema kod kojih je omogućeno kočenje samo spoljnjeg zupčanika sa unutrašnjih ozubljenjem (2). Kao kočnice najčešće se upotrebljavaju trakaste kočnice, a u novije vrijeme lamelne spojnice.

18.2.2 Kontinuirani prenosnici - mjenjači

Kontinuirani prenosnici omogućavaju neprekidnu izmjenu vrijednosti prenosnog odnosa transmisije i neprekidnu predaju obrtnog momenta na pogonske točkove u formi koja odgovara idealnoj vučnoj karakteristici. Promjena obrtnog momenta ostvaruje se u zavisnosti od otpora puta, automatski ili putem dejstva specijalnih mehanizama za regulaciju na prenosnik. Prema tome, kontinuirani prenosnici služe za:

a) kontinuiranu promjenu prenosnih odnosa, često i automatsku promjenu prenosnog odnosa,
b) izmjenu prenosnih odnosa po zakonu koji omogućava najbolje vučne i dinamičke karakteristike pri datoj karakteristici motora,
c) ostvarivanju visokog stepena korisnog dejstva u širokom dijapazonu promjene eksploatacionih režima.

Upotrebom kontinuiranih prenosnika dobije se veoma ravnomjerno kretanje vozila, pošto se obrtni moment neprekidno dovodi na pogonske točkove, a sa druge strane smanjuje se mogućnost preopterećenja pojedinih dijelova transmisije, što direktno utiče na njihov vijek trajanja. Ako se kontinuirani prenosnici uporede sa stupnjevanim, može se zaključiti da su kontinuirani prenosnici složeniji po konstrukciji i imaju niži koeficijent korisnog dejstva.
Kontinuirani prenosnici mogu zamijeniti samo spojnicu i mjenjač obične mehaničke transmisije ili tvoriti kompletnu transmisiju. U prvom slučaju kontinuirani prenosnik se naziva kontinuirani mjenjač, a u drugom kontinuirana transmisija.
Upotreba ovakvih mjenjača je znatno rjeđa u odnosu na stupnjevane mjenjače čija je konstrukcija mnogo jednostavnija a samim tim i izrada jeftinija.

Po konstrukciji kontinuirani prenosnici mogu se podijeliti na:

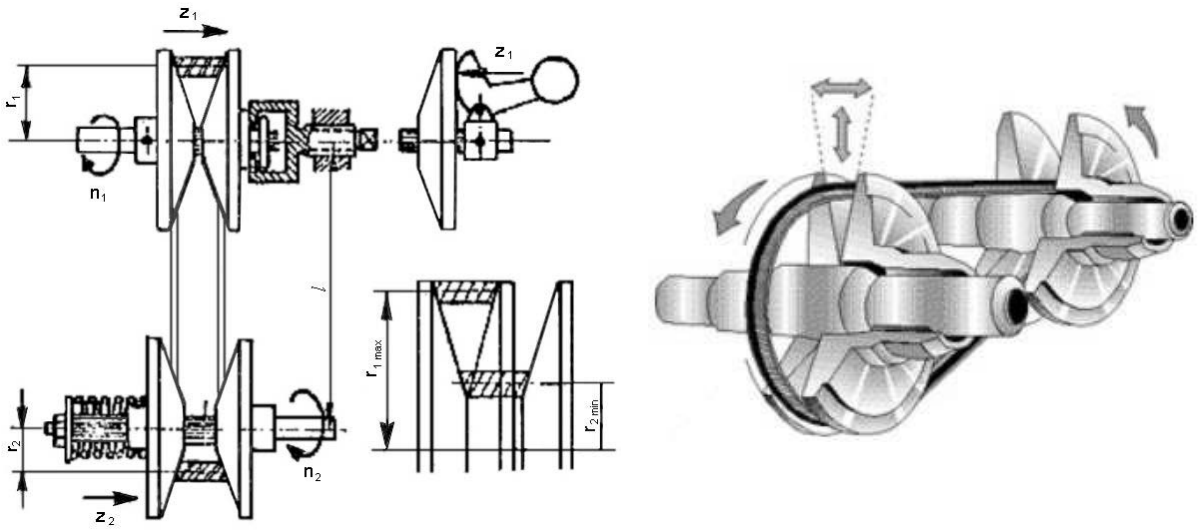
- mehaničke kontinuirane prenosnike,
- hidraulične prenosnike i
- električne prenosnike.

18.2.2.1 Mehanički kontinuirani prenosnici

Relativno visok koeficijent korisnog dejstva i širok dijapazon kontinualnog prenosa broja obrtaja, uslovljava veliki broj raznih konstrukcija. Ispitivanja su pokazala da postoji velika mogućnost primjene mehaničkih kontinuiranih prenosnika u transmisiji vozila.
Mehanički kontinuirani prenosnici mogu se podijeliti u dvije grupe:

a) prenosnici sa elastičnom vezom,
b) prenosnici sa neposrednim kontaktom.

Prenosnici sa elastičnom vezom su takvi prenosnici kod kojih se promjena prenosnog odnosa vrši promjenom položaja pokretnog diska gonjenog kaišnika, odnosno prenos između pogonskog i gonjenog kajišnika se vrši klinastim remenom.
Prenosnik sa elastičnom vezom sastoji se od pogonskog agregata sa tegovima i gonjenog agregata sa oprugama. Oba agregata imaju podjeljene klinaste remenice, od kojih je jedan dio stabilan a drugi aksijalno pomjerljiv na vratilu, tako da se razmak između remenica može mijenjati. Na slici 188 šematski je prikazan frikcioni mjenjač. Pogonsko vratilo obrće se brojem obrtaja n_1. Za pokretni disk



Sl. 188 Frikcioni mjenjač sa osnovnim elementima i prostornom šemom

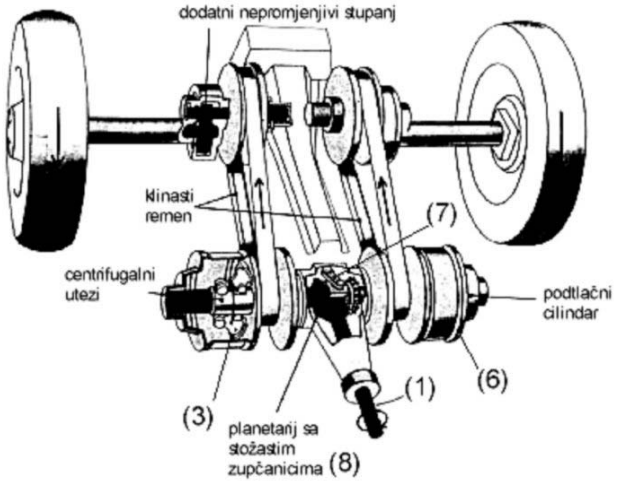
pogonskog vratila vezan je centrifugalni regulator koji u zavisnosti od broja obrtaja vrši pomjeranje pokretnog diska (z_1). Kod gonjenog pokretnog diska zazor se obezbjeđuje oprugom (z_2).
Pošto dužina klinastog kajiša (l) ostaje u svim uslovima ista to se odnos poluprečnika r_1 i r_2 uzajamno podešava tako da je odnos r_1 / r_2 promjenljiva vrijednost između dvije krajnje tačke. Na slici 188 rikazani su krajnji položaji pogonskog diska.
Prenosni odnos se računa iz izraza:

$$i = \frac{r_2}{r_1} \tag{188}$$

gdje su r_1 i r_2 – trenutne vrijednosti poluprečnika remenica na kojima se nalazi kaiš, a određeni su neutralnim linijama poprečnog presjeka kaiša.
Minimalne i maksimalne vrijednosti prenosnog odnosa određene su izrazima:

$$i_{\min} = \frac{r_{2\min}}{r_{1\max}} \quad i \quad i_{\max} = \frac{r_{2\max}}{r_{1\min}} \tag{189}$$

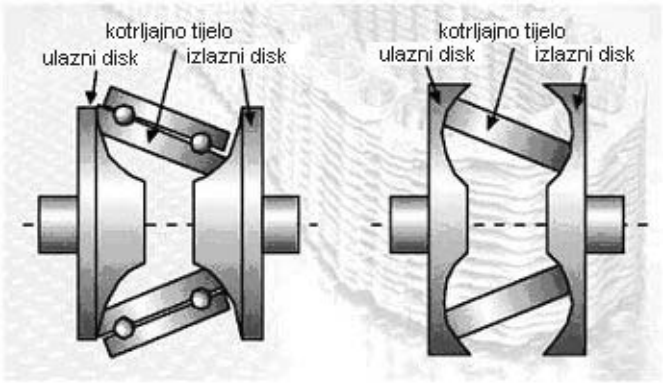
Kao najkarakterističniji prenosnik sa elastičnom vezom može se uzeti mjenjač DAF – variomatik prikazan na slici 189.



Sl. 189 Mehanički kontinuirani mjenjač (prenosnik) sa elastičnom vezom (DAF – variomatic)

Obrtni moment se dovodi preko vodećeg vratila (1) glavnog prenosa i istovremeno se predaje na dva konusna zupčanika (8), od kojih jedan omogućava kretanje naprijed a drugi vožnju unazad. Zupčanici su postavljeni u kućištu i oslonjeni na dva kuglična ležaja. Uključivanje zupčanika (8) sa poluosovinama ostvaruje se pomoću ogrlice (7). Na vanjskim krajevima poluosovina postavljeni su vodeći konični diskovi (6) koji su zupčastim remenovima povezani za vođene konusne diskove koji su vezani sa pogonskim točkovima. Regulisanje prenosnog odnosa je automatsko. Pri povećanju broja obrtaja motora, centrifugalna sila koja se javlja pri obrtanju tereta (3) vrši pomjeranje pokretnog konusnog diska ka nepokretnom. Ovo izaziva premještanje pogonskog remena od centra ka periferiji i smanjuje prenosni odnos transmisije.
Ako brzina vozila počinje da opada, npr. kao posljedica povećanih otpora, tada dolazi do razdvajanja pogonskih diskova, a samim tim i do povećanja prenosnog odnosa transmisije.

Frikcioni prenosnici sa neposrednim kontaktom sastoje se od dvije toroidalne prirubnice (pogonske i gonjenje) između kojih se nalaze dva do tri diska (kotrljajna tijela). Promjena prenosnog odnosa vrši se promjenom položaja osa diskova. Sa ovakvim prenosnikom može se ostvariti prenosni odnos i do 10. Idejna šema ovakvih prenosnika sa dva različita rješenja kotrljajnog tijela data je na sl. 190.



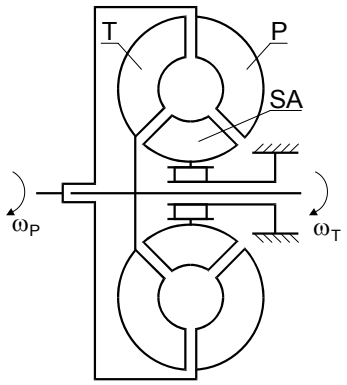
Sl. 190 Frikcioni prenosnici sa neposrednim kontaktom

18.2.2.2 Hidraulični kontinuirani prenosnici

Po principu radnog procesa hidraulični prenosnici (mjenjači) se dijele na:

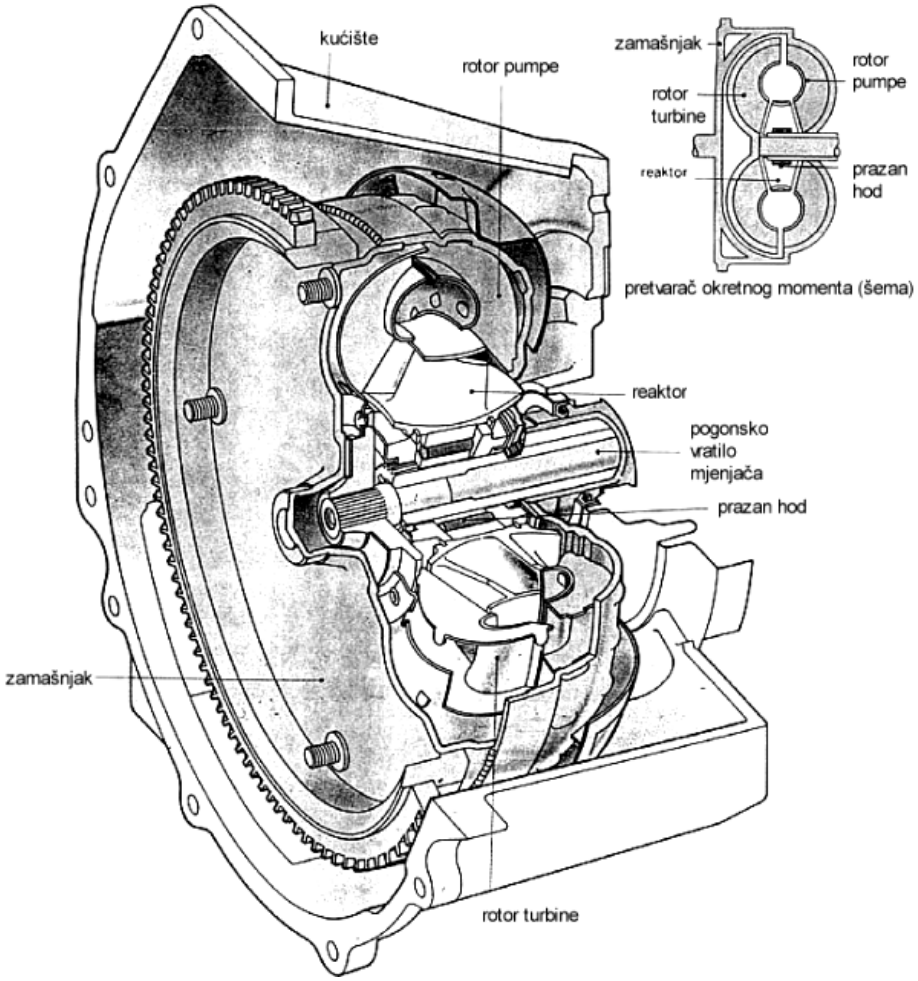
- hidrodinamičke i
- hidrostatičke.

Kod hidrodinamičkih prenosnika najveći značaj ima brzina kretanja tečnosti (ulja) unutar prenosnika, pošto se prenos (kod hidrodinamičke spojnice) ili transformacija obrtnog momenta (kod hidrodinamičkog mjenjača – transformatora) obavlja na račun iskorištenja kinetičke energije tečnosti.
Znači, hidrodinamički prenosnik koji ima svojstvo da automatski i kontinuirano mijenja dovedeni obrtni moment u određenim predjelima naziva se hidrodinamički mjenjač ili hidrotransformator.
Hidrotransformator je šematski prikazan na slici 191. Sastoji se iz tri kola sa lopaticama i to kola pumpe (P), kola turbine (T) i sprovodnog aparata (SA) koji obrazuju zatvoreni krug cirkulacije tečnosti. Lopatice radnih kola nisu kao kod hidrodinamičke spojnice ravne nego su zakrivljene ali tako da omogućavaju minimalne gubitke energije pri protoku tečnosti sa jednih lopatica na druge.
Za povećanje obrtnog momenta, dovedenog od motora mjenjaču neophodno je na njegovoj turbini ostvariti dopunski moment. Ovo se ostvaruje kolom sprovodnog aparata (SA) koje povećava brzinu strujanja fluida na ulazu u pumpu. Efekt povećanja obrtnog momenta kroz sprovodni aparat ostvaruje se jer lopatice sprovodnog aparata imaju suprotnu zakrivljenost od lopatica turbine, tako da se pri prolazu tečnosti stvara reaktivno dejstvo. U sprovodnom aparatu česticama tečnosti ponovo se vraća izgubljena kinetička energija u turbini, odnosno ponovo se povećava moment količine kretanja fluida.



Sl. 191 Šema hidrodinamičkog transformatora

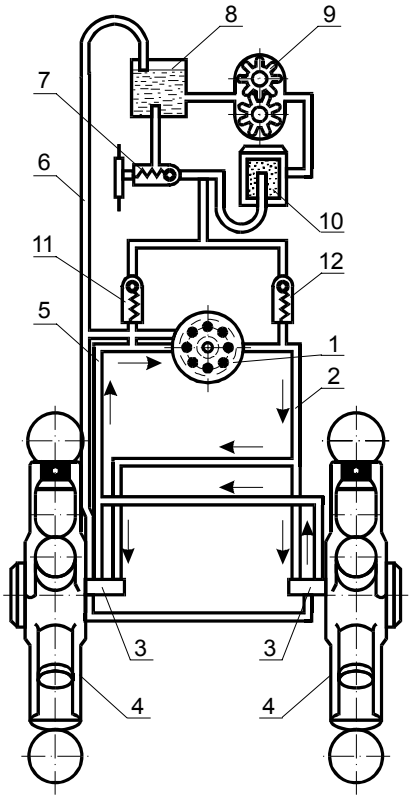
Radi boljeg sagledavanja izgleda i konstrukcije hidrodinamičkog transformatora na slici 192 dat je djelimični presjek istog sa označenim najvažnijim detaljima.



Sl. 192 Hidrodinamički kontinualni prenosnik

Sprovodni aparat je nepokretan i vezan je za kućište transformatora. Postoje i rješenja gdje se sprovodni aparat veže za pumpu i u tom slučaju hidrodinamički transformator prelazi u hidrodinamičku spojnicu.

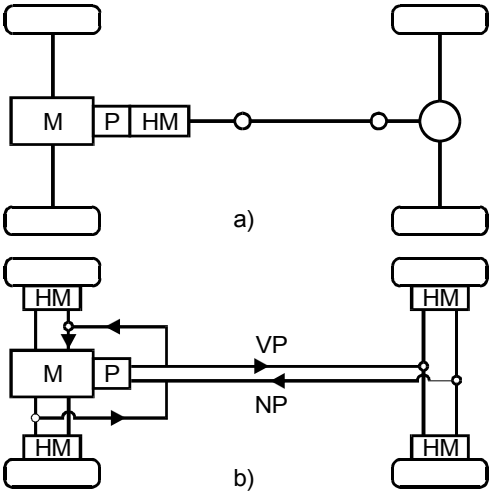
Hidrostatički prenosnik kod koga se prenos obrtnog momenta sa pogonskog na gonjeni agregat vrši pomoću tečnosti u jednom zatvorenom sistemu, prikazan je šematski na slici 193



1 – hidraulična pumpa;
2 – vod visokog pritiska;
3 – osovina kotača;
4 – hidrostatički motor;
5 – vod niskog pritiska;
6 – prelivni vod;
7, 11, 12 – regulacioni ventil;
8 – rezervoar;
9 – zupčasta pumpa sistema za napajanje;
10 – filter.

Sl. 193 Hidrostatički prenosnik

Sistem se sastoji od: pumpe (1), motora (4), cvjevovoda (2, 5), prelivnog voda (6), regulacionih ventila (7, 11, 12), rezervoara (8), napojne zupčaste pumpe (9) i filtera (10).
Postoji više varijanti postavljanja hidrostatske transmisije na vozilo. Na slici 194 je prikazano par varijati ugradnje hidrostatičke transmisije na vozilu.



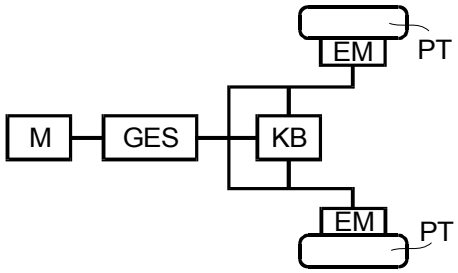
M – motor sui,
P – hidraulična pumpa,
HM – hidromotor,
VP – vod visokog pritiska,
NP – vod niskog pritiska.

Sl. 194 Varijante ugradnje hidrostatičke transmisije na vozilu

Prva varijanta (sl. 194 a)) prikazuje hidrostatički prenosnik koji ima funkciju mjenjača. Hidrostatički prenosnik sastoji se od hidropumpe i hidromotora. Postavljen je uz motor kao jedan blok. Obrtni moment se prenosi preko kardanskog vratila na glavni prenos a zatim na poluosovine.
Druga varijanta (sl. 194 b)) sastoji se od jedne hidropumpe, a broj hidromotora zavisi od broja pogonskih točkova. Ovdje hidrostatički prenosnik igra ulogu transmisije. Prikazan je slučaj pogona na sva četiri točka.
Osnovni nedostatak hidrostatičkih prenosnika je nizak stepen korisnog dejstva.

18.2.2.3 Električni kontinuirani prenosnici

Rad električnih prenosnika bazira se na varijaciji obrtnog momenta generatora koji dobiva pogon od motora sui.
Veoma važna svojstva električnih prenosnika su: unutrašnji automatizam bestepenog regulisanja vrijednosti obrtnog momenta, veoma su pogodni za ugradnju, imaju mogućnost za jednostavan prenos snage, ravnomjernu promjenu obrtnog momenta, lagano upravljanje i mogućnosti kočenja vozila korištenjem električne energije. Najširu primjenu od svih električnih prenosnika imaju prenosnici koji dejstvuju pri konstantnoj jačini električne struje (generator – vučni elektromotor).
Način prenosa obrtnog momenta na pogonske točkove prikazan je na slici 195 gdje je:



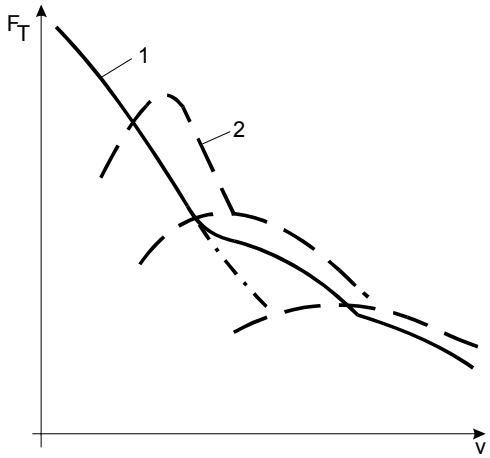
M – motor sui, GES – generator za proizvodnju istosmjerne ili naizmjenične struje,
KB – komandni blok, EM – elektromotor, PT – pogonski točak

Sl. 195 Šema električnog kontinuiranog prenosnika

Na slici 195 prikazan je električni prenosnik kod koga su vučni motori (EM) postavljeni direktno uz pogonske točkove.
Automatizam promjene obrtnog momenta odvija se na slijedeći način: pri promjeni spoljnih otpora kretanja mijenja se i obrtni moment na vratilu elektromotora, usljed čega se mijenja i jačina struje kojom generator napaja vučni motor.

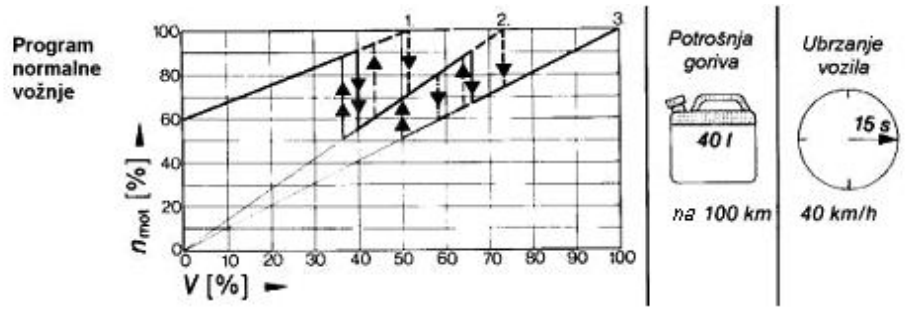
18.2.2.4 Hidromehanički mjenjači

U savremenim vozilima, posebno autobusima u specifičnim uslovima vožnje (gradski saobraćaj) sve više se ugrađuju kombinovani tzv. hidromehanički mjenjači. Njihova prednost se najbolje vidi na sl. 196 gdje je dat diagram vučne sile jednog kombinovanog hidromehaničkog mjenjača (kriva – 1) sa dva stepena mehaničkog mjenjača u odnosu na klasičan trostepeni mehanički mjenjač (kriva – 2).

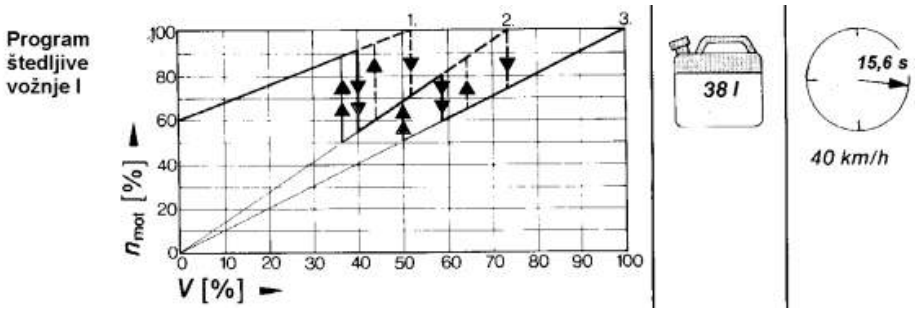


Sl. 196 Uporedni diagram vučne sile na točku (F_T) za dva mjenjača

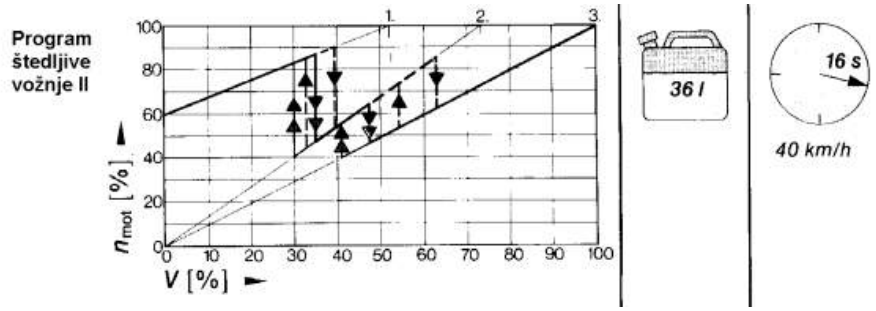
Kombinovani hidrodinamički mjenjači su uglavnom automatizovani gdje je vrlo važan izbor programa prebacivanja brzina mjenjača. Program se bira prema vrsti vozila i uslovima u kojima vozilo uglavnom radi. Na sl. 197; 198; 199 dati su primjeri programa za izbor promjene stepena prenosa mjenjača za tri različita režima vožnje za firmu Voith, mjenjač DIWA D863.



Sl. 197 Program normalne vožnje kod automatskog mjenjača DIWA D863 firme VOITH

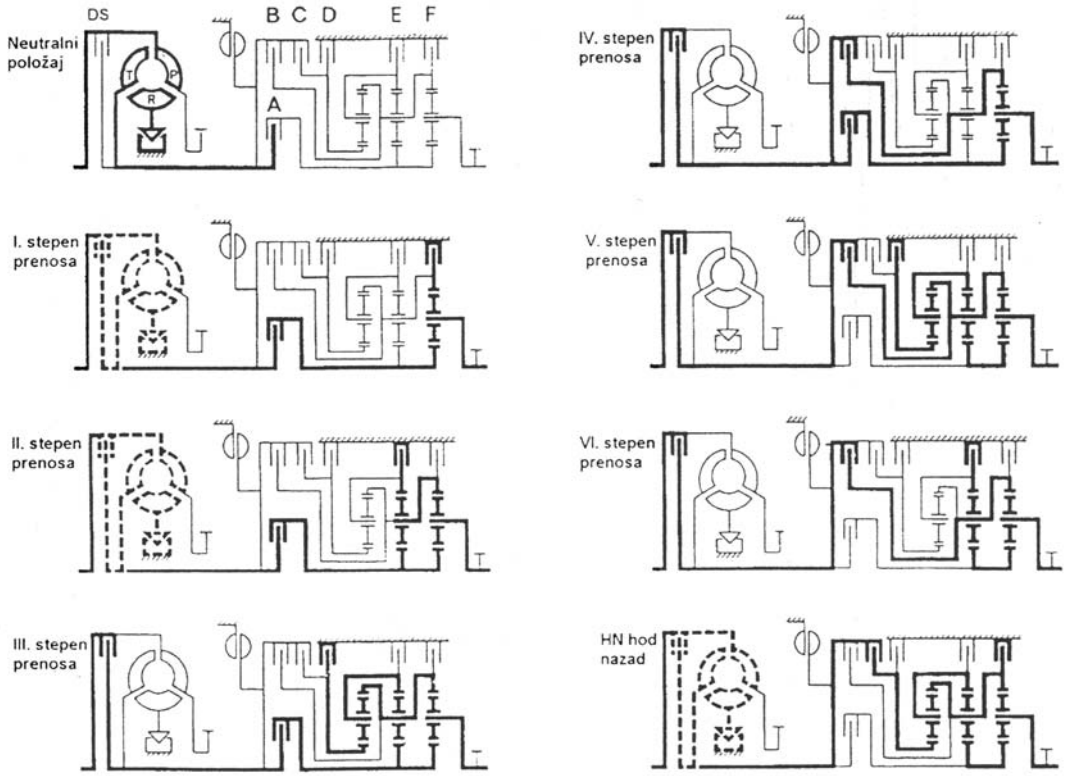


Sl. 198 Program štedljive vožnje kod automatskog mjenjača DIWA D863 firme VOITH



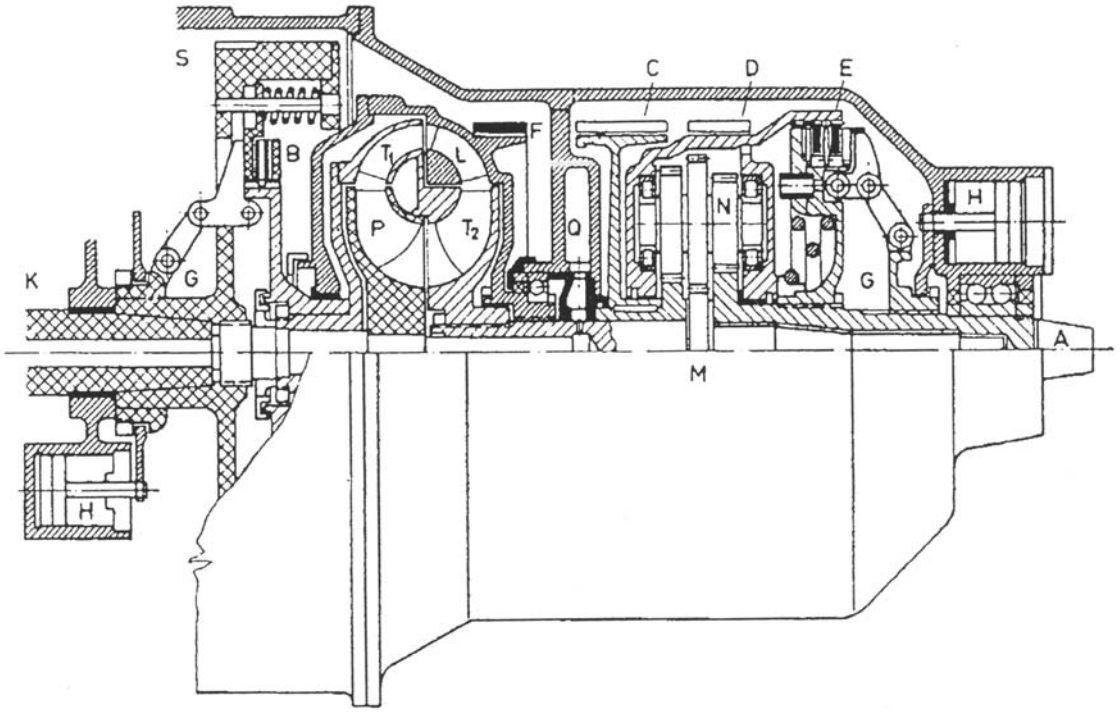
Sl. 199 Program vrlo štedljive vožnje kod automatskog mjenjača DIWA D863 firme VOITH

Na sl. 200 dat je primjer realizacije prenosnih odnosa jednog savremenog šestostepenog planetarnog automatskog mjenjača firme ZF.

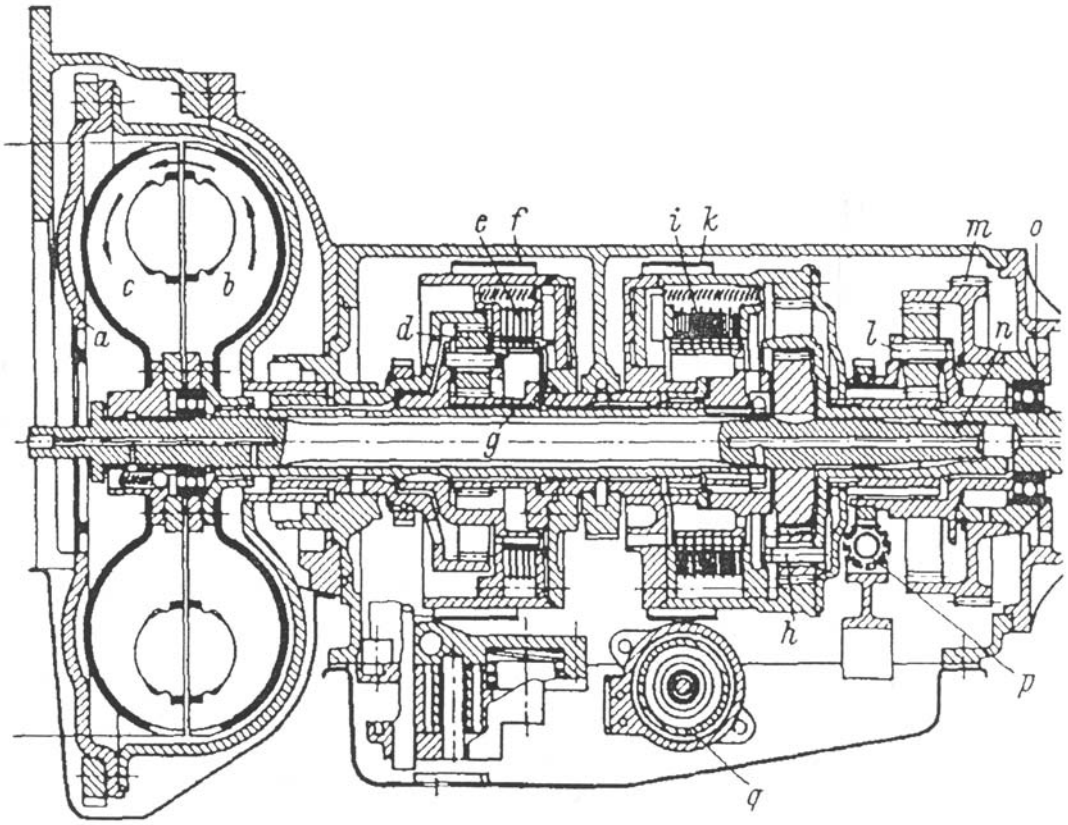


Sl. 200 Realizacija 6+1 prenosnih odnosa na planetarnom mjenjaču 6HPP500 firme ZF
DS – direktna spojnica za premošćavanje pretvarača;
A, B, C – mokre frikcione spojnice, D, E, F – mokre frikcione kočnice

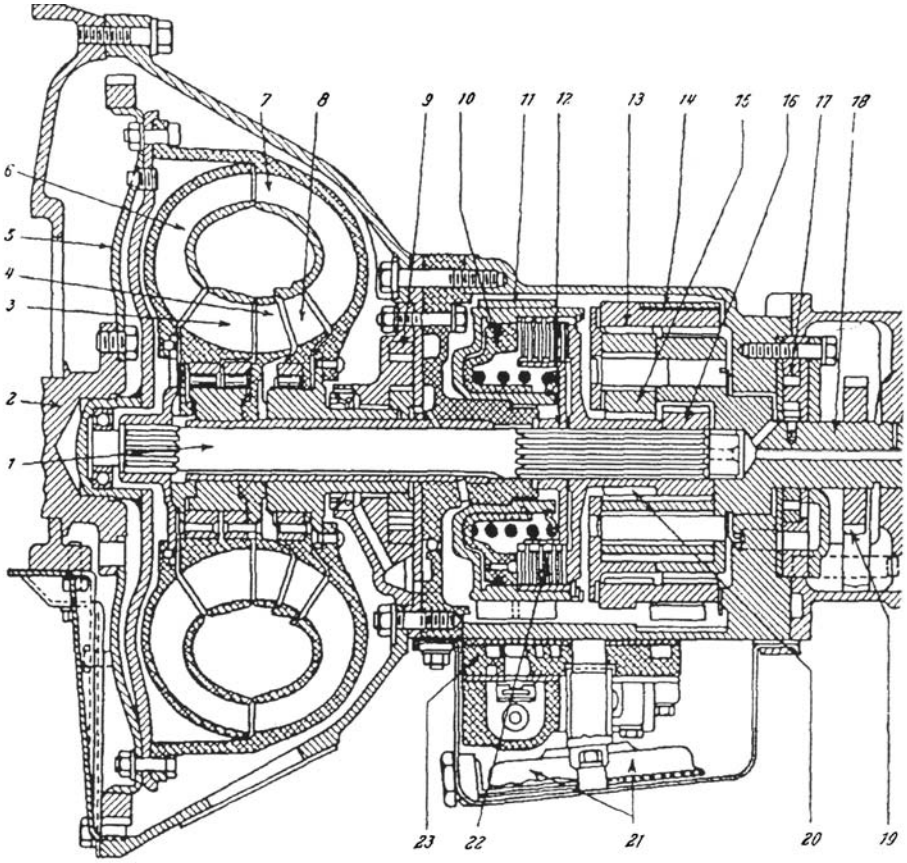
U nastavku su dati primjeri nekoliko automatskih hidromehaničkih mjenjača, na sl. 201 do 206



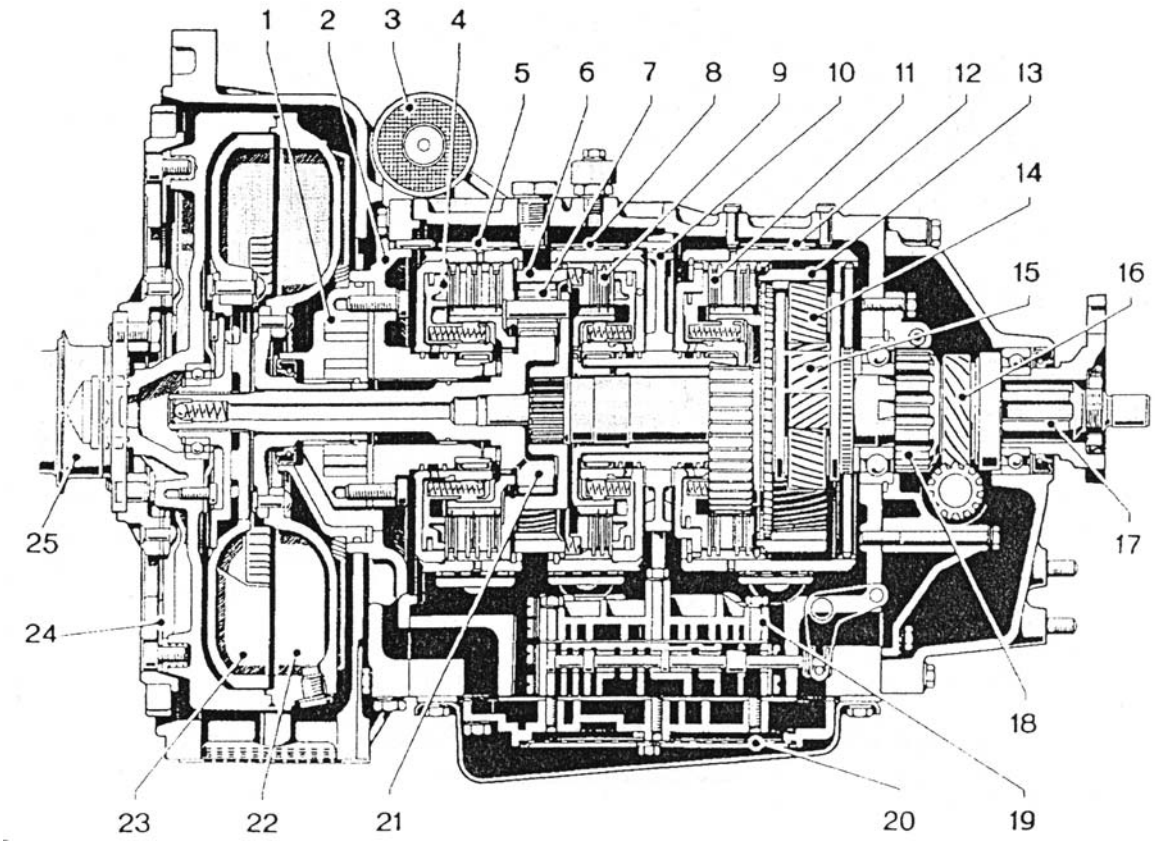
Sl. 201 Automatski mjenjač koji je konstruiran 1925 godine (Rieseler)
a 1927 godine ispitan u vozilu Mercedes Benz



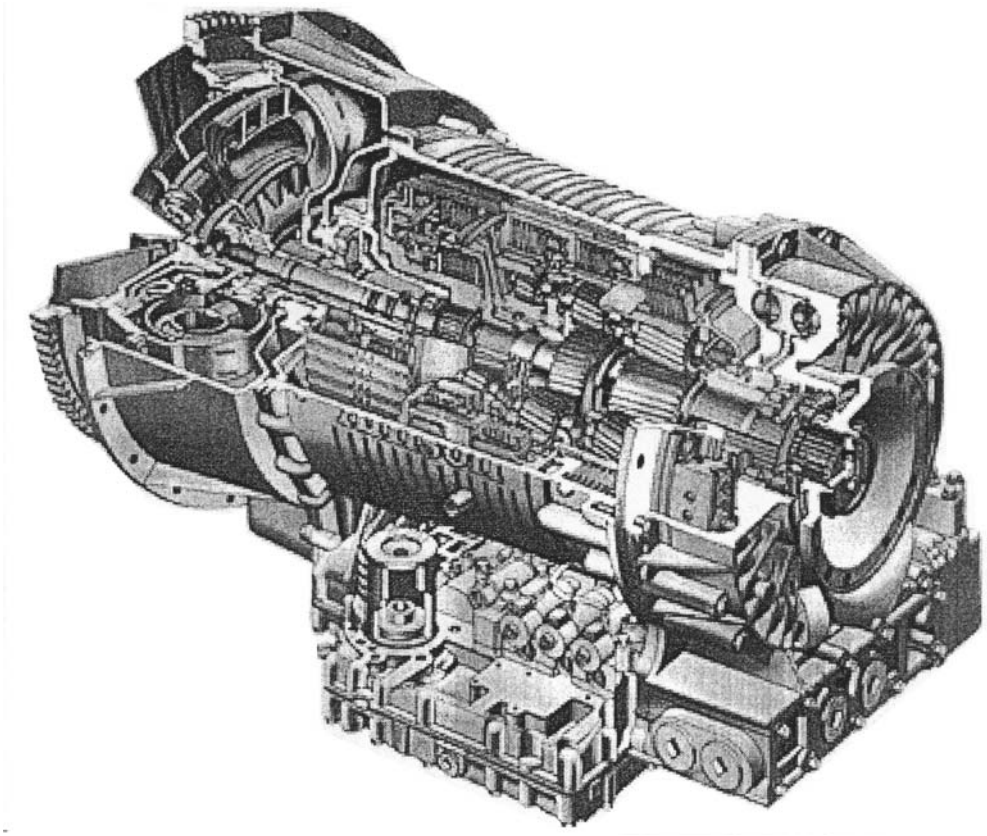
Sl. 202 Prvi serijski automatski mjenjač HYDRAMATIC firma GMC iz 1939 godine



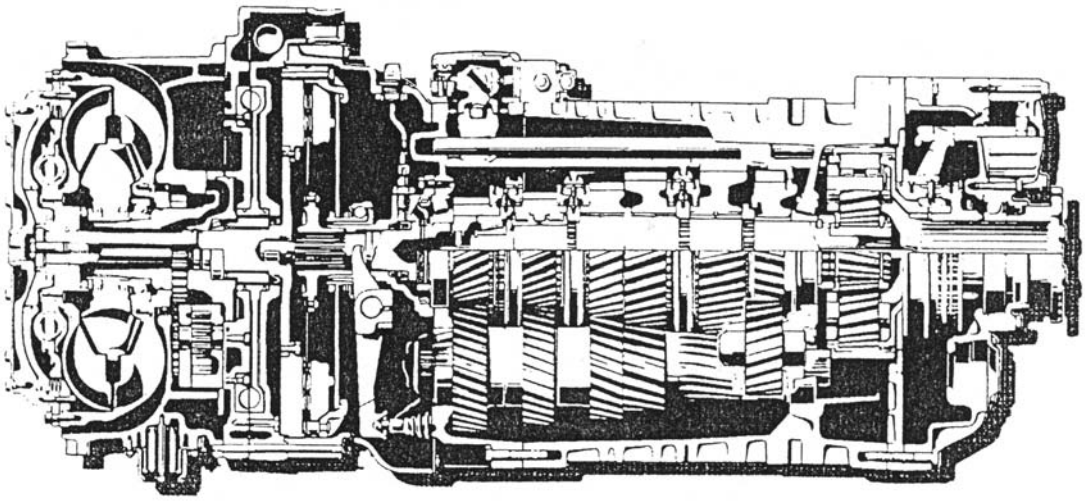
Sl. 203 Automatski mjenjač DYNYFLOW firme GMC iz 1948 godine



Sl. 204 Automatski mjenjač firme Mercedes Benz iz 1961 godine



Sl. 205 Suvremeni automatski mjenjač B500R firme Allison



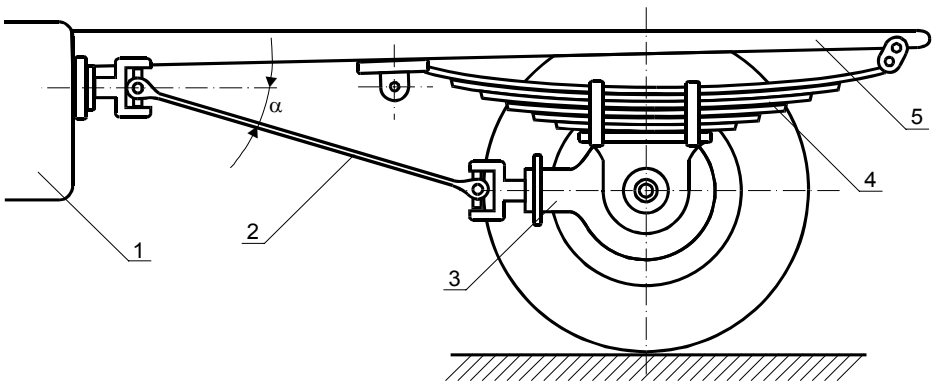
Sl. 206 Mjenjač TRANSMATIC firme ZF sa 16 stepeni prenosa i hidropretvaračem

18.3 Zglobni (kardanski) prenosnici

Zglobni prenosnici služe za prenos obrtnog momenta između agregata čije su ose postavljene pod nekim uglom jedna u odnosu na drugu, s tim da se taj ugao u toku eksploatacije vozila može stalno mijenjati. Osim za prenos obrtnog momenta vodećem mostu, kardanski prenosnik se također, primjenjuje pri prenosu obrtnog momenta za pogon pomoćnih agregata vozila (uređaj za samoistovar, čekrk itd.). Kardanski prenosnici moraju ispuniti slijedeće zahtjeve:

a) da nemaju poprečnih oscilacija i bacanja vratila u svim mogućim dijapazonima brojeva obrtaja,
b) da omogućavaju ravnomjernost obrtanja vratila,
c) da imaju visok stepen korisnog dejstva i pri velikim vrijednostima ugla među vratilima.

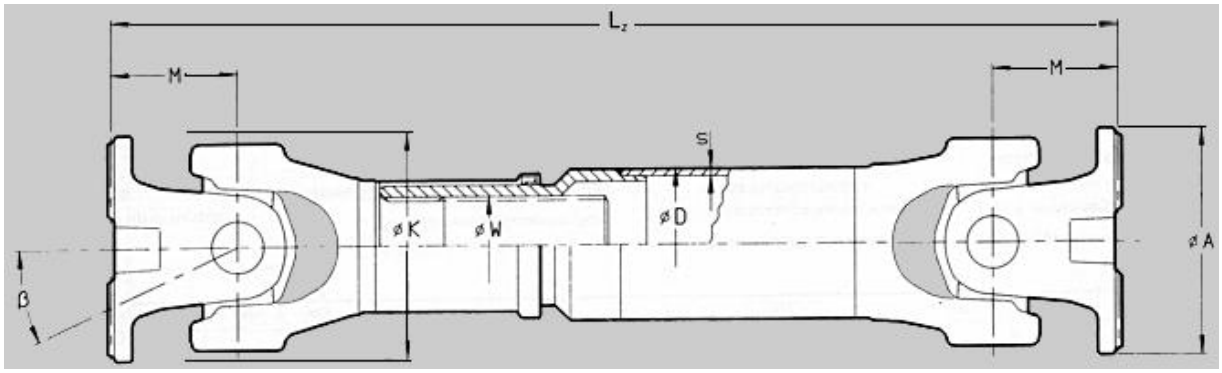
Ako kardanski prenosnici vežu agregate vozila smještene na ramu, ugao vratila obično ne prelazi 2-3° i zavisi od stepena tačnosti postavljanja agregata i deformacije rama. Ako su jedno ili oba vratila smješteni tako da se pokreću zajedno sa mostovima taj ugao kod vozila može biti 15-20°, a kod specijalnih vozila do 30° i više stepeni. Naročito velik ugao među vratilima koja vežu kardanski prenosnici je kod poluosovina prilikom pogona na prednji most, i on može dostići vrijednost 30-40° pri maksimalnom uglu okretanja točkova prilikom ulaska vozila u oštru krivinu.
Na slici 207 šematski je prikazan položaj kardanskog vratila prilikom prenosa obrtnog momenta od mjenjača (1) na pogonski most (3). Pošto je pogonski most elastično vezan za ram (5) preko gibnja (4) to u toku kretanja vozila dolazi do pomjeranja pogonskog mosta po kružnom luku pa kardansko vratilo mora imati mogućnost kompenzacije promjenljive dužine.



1 – mjenjač, 2 – kardanski prenosnik, 3 – vodeći most, 4 – gibanj, 5 – ram

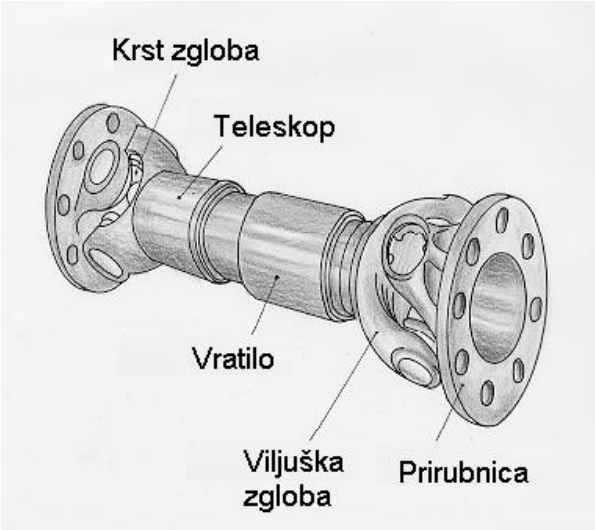
Sl. 207 Šema kardanskog prenosnika

Kardanska vratila prave se od tankostjenih čeličnih cijevi kao što se vidi na slici 208. Da bi se omogućilo prilagođavanje kardanskog vratila promjenljivoj dužini koja se javlja u toku eksploatacije, vratilo se izvodi iz dva dijela, koja su međusobno aksijalno pomjerljiva duž žljebova.



Sl. 208 Kardansko vratilo sa kardanskim zglobovima

Aksonometrijski izgled kardanskog vratila dat je na sl. 209.



Sl. 209 Kardansko vratilo sa kardanskim zglobovima

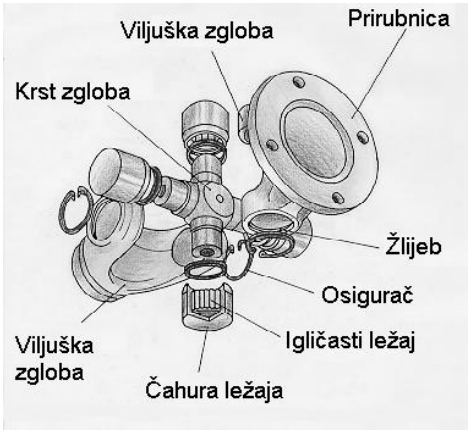
Kardansko vratilo, kao cjelina mora biti izbalansirano, kako statički tako i dinamički, da bi se izbjegla vibracija vratila u pogonu i ostvario miran i bešuman hod vratila.
Stepen korisnog dejstva kardanskih prenosnika kreće se od 0,95 do 0,99.
Osnovna podjela kardanskih prenosnika može se izvršiti prema načinu rada, odnosno prenošenja obrtnog momenta na vratilu sa promjenljivim uglovima. U tom smislu sve zglobne spojnice se mogu podijeliti na elastične koje prenos obrtnog momenta ostvaruju zahvaljujući elastičnim deformacijama materijala koji se koristi za njihovu gradnju i šarnirne (zglobne), koje ovaj zadatak obezbjeđuju posredstvom posebnih šarnirnih mehanizama.
Osim ove podjele, vrlo bitnu klasifikaciju zglobnih spojnica moguće je učiniti i u odnosu na kinematiku prenošenja obrtnog momenta, odnosno ravnomjernost broja obrtaja kardanskog vratila.
Zglobne spojnice (kardanski zglobovi) mogu se podijeliti na:

- Zglobove nejednake ugaone brzine (asinhrone). Zglobovi nejednake ugaone brzine prilikom promjene ugla među vratilima karakterišu se periodičnom neravnomjernošću ugaonih brzina vodećeg i vođenog vratila. Zglobovi nejednake ugaone brzine mogu se izvoditi i kao elastični i kao šarnirni.

- Zglobove jednake ugaone brzine (sinhrone) koji se karakterišu jednakim ugaonim brzinama vodećeg i vođenog vratila pri bilo kakvoj promjeni ugla. Kardanska vratila sa sinhronim zglobovima primjenjuju se kod pogona točkova na prednjem mostu (prednji pogon). Zglobovi jednakih ugaonih brzina izvode se kao šarnirni.

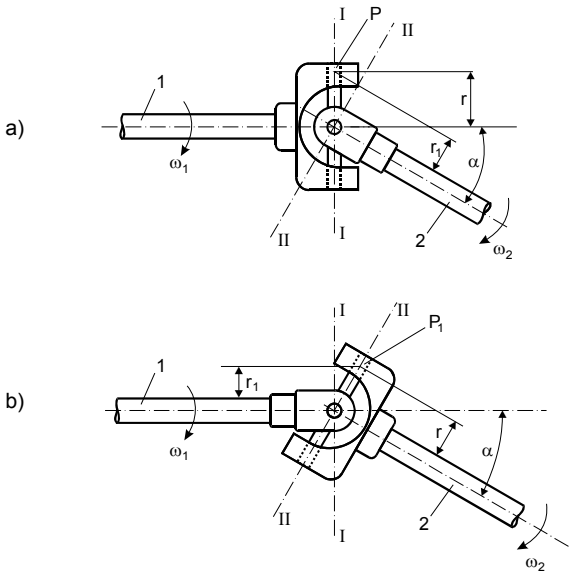
18.3.1 Zglobovi nejednakih ugaonih brzina (asihroni zglobovi)

Najčešće upotrebljavan zglob nejednake ugaone brzine je krstasti zglob koji je prikazan na sl. 210 sa svim glavnim elementima.



Sl. 210 Asinhroni krstasti zglob

Usljed nejednakih ugaonih brzina vodećeg i vođenog vratila dolazi do dodatnih naprezanja koja se prenose na glavni prenos u vodećem mostu i doprinose njegovom bržem habanju.
Šema krstastog zgloba data je na slici 211 a) i b) gdje je dato njihanje krsta kardana, tzv. "otvorenog kardana" različite ugaone brzine.
Na slici 211 a) prikazan je položaj zgloba koji prenosi obrtni moment pod uglom α. Tačka P na vertikalnoj viljuški opisuje krug poluprečnika r u vertikalnoj ravni i vezana je za vratilo 1. Odgovarajuća tačka na horizontalnoj viljušci vezana za vođeno vratilo (2) također opisuje krug ali u ravni nagnutoj pod uglom α u odnosu na vertikalnu ravan.



Sl. 211 Šema krstastog zgloba u dva karakteristična položaja

Tačka P vrši kružno kretanje u ravni I-I. Odgovarajuća tačka na vratilu (2) vrši kružno kretanje u ravni II-II. Presjek ravni I-I i II-II je osa oko koje se njiše krst kardana u granicama ugla α.
Broj okretaja vratila (1) i (2) su isti ali su ugaone brzine ω_1 i ω_2 različite tokom jednog obrtaja vratila (2). Iz uslova da se brzina kretanja tačke P izrazi preko ugaonih brzina ω_1 i ω_2 (sl. 211 a)) važi:

$$v_p = \omega_1 \cdot r = \omega_2 \cdot r \cos\alpha \tag{190}$$

odnosno,

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot \cos\alpha \tag{191}$$

Ako se pak brzina tačke P_1 izrazi preko ugaonih brzina ω_1 i ω_2 (sl. 211 b) važi:

$$v_{p1} = \omega_1 \cdot r\cos\alpha = \omega_2 \cdot r \tag{192}$$

odnosno,

$$\omega_1 = \frac{1}{\cos\alpha}\omega_2 \tag{193}$$

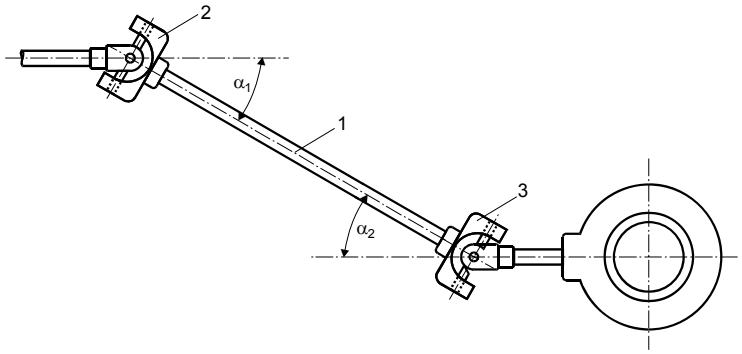
Odavde slijedi da se ugaona brzina w_2 kreće u granicama:

$$\omega_1 \cos\alpha \le \omega_2 \le \frac{\omega_1}{\cos\alpha} \tag{194}$$

za konstantnu vrijednost ugaone brzine ω_1.
Ovo znači da i za slučaj ω_1 = const., ugaone brzina ω_2 varira u rasponu prema jednačini (194), odnosno da je u procesu rada kardanskog vratila prisutno ugaono ubrzanje $\left(\frac{d\omega_2}{dt}\right)$ i u slučaju ω_1 = const.
Ubrzanje izaziva dinamičko opterećenje u vidu inercionog momenta, koji se može izraziti kao:

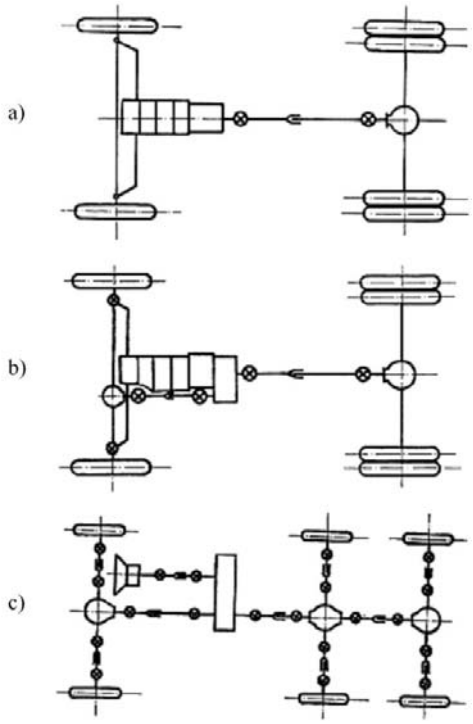
$$M_i = I \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \tag{195}$$

gdje je I – momenat inercije masa rotiranja vratila (2). Zbog ovoga se najčešće, za slučaj kardanskog vratila sa zglobovima nejednakih brzina, koristi kombinacija vratila kao na slici 212, gdje je ulazna i



Sl. 212 Kombinacija kardanskih vratila koja omogućavaju istu vrijednost ulazne i izlazne ugaone brzine

izlazna osa vratila nalazi u istoj ravni. U tom slučaju dinamičko opterećenje prima samo vratilo (1) sl. 212. Ovo opterećenje se može minimizirati sa dimenzijama i masama vratila (1).
Raspored kardanskih vratila zavisi od broja vodećih mostova i pomoćnih agregata. Na slici 213 dat je šematski raspored kardana za slučaj pogona na zadnjim točkovima (sl. 213 a)), pogona na sva četiri

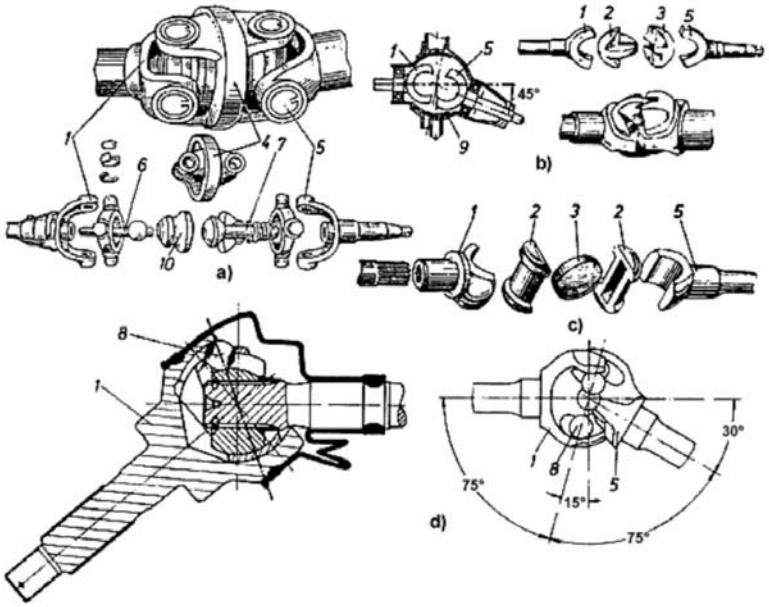


Sl. 213 Raspored kardanskih vratila za tri različita slučaja pogona vozila

točka (sl. 223 b)) i pogona na šest točkova (sl. 223 c)).

18.3.2 Zglobovi jednakih ugaonih brzina (sinhroni zglobovi)

Ako se spoje dva zgloba nejednakih ugaonih brzina, tako da između njih bude ugao koji ostvaruje pogonsko i gonjeno vratilo, onda će oni prenositi ravnomjerno ugaone brzine sa jednog na drugo vratilo. Ovakvi sklopovi često se zovu i homokinetički zglobovi. Najčešće se nalaze na vratilima pogonskih i upravljačkih točkova vozila jer osiguravaju kontinuiran prenos obrtnog momenta pri bilo kom uglu zakretanja. Na sl. 214 prikazano je nekoliko različitih konstrukcije homokinetičkih zglobova.



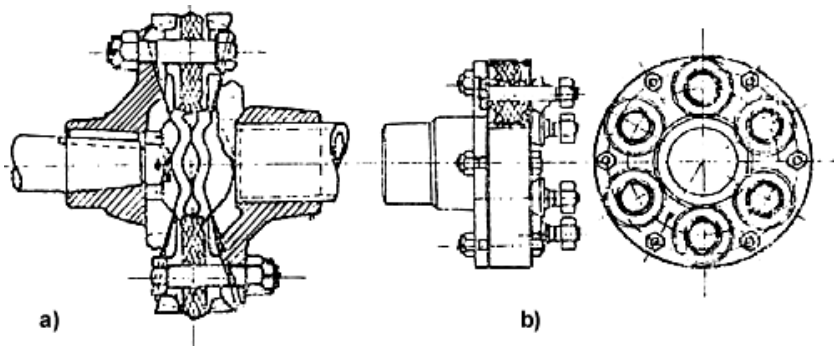
1, 5 – vilice na vratilu pogonskog kotača; 2, 3 - posebno oblikovani umeci;
4 – ploča homokinetskog zgloba; 6,7 – osovinice homokinetskog zgloba;
8 – kugle; 9 – obloga zgloba; 10 – čep.

Sl. 214 Homokinetički zglobovi

Na slici 214 a) prikazan je homokinetički zglob složen od odgovarajućeg spajanja dva obična kardanska zgloba. Zglobove nosi ploča homokinetskog zgloba 4 i ti su zglobovi u odnosu na ploču 4 postavljeni simetrično. Neravnomjernost koju unosi prvi kardanski zglob otklanja drugi kardanski zglob. Uvjet je da uglovi zakretanja jednog i drugog zgloba budu međusobno uvijek jednaki. To se postiže zglobno vezanim osovinicama 6 i 7. Konstrukcija tih kardanskih zglobova identična je konstrukciji kardanskih zglobova obrađenih u okviru kardanskih vratila.
Homokinetski zglob na slici 214 b) posjeduje umetke 2 i 3 posebna oblika. Umetci ostvaruju međusobni zahvat u horizontalnoj ravnini, a preko kanala ostvaruju zahvat s vilicama vratila pogonskih kotača 1 i 5 u vertikalnoj ravnini. Cijeli je zglob smješten u oblozi zgloba 9. Omogućuje kontinuirani prenos zakretnog momenta do kuta zakretanja kotača od 90°.
Taj tip zgloba ima niži stupanj korisnosti od stupnja kardanskog homokinetskog zgloba jer radi uz korištenje trenja klizanja između sastavnih dijelova. Zahtijeva dobro podmazivanje.
Umetci 2 i 3 kod homokinetičkog zgloba na slici 214 c) također su posebno oblikovani, a uz to pločica 3 osigurava jednakost zakretanja vilica 1 i 5. Primjenjuje se za prijenos zakretnog momenta velikih vrijednosti. Kod vozila povećane prohodnosti primjenjuju se homokinetički zglobovio kao na sl. 214 d).
U iskovanim vilicama izrađeni su kanali u koje se smještaju kugle. Zglobovi su relativno jednostavni za izradu i postoji više modifikacija. Uspješno rade do uglova 30°-32°.

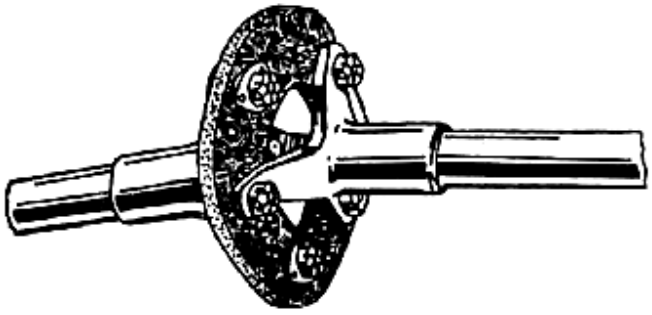
18.3.3 Elastični zglobni prenosnici

Elastični zglobovi konstruktivno su rješeni najčešće sa elastičnim diskom (sl. 215 a)) i sa kombinovanim gumeno čeličnim čaurama (sl. 215 b)). Zglob sa elastičnim diskom, koji se obično pravi od gumiranog platna, zadovoljava pri radu kod koga se uglovi među pogonskim i gonjenim vratilima nalaze u rasponu od 3°-5°. Zglobovi sa gumeno-čeličnim čaurama, čiji broj zavisi od veličine obrtnog momenta koji se prenosi, omogućavaju rad pod uglom među vratilima do 12°. U posljednje vrijeme se sve rjeđe upotrebljavaju u automobilskoj industriji.



Sl. 215 Crteži elastičnih zglobova

Na slici 216 data je skica prenosnih vratila sa elastičnim zglobom.



Sl. 216 Veza elastičnog zgloba sa prenosnim vratilima

18.4 Pogonski (vodeći) most

Pogonski most služi za prenos obrtnog momenta od mjenjača ili preko kardanskog vratila (zavisno od konstrukcije) na pogonske točkove. Osim toga, pogonski most mora primiti vertikalne, uzdužne i poprečne sile koje se javljaju između kolovoza i rama ili karoserije vozila. Pogonski most može biti prednji (osim pogona ima i funkciju mosta sa kojim se upravlja) ili zadnji pa se u zavisnosti od toga konstruiše i način prenosa obrtnog momenta na pogonske točkove.

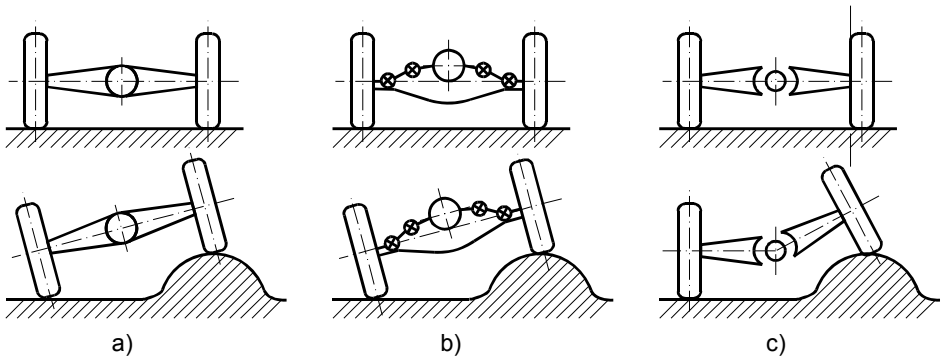
Pogonski most mora ispuniti slijedeće zahtjeve:

a) da obezbijedi translatorno kretanje vozila i potrebnu maksimalnu brzinu vozila u najvećem stepenu prenosa,
b) da vrši promjenu parametara snage u nepromijenjenom (stalnom) odnosu,
c) da promijeni ravan obrtanja vratila (izuzev u slučaju vozila sa motorom postavljenim poprečno u odnosu na uzdužnu osu vozila),
d) da prenosi obrtni moment na lijevi i desni točak pri njihovim različitim ugaonim brzinama,
e) da preko svog kućišta (ukoliko ga ima) omogući prenos sila (aktivnih i rekativnih) između rama ili karoserije vozila i pogonskih točkova (preko sistema za ovješenje),
f) da ima što manju težinu,
g) da ima što manje dimenzije, radi postizanja odgovarajućeg klirensa (rastojanja najniže tačke vozila od kolovoza).

U pogonskom mostu smješteni su mehanizmi transmisije koji služe za prenos obrtnog momenta na pogonske točkove, i to:

- glavni prenos,
- diferencijal i
- poluvratila.

Pogonski most obično predstavlja gredu koja u sebi sadrži: glavni prenos, diferencijal i poluvratila. Kod zavisnog ovješenja točkova, vodeći most je kruta greda koja povezuje točkove (sl. 217 a)). U tom slučaju glavni prenos i diferencijal obično se postavljaju u kućište pogonskog mosta. Rjeđe se glavni prenos i diferencijal postavljaju na ram (ili karoseriju) vozila, dok kruta greda veže točkove (sl. 217 b))



Sl. 217 Načini ovješenja pogonskog mosta

(poluzavisno vješanje). Pri nezavisnom vješanju točkova sa klatećim poluvratilima, kućište pogonskog mosta se pravi razdvojeno (slika 217 c)). Ako je nezavisno ovješenje izvedeno sistemom poluga, vodeći most tada praktično nije samostalan agregat.
U zavisnosti od koncepcije gradnje, na motornom vozilu može biti jedan ili više pogonskih mostova a mogu biti smješteni na zadnjem ili i na zadnjem i na prednjem dijelu vozila.

Koeficijent korisnog dejstva glavnog prenosa određuje se na osnovu gubitaka usljed trenja među zupcima zupčanika, usljed bućkanja maziva i trenja u ležajevima.
Kod jednostepenih glavnih prenosa sa konusnim zupčanicima koeficijent korisnog dejstva $\eta_o = 0{,}96$, a kod duple redukcije $\eta_o = 0{,}92$.
Obrtni moment koji glavni prenos prenosi na poluvratila se računa kao:

$$M_o = M_e \cdot \eta_s \cdot i_m \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot i_o \cdot \eta_o \tag{196}$$

gdje su:

M_o – obrtni moment na gonjenom zupčaniku glavnog prenosa,
M_e – obrtni moment motora,
i_m – prenosni odnos u mjenjaču,
η_m – stepen korisnog dejstva u mjenjaču,
η_k – stepen korisnog dejstva kardanskog prenosnika,
i_o – prenosni odnos u glavnom prenosu,
η_o – stepen korisnog dejstva glavnog prenosa,
η_s – stepen korisnog dejstva spojnice.

Prenosni odnosi kod jednostruke redukcije se kreću u granicama $i_o = 3\text{-}7$, a kod duple redukcije $i_o = 5\text{-}12$.

18.4.1 Glavni prenos

Zadatak glavnog prenosa je da prenosi snagu od izlaznog vratila mjenjača, odnosno zglobnog prenosnika do diferencijalnog prenosnika uz povećanje obrtnog momenta i smanjenje ugaone brzine i promjnu ravni obrtanja (najčešće za 90°).

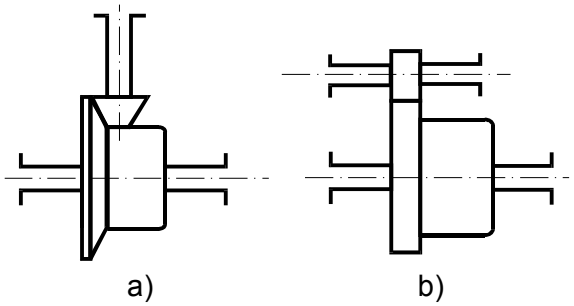
Konstrukcija glavnog prenosnika treba da zadovolji slijedeće posebne uslove:

a) da obezbijedi neophodan (projektovani) prenosni odnos u vodećem mostu (i_o) sa najmanjim mogućim gabaritom kako bi se ostvario maksimalan klirens,
b) miran rad (mala buka),
c) da obezbijedi što veću vrijednost stepena korisnog dejstva.

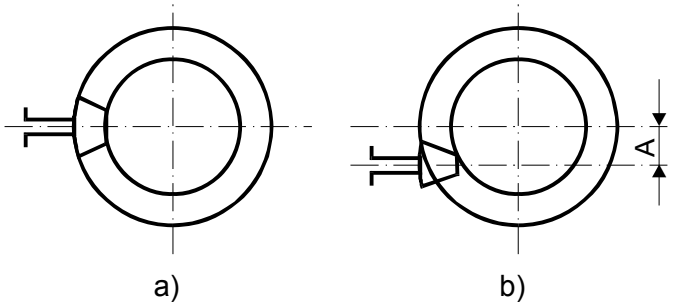
Postoje različite vrste glavnih prenosnika. U odnosu na konstrukciju mogu se podijeliti na:

- zupčaste i
- pužne.

Zupčasti glavni prenos se sastoji najčešće od para konusnih zupčanika (konusni i tanjirasti) (sl. 218 a)) ili od para cilindričnih zupčanika (sl. 218 b)), koji se primjenjuju na vozilima kod kojih se ne zahtijeva promjena ravni obrtanja, a to znači u slučaju kada je motor postavljen poprijeko u odnosu na uzdužnu osu vozila pri čemu se i motor i pogonski most nalaze na istom dijelu vozila (prednjem ili zadnjem).
Konusnosno-tanjirasti zupčasti parovi rade se sa spiralnim zubima (sl. 219 a)) i hipoidnim zubima (sl. 219 b)). Kod spiralnih zuba ose zupčanika se sjeku u jednoj tačci, a kod hipoidnih se mimoilaze.



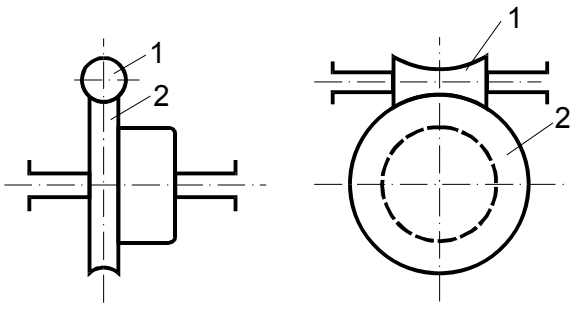
Sl. 218 Skica glavnog prenosa sa konusno-tanjirastim zupčanicima (a) i sa cilindričnim zupčanicima (b)



Sl. 219 Konusno-tanjirasti glavni prenos sa spiralnim (a) i hipoidnim zubima (b)

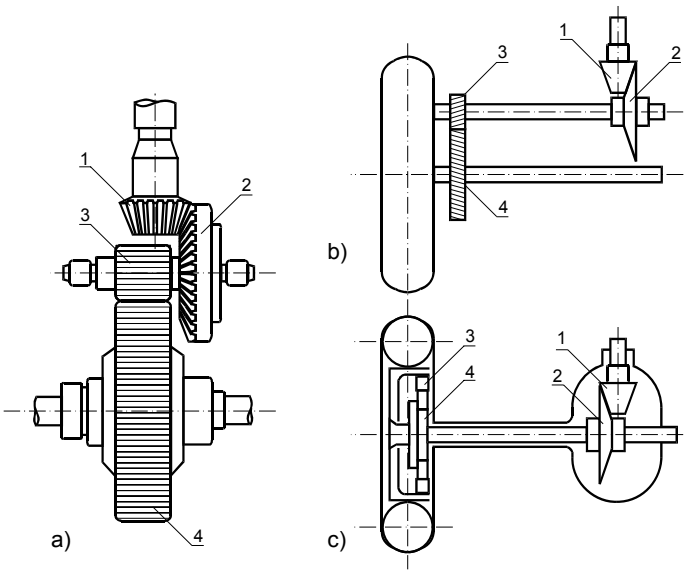
Rješenje sa hipoidnim zubima ima prednost zbog mogućnosti spuštanja težišta vozila, ostvarenja većeg prenosnog odnosna, prenosa većih obrtnih momenata, smanjenja buke, itd.

Pužni glavni prenos izvodi se pomoću pužnog prenosnika sa pužem (1) i pužnim točkom (2) (sl. 220).



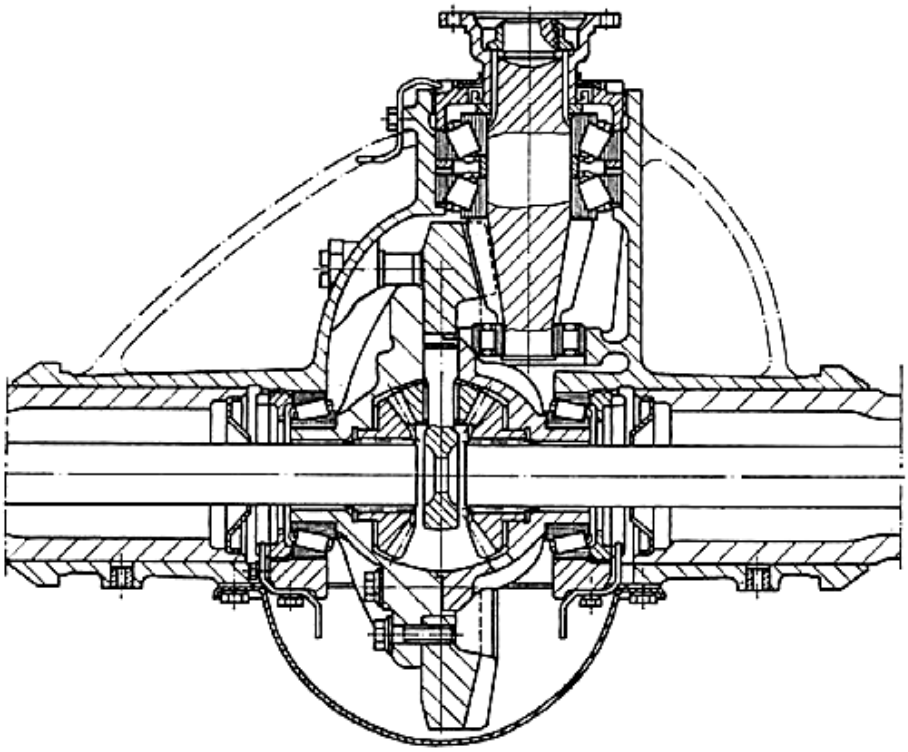
Sl. 220 Glavni prenos sa pužnim prenosnikom

Glavni prenos u odnosu na broj redukcija može biti jednostepeni (sl. 218 i sl. 220) ili dvostepeni (dupla redukcija) (sl. 221). Kod glavnog prenosa sa duplom redukcijom obrtni moment od kardanskog vratila prenosi se preko para konusnih zupčanika (1) i (2) i para cilindričnih zupčanika (3) i (4) ili planetarnog prenosa u samom točku. Dupla redukcija, kao na slici 221 a) naziva se centralna. Osim ovakvog načina izvođenja, dupla redukcija može biti izvedena kao razdvojena (sl. 221 b) i c)). Prvi dio glavnog prenosa obično se nalazi u sredini vodećeg mosta, dok se drugi dio glavnog prenosa može se nalaziti ili na poluosovini (sl. 221 b)) ili u samom točku (sl. 221 c)). Ako se drugi dio redukcije izvodi u točku obično se tada primjenjuje planetarni sistem zupčanika.



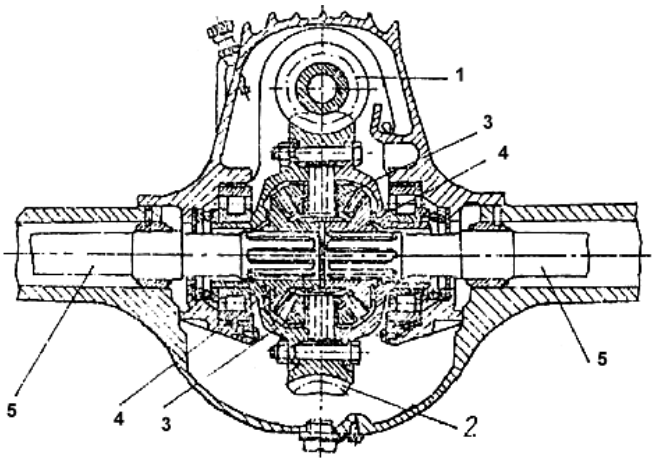
Sl. 221 Glavni prenos sa duplom redukcijom

Radi boljeg razumijevanja u nastavku se daje nekoliko konstruktivnih rješenja glavnog prenosa sa svim detaljima. Na slici 222 dat je primjer glavnog prenosa sa diferencijalom u kućištu pogonske osovine, jednostruka redukcija sa parom konusno-tanjirastih zupčanika.



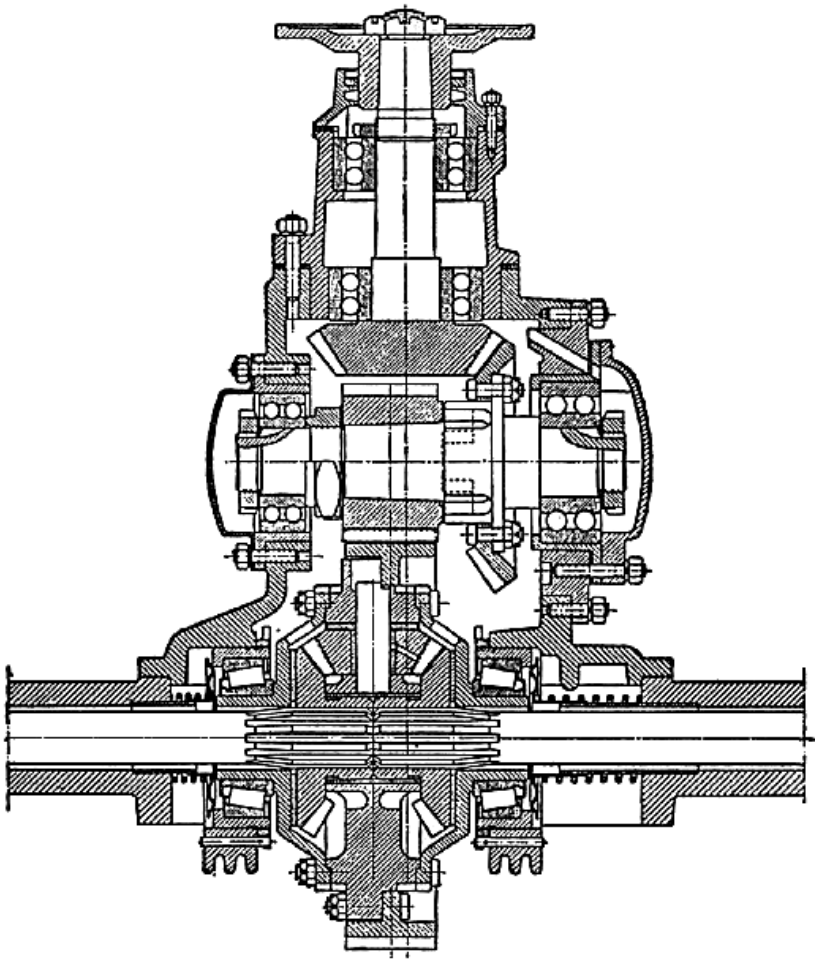
Sl. 222 Glavni prenosnik sa diferencijalom u kućištu pogonske osovine

Na slici 223 dat je glavni prenos pomoću pužnog prenosnika, jednostruka redukcija, a na slici 224 glavni prenos (dvostruka redukcija), sa jednim parom konusno-tanjirastih zupčanika i drugim parom cilindričnih zupčanika.



1 – puž,
2 – pužni točak,
3 – satelit,
4 – bočni zupčanici,
5 – poluosovine.

Sl. 223 Glavni prenos pomoću pužnog prenosnika

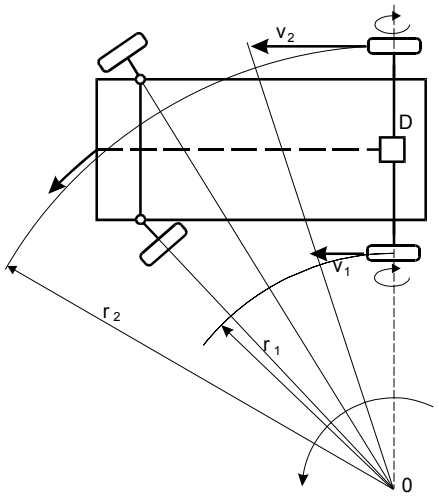


Sl. 224 Glavni prenosnik sa diferencijalom, dvostruka redukcija

18.4.2 Diferencijal

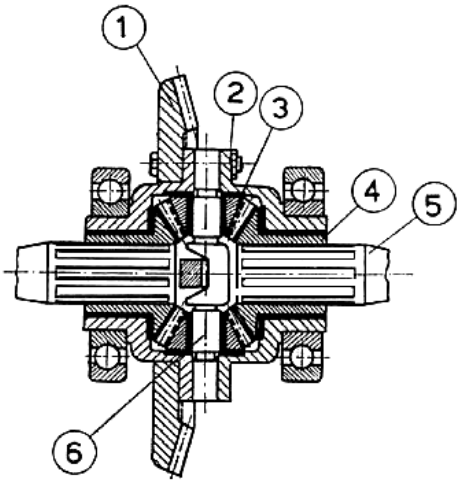
Diferencijal (diferencijalni prenosnik) u pogonskom mostu služi za prenošenje obrtnog momenta na lijevi i desni pogonski točak pri njihovim međusobno različitim ugaonim brzinama. Do ove razlike dolazi pri kretanju vozila u krivini, zatim pri kretanju po neravnom putu i u slučaju različitih poluprečnika točkova (nejednak pritisak u pneumaticima). Do ove razlike u ugaonim brzinama dolazi

usljed toga što točkovi u istom vremenskom periodu moraju da imaju različite obimne brzine (jer prelaze različite puteve za isto vrijeme). Primjer različitih brzina točkova vozila u krivini dat je na sl. 225, gdje je $v_2 > v_1$, odnosno brojevi obrtaja točkova su u odnosu $n_2 > n_1$.



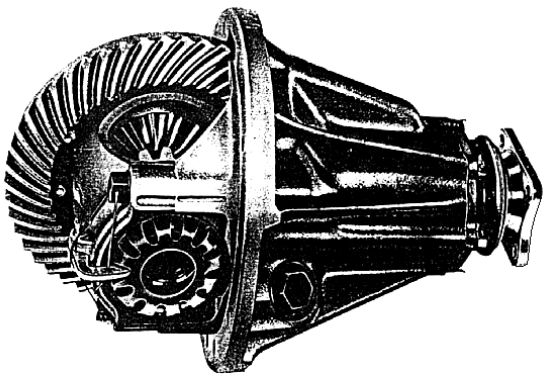
Sl. 225 Uslovi kretanja vozila u krivini

Izgled diferencijala sa glavnim prenosom preko konusno-tanjirastog zupčastog para dat je na slici 226 i slici 227, a na slici 228 data je pozicija diferencijala u sklopu pogonskog mosta.

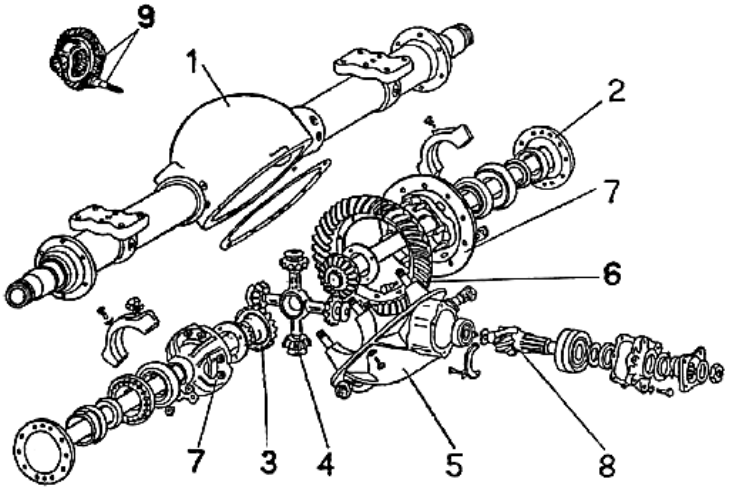


1 – tanjirasti zupčanik;
2 – kućište diferencijala;
3 – trkač; bočni zupčanik diferencijala (ili poluosovine);
5 – poluosovina;
6 – osovinica trkača.

Sl. 226 Glavni prenos sa diferencijalom



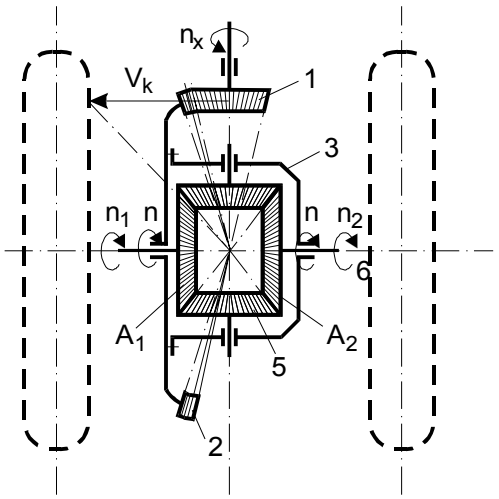
Sl. 227 Fotografija glavnog prenosa sa diferencijalom



1 – obloga zadnjeg mosta (kućište);
2 – "poluosovina" (poluvratilo);
3 – bočni zupčanik diferencijala;
4 – trkač;
5 – nosač diferencijala ili kućište;
6 – tanjirasti zupčanik;
7 – korpa (kućište) diferencijala;
8 – konusni zupčanik;
9 – glavni pogon sa diferencijalom, komplet.

Sl. 228 Zadnji pogonski most

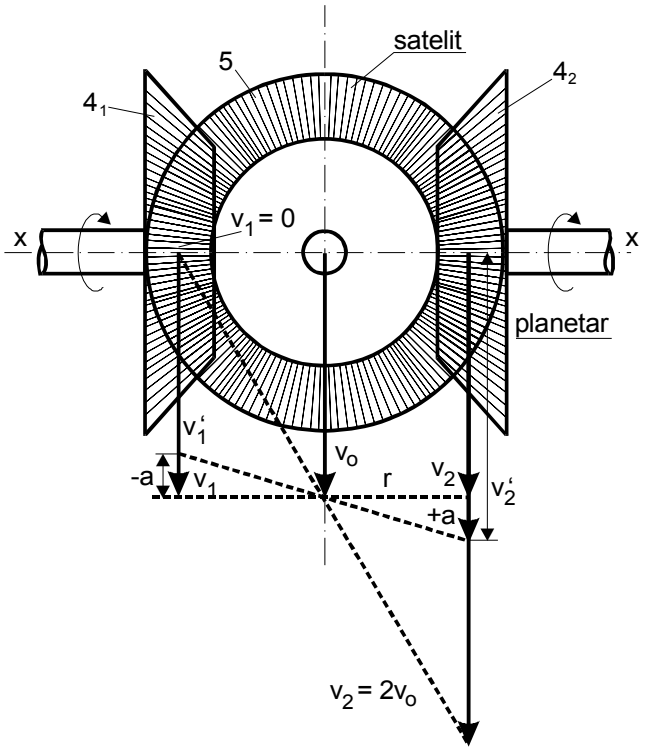
Prilikom kretanja vozila kroz krivinu, točak koji prelazi manji put pruža veći otpor okretanju, jer ga koči podloga. U tom slučaju zupčanik te poluosovine se koči, te se preko kućišta i satelita povećava broj obrtaja poluosovine točka koji prelazi duži put. Koliko se smanji broj obrtaja jednog točka, toliko se poveća broj obrtaja drugog. Pri kretanju vozila u pravcu, sateliti se ne obrću oko svoje ose nego tada igraju ulogu klinova među bočnim zupčanicima poluosovina. Prilikom kočenja jednog od bočnih zupčanika poluosovine usljed povećanog otpora kotrljanja, sateliti počinju da se okreću oko svoje osovine, te na taj način povećavaju broj obrtaja druge poluosovine.
Ova osovina diferencijala u nekim slučajevima otežava kretanje vozila na klizavom putu. Prilikom propadanja jednog pogonskog točka u blato ili pijesak, taj točak ima veoma mali otpor kotrljanja nasuprot točku koji se nalazi na čvrstoj podlozi. U tom slučaju točak koji se nalazi na čvrstoj podlozi prestaje da se obrće, dok točak koji je na dijelu podloge koja pruža mali otpor, preko diferencijala dobiva pun broj obrtaja i vozilo ostaje nepokretno.
Princip rada diferencijala najlakše se može shvatiti na slici 229 i slici 230 gdje su date šeme diferencijala i pravci kretanja pojedinih zupčanika.



Sl. 229 Šema diferencijala sa glavnim prenosom

Na slici 229 je glavni prenos preko konusno tanjirastog zupčastog para (1, 2). U kućištu diferencijala (3) nalaze se planetarni zupčanici (4_1) i (4_2) na ožljebljenom vratilu poluosovina točkova (6) i sateliti (5).

Broj obrtaja koji se prenosi preko kardana na zupčanik (1) je n_k, a broj obrtaja tanjirastog zupčanika (2) je n i dobije se na osnovu prenosnog odnosa i_o i broja obrtaja n_k. Zajedno sa zupčanikom (2) okreće se i kućište (3) istim brojem obrtaja. U kućište su ugrađene osovine satelita (5) i one se okreću zajedno sa kućištem oko ose obrtanja točkova. Okretanje satelita (5) izaziva okretanje i planetarnih zupčanika (4_1) i (4_2) sa brojevima okretaja n_1 i n_2. Ako su otpori na točkovima lijeve i desne strane isti, onda je i broj okretaja $n_1 \equiv n_2$. Detaljnija analiza kretanja planetarnih zupčanika (4_1) i (4_2) kao i satelita (5) može se objasniti preko slike 230.



Sl. 230 Diagram brzine planetarnih zupčanika

Brzina kretanja ose satelita je v_o i definisana je brojem obrtaja tanjirastog zupčanika glavnog prenosa i dimenzijama diferencijala. Ovdje treba razlikovati dva slučaja vožnje:

- vožnja u pravcu,
- vožnja u krivini.

Kod kretanja u pravcu rad diferencijala je nepotreban. Ovdje je obodna brzina planetara (lijevog i desnog) ista i jednaka je brzini osovinice satelita, tj.:

$$v_1 = v_2 = v_o \tag{197}$$

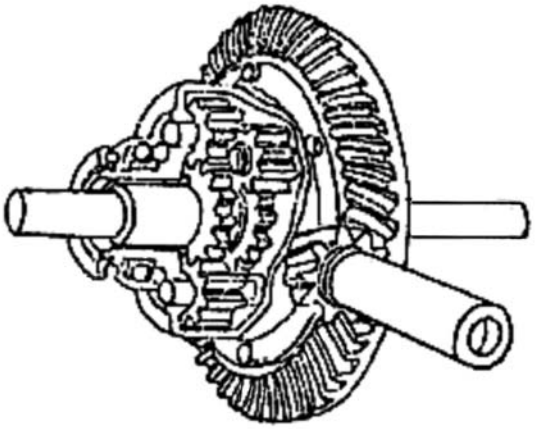
odnosno,

$$\left.\begin{aligned} v_1 + v_2 &= 2v_o \\ n_1 + n_2 &= 2n_o \end{aligned}\right\} \tag{198}$$

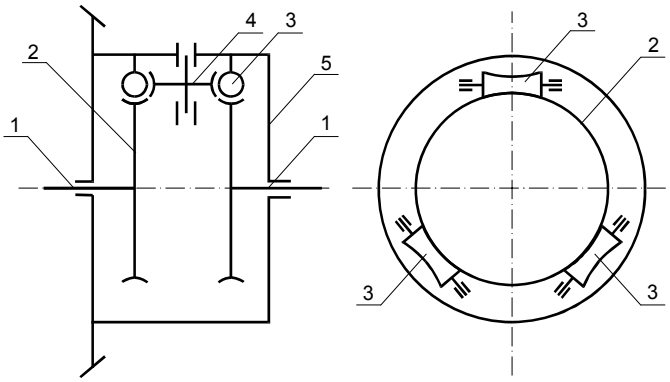
Ako su pak otpori puta različiti, vozilo u krivini, itd. onda je $n_1 \neq n_2$. Ali i dalje ostaje jednakost:

$$\left.\begin{aligned} n_1 + n_2 &= 2n_o \\ v'_1 + v'_2 &= 2v_o \end{aligned}\right\} \tag{199}$$

Ovo znači koliko se smanjuje obimna brzina v'_1 (za iznos "a" na slici 230) toliko se povećava obimna brzina drugog planetara v'_2. U krajnjem ishodu jedna od brzina može biti $v_1 = 0$, a brzina $v_2 = 2v_o$, odnosno planetar (4_1) miruje, a planetar (4_2) se okreće duplo brže od ose satelita.
Pored diferencijala šematski prikazanog na slici 229 rade se diferencijali sa cilindričnim zupčanicima (sl. 231), diferencijali sa pužnim prenosom (sl. 232) itd. Sve do sada pobrojani diferencijali su, tzv. simetrični diferencijali i ugraduju se na pogonskim mostovima.



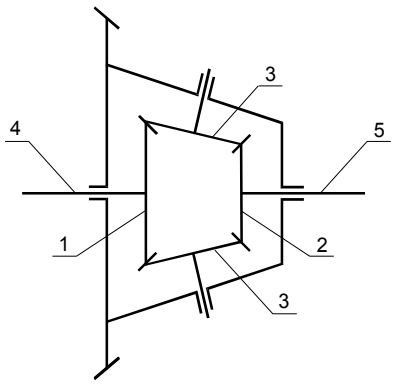
Sl. 231 Diferencijal sa cilindričnim zupčanicima



1 – osa poluosovine,
2 – pužni točak,
3 – puž,
4 – pužni točak,
5 – kućište diferencijala.

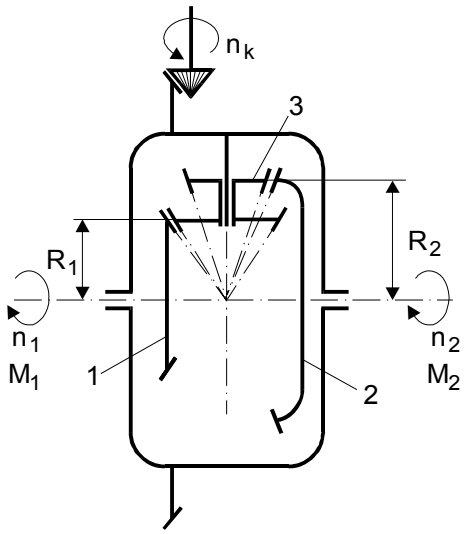
Sl. 232 Diferencijal sa pužnim prenosnicima

Pored njih postoje i tzv. asimetrični diferencijali koji imaju različitu raspodjelu momenata na izlazima. Oni ustvari predstavljaju jednu vrstu razvodnika snage, gdje je konstrukcijom diferencijala definisana procentualna raspodjela snage na izlaznim vratilima. Skice asimetričnih diferencijala date su na sl. 233 i sl. 234.



1, 2 – planetarni zupčanici, 3 – sateliti, 4, 5 – izlazne osovine

Sl. 233 Asimetrični diferencijal



1, 2 – planetarni zupčanici, 3 – satelitski zupčanik dvostepeni

Sl. 234 Asimetrični diferencijal

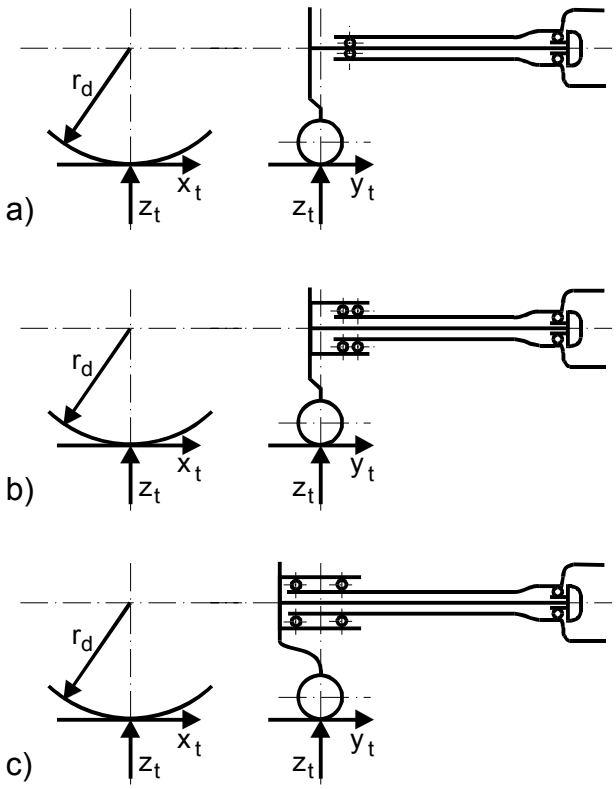
Specifični uslovi rada diferencijala su za slučaj da moment prijanjanja lijevog točka postane tako mali da nije u mogućnosti da prenese moment točka (npr. pri maloj vrijednosti koeficijenta prijanjanja–led, snijeg, blato), koji je potreban za savladavanje momenta otpora. Lijevi točak će početi da se okreće u mjestu, a desni će se zaustaviti jer će snaga poteći linijom manjeg otpora, tj. na lijevi točak i trošiće se sama na klizanje lijevog točka. Vozilo će se zaustaviti, tj. biće $v_2 = 0$ dok će obimna brzina lijevog točka biti $v_1 = 2v_o$.
Da bi se ovaj nedostatak izbjegao, na vozilima koja se pretežno eksploatišu po teškim terenima primjenjuje se blokiranje diferencijala (prinudno ili automatsko), tj. pomoću specijalnih mehanizama čvrsto se spajaju bočni zupčanici obiju poluosovina, te se blokirane poluosovine okreću kao kruto vratilo.

18.4.3 Poluvratila (poluosovine)

Pogon vodećih točkova od glavnog prenosa zavisi od toga da li su ti točkovi upravljački ili su samo pogonski. Ako se pogonskim točkovima i upravlja onda se pogon od glavnog prenosa dovodi do pogonskih točkova pomoću zglobnih prenosnika jednakih ugaonih brzina. Ako se pogonskim točkovima ne upravlja onda pogon točka zavisi od tipa vodećeg (pogonskog) mosta.
Znači, prenos obrtnog momenta od glavnog prenosa sa diferencijalom do pogonskih točkova vrši se preko pogonskih poluvratila.
Prenos obrtnog momenta na pogonske točkove mora ispuniti slijedeće zahtjeve:

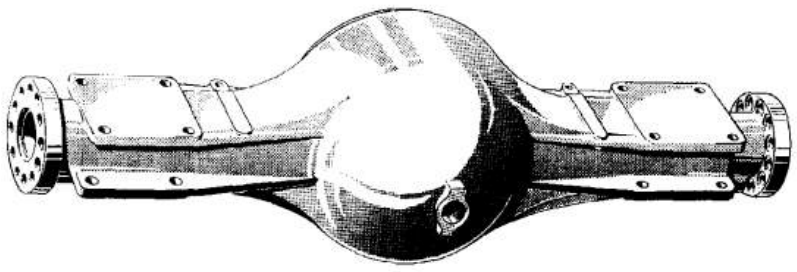
a) ostvariti pouzdan prenos od glavnog prenosa pri bilo kom mogućem položaju pogonskog točka, koji je diktiran sistemom ovješenja,
b) ostvariti prenos obrtnog momenta bez kolebanja vrijednosti ugaone brzine, bilo da se radi o zadnjim ili prednjim pogonskim točkovima.

Pogonska poluvratila (čest naziv u literaturi – poluosovine) pogonskog mosta sa zavisnim oslanjanjem (ovješenjem) (sl. 235) dijele se na tri vrste: polurasterećena, tri četvrtine rasterećena i potpuno rasterećena. Pod pojmom "rasterećenosti" u nazivu pojedinih vrsta pogonskih poluvratila podrazumijeva se rasterećenost od naprezanja poluvratila na savijanje.
Polurasterećena i tričetvrtine rasterećena poluvratila primjenjuju se na motornim vozilima nižih nosivosti i sopstvene težine. Potpuno rasterećena poluvratila primjenjuju se na motornim vozilima većih nosivosti i veće sopstvene težine. Tričetvrtine rasterećena poluvratila se danas rijetko koriste.

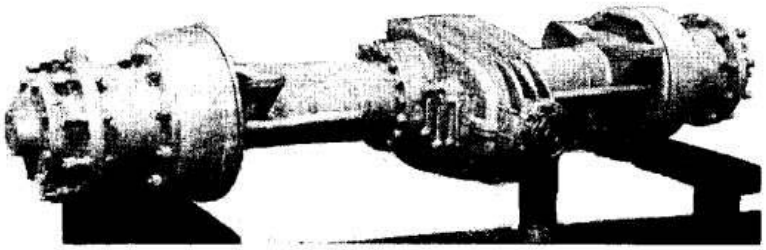


Sl. 235 Pogonska vratila pogonskog mosta sa zavisnim oslanjanjem

Na slici 235 a) prikazano je polurasterećeno poluvratilo koje se svojim spoljnjim krajem (do točka) oslanja na kotrljajući ležaj koji se nalazi u kućištu pogonskog mosta. Ovo poluvratilo napregnuto je na uvijanje (pri prenosu obrtnog momenta) i savijanje izazvano momentima od sve tri komponente sila koje se javljaju u spoju pneumatik – tlo (X_t, Y_t, Z_t). Tričetvrtine rasterećeno poluvratilo prikazano je na slici 235 b). Ono je svojim spoljnjim krajem oslonjeno na ležaj koji je postavljen između glavčine točka i kućišta pogonskog mosta. Ovo poluvratilo je napregnuto na uvijanje i djelimično na savijanje. Savijanje zavisi od odnosa krutosti poluvratila i ležaja. Potpuno rasterećeno poluvratilo prikazano je na sl. 235 c) i kod njega postoji samo opterećenje na uvijanje. Ovo važi samo pod uslovom da je kućište pogonskog mosta apsolutno kruto u odnosu na savijanje.
Sve vrste poluvratila unutrašnjim krajem ulaze u kućište diferencijala i ožljebljenom vezom se spajaju sa bočnim konusnim zupčanicima diferencijala.
Kod pogonskog mosta sa zavisnim ovješenjem poluvratila i glavni prenos sa diferencijalom smješteni su u kućište koje je obično izrajdeno od sivog liva, bilo kao jednodjelno sl. 236 ili višedjelno sl. 237.

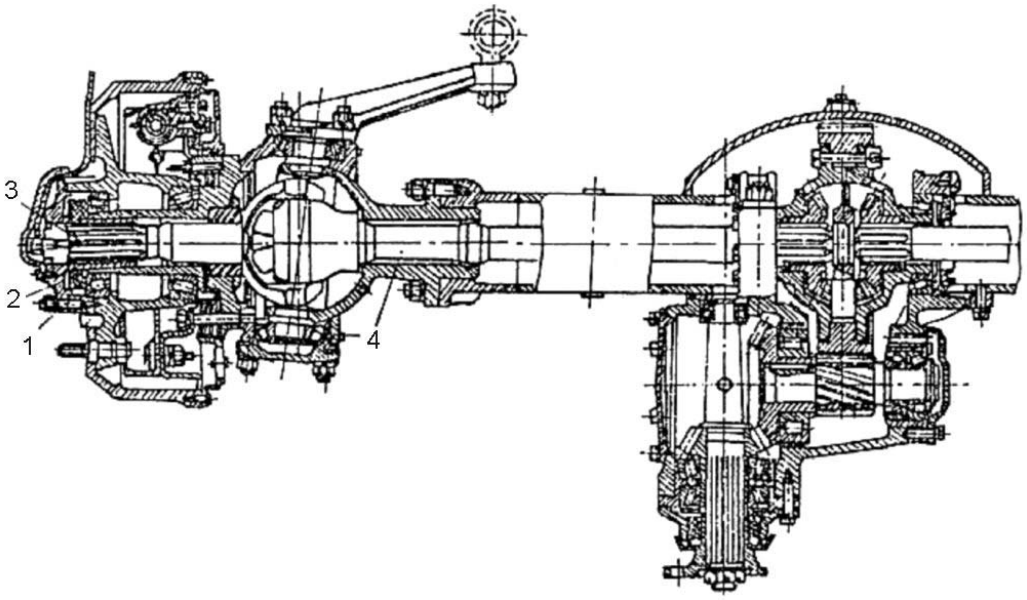


Sl. 236 Jednosijelno liveno kućište pogonskog mosta



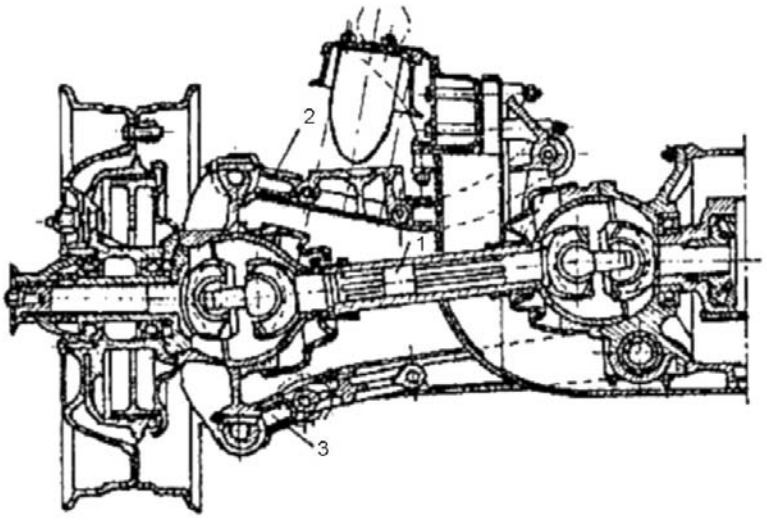
Sl. 237 Višedjelno liveno kućište pogonskog mosta

Na slici 238 prikazana je konstrukcija pogonskog mosta ako se pogonskim mostom vrši i upravljanje (prednji pogonski most) kod zavisnog ovješenja (kruti prednji most). Na slici je vidljivo da je pogonsko poluvratilo (4) izvedeno sa zglobnim prenosnikom jednake ugaone brzine a da glavni prenos ima duplu redukciju.



Sl. 238 Pogon na prednji upravljački most (zavisno ovješenje) pomoću poluvratila sa zglobovima jednakih ugaonih brzina

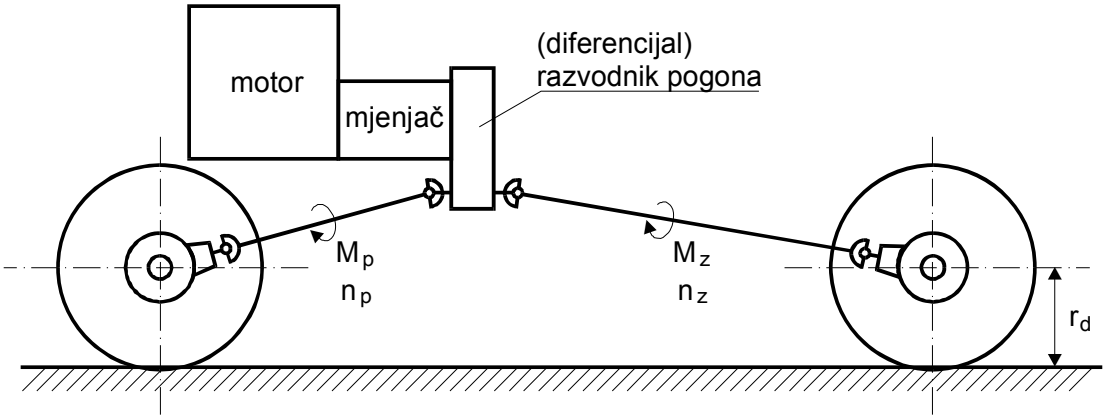
Na sl. 239 prikazan je prednji podonski most, koji je istovremeno upravljački most, sa klatećim poluvratilima i nezavisnim ovješenjem.



Sl. 239 Prednji pogonski most sa klatećim poluvratilom kod nezavisnog ovješenja

18.4.4 Pogon na više mostova (razvodnik pogona)

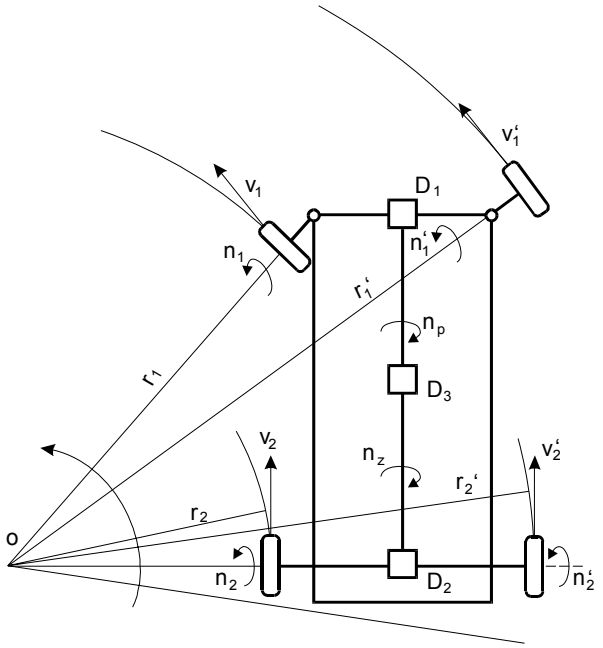
Kod vozila koja su izrađena sa pogonom na više mostova, da bi se omogućio prenos obrtnog momenta na pogonske točkove dodaje se još jedan agregat – razvodnik pogona. Uloga razvodnika pogona je da vrši raspodjelu obrtnog momenta na pogonske mostove. Primjer smještaja razvodnika na vozilu sa prednjim i zadnjim pogonom dat je na slici 240 gdje je raspodjela obrtnih momenata naprijed (M_p) i nazad (M_z) različita.



Sl. 240 Položaj razvodnika pogona

Sa slike 240 vidi se da je uloga razvodnika snage za konkretan primjer da izvrši preraspodjelu snaga, odnosno obrtnog momenta za savladavanje otpora na točkovima zbog različitih težina vozila koja otpadaju na prednju i zadnju stranu.

Primjer kretanja vozila u krivini, koje ima pogon na sva četiri točka, gdje razvodnik pogona (D3) treba da obezbijedi odgovarajuću raspodjelu broja, obrtaja što se vidi na slici 241.

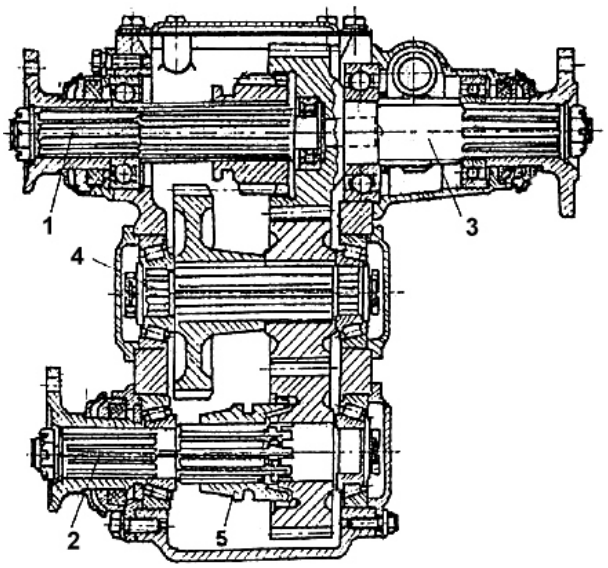


Sl. 241 Šema vozila sa pogonom na četiri točka u krivini

Konstrukciono, razvodnik pogona može biti riješen sa blokiranom ili diferencijalnom raspodjelom. Vozila koja imaju više pogonskih mostova namijenjena su obično za teške uslove eksploatacije, te se

često u razvodniku pogona dodaje jedan par zupčanika koji vrši redukciju broja obrtaja kako bi se dobile što veće vučne sile na pogonskim točkovima (slično mjenjaču sa reduktorom).

Razvodnik pogona sa blokiranom raspodjelom izrađen je tako da izlazna vratila koja vrše prenos obrtnog momenta na pogonske točkove imaju iste ugaone brzine. On ne može rasporediti obrtni moment u bilo kakvom omjeru (npr. u zavisnosti od opterećenja pogonskog mosta). Odnos među obrtnim momentima, koji se dovode pojedinim pogonskim mostovima u slučaju primjene ovakvog razvodnika zavisi od nekoliko parametara (radijusa okretanja vozila, razlike među radijusima pogonskih točkova, profila puta itd.). Jedan razvodnik pogona sa blokiranom raspodjelom i jednim stepenom redukcije prikazan je na slici 242. Vratilo (1) dobiva pogon od mjenjača najčešće preko kardanskog vratila. Vratila (2) i (3) služe za pogon točkova na prednjem, odnosno zadnjem mostu. Vratilo (4) je pomoćno

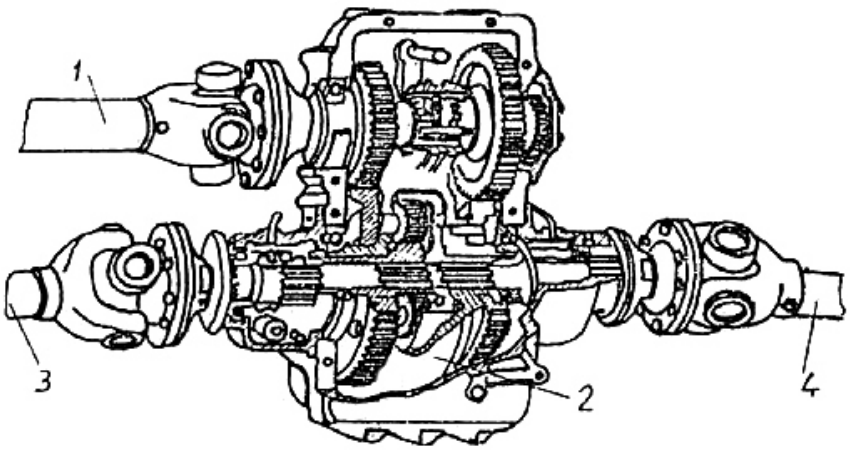


Sl. 242 Razvodnik pogona sa blokiranom raspodjelom i reduktorom

i na njemu se pored zupčanika u stalnoj sprezi nalazi zupčanik pomoću koga se ostvaruje dodatna redukcija. Uključivanje prednjeg pogonskog mosta vrši se kandžastom spojnicom (5). Zupčanik koji je aksijalno pokretan na vratilu (1) u jednom slučaju služi kao spojnica – direktan spoj vratila (1) i (3), a u drugom kao pogonski zupčanik, kad je u sprezi sa zupčanikom na pomoćnom vratilu (4) – dodatna redukcija.

Uključivanje oba pogonska mosta vrši se pri teškim uslovima eksploatacije (npr. mekan teren), dok se u normalnim uslovima stanja podloge prednji most isključuje.

Razvodnik pogona sa diferencijalnom raspodjelom prikazan je na slici 243. Obrtni moment se od

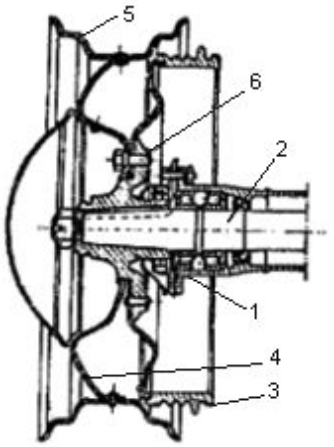


Sl. 243 Razvodnik pogona

vodećeg vratila (1) predaje preko diferencijalnog prenosnika (2), (u ovom slučaju planetarnog) na vratila (3) i (4) koja služe za pogon prednjeg, odnosno zadnjeg mosta. Vratila (3) i (4) mogu se u tom slučaju obrtati sa nejednakim ugaonim brzinama. Raspored momenta među pogonskim osovinama određen je svojstvima diferencijala i proporcionalan je opterećenju na pojedini vodeći most.

18.5 Točkovi i pneumatici (gume)

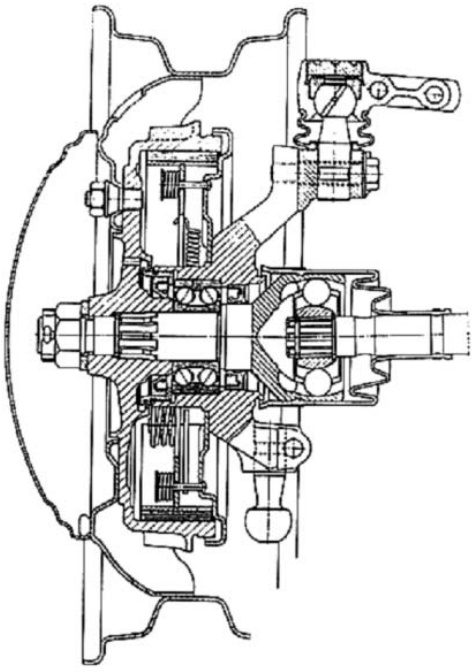
Automobilski točak se sastoji od gume i naplatka (felge). Naplatak je pogodnim načinom vezan za kočioni doboš koji se nalazi na pogonskom ili gonjenom mostu. Ako se točak nalazi na pogonskom mostu onda je kočioni doboš povezan za poluvratilo. Veza pogonskog točka sa poluvratilom prikazana je na slici 244. Točak vozila na sebe prima opterećenje svih masa vozila, a također i udara preko svog elastičnog dijela (pneumatika). Pneumatici i sistem ovješenja omogućavaju da se ovi udari ne prenose



1 – glavčina,
2 – poluvratilo,
3 – kočioni doboš,
4 – disk,
5 – naplatak,
6 – veza točka sa glavčinom.

Sl. 244 Veza pogonskog točka sa poluvratilom

direktno na ram (šasiju) ili karoseriju vozila. Pošto se kretanje vozila ostvaruje uzajamnim dejstvom točkova i kolovoza to točkovi primaju i predaju sve aktivne i reaktivne momente.
Kod upravljačkih točkova veza točka sa poluvratilom ide preko zglobnih prenosnika. Primjer takve veze dat je na slici 245.

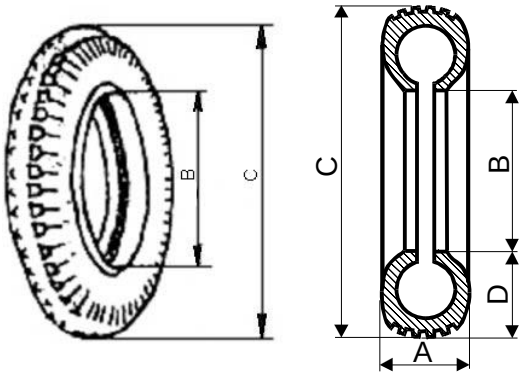


Sl. 245 Veza upravljačkog točka sa vratilom

Točkovi za putnička vozila razlikuju se konstruktivno od točkova za teretna vozila većih nosivosti i autobuse, na šta uglavnom utiče dimenzija gume. Obično se točkovi za putnička vozila rade kao jedna cjelina, dok se za teretna vozila i autobuse prave iz više lako razdvojivih dijelova, tako da se gume mogu lakše montirati.

Oblici naplatka i dimenzije točkova su standardizovani. U zavisnosti od maksimalne brzine kojom se kreću vozila mogu se upotrijebiti pune gume (do 25 km/h), a za sva ostala vozila standard JUS predviđa isključivo pneumatike – gume napunjene zrakom.

Kao i točkovi i gume su standardizovane, a dimenzije (sl. 246) se obično daju u colovima, nekad u milimetrima a nekad kombinovano u colovima za jednu dimenziju a u milimetrima za drugu dimenziju,



Sl. 246 Dimenzije guma

npr.:

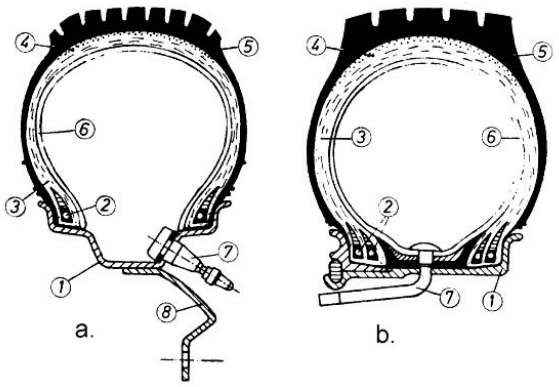
1. Guma obilježena samo u colovima:
   5.20 x 12'' – sa 5.20 označena je dimenzija balona gume u colovima (A), a sa dimenzijom 12'' dat je prečnik naplatka (B).

2. Guma obilježena dimenzijama:
   5.00 x 355 – sa 5.00 označena je dimenzijama balona gume u colovima (A), a sa dimenzijom 355 dat je prečnik naplatka u milimetrima (B).

3. Guma obilježena dimenzijama:
   165 x 380 date su sva u milimetrima gdje je 165 mm– prečnik balona (A), a 380 mm prečnik naplatka (B).

4. Guma obilježena dimenzijama:
   15 R x 185/60 je radijalna guma prečnika naplatka 15", 185 mm je širina balona (A) i 60 predstavlja procentualni odnos $\frac{D}{A}\cdot 100$.

Danas je vrlo intenzivan razvoj pneumatika kod vozila, kako nagaznog sloja, elastičnih bočnih strana pneumatika, tako i strukture materijala od koga se rade pneumatici. Kod putničkih vozila se uglavnom susreću pneumatici bez unutrašnje gume, čija je struktura vidljiva na sl. 247 a) a kod teretnih vozila uglavnom postoji unutrašnja guma, čiji se oblik vidi na sl. 247 b).

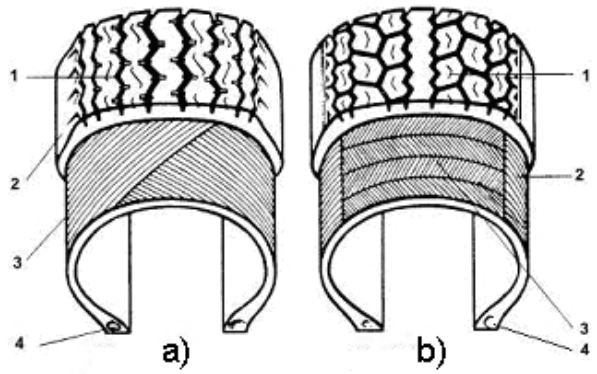


a) točak osobnog automobila bez unutrašnje gume:
1 – naplatak; 2 – žičani obruč, jezgro; 3 – platneni uložak, karkasa; 4 – međusloj; 5 – gazeći sloj, protektor; 6 – gumeni zaptivni sloj; 7 – ventil; 8 – disk

b) točak teretnog vozila sa unutrašnjom gumom:
1 – trodjelni naplatak (dio kotura); 2 – žičani obruč, jezgro; 3 – platneni uložak, karkasa; 4 – međusloj; 5 – gazeći sloj, protektor; 6 – unutrašnja guma; 7 – ventil;

Sl. 247 Točak vozila

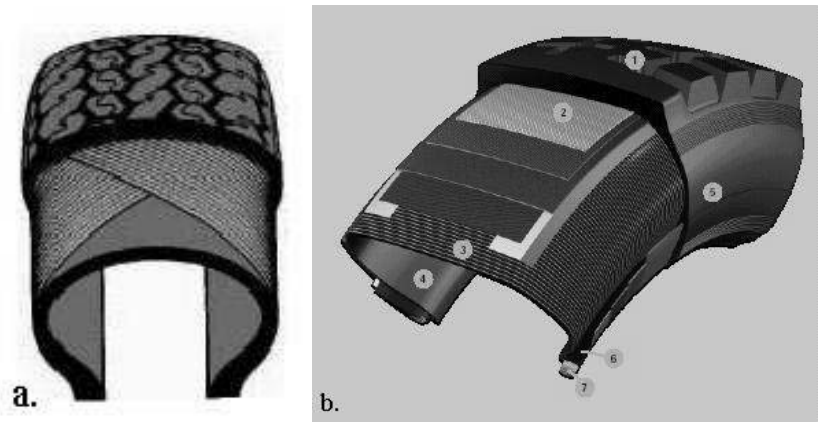
Gume (pneumatici) se dijele na dvije osnovne vrste: dijagonalne i radijalne pneumatike. Osnova za tu klasifikaciju je položaj niti platna unutar pneumatika sl. 248. Kod dijagonalnih guma niti platna postavljene su dijagonalno, tj. ovijaju se oko torusa pod uglom ~40° i predstavljaju normalne diagonalne gume. Slučaj gdje je ugao $\alpha \approx 30°$ su diagonalno utegnute ili S gume. Slijedeće niti postavljaju se okomito na prvi sloj (kord), treće okomito na drugi sloj itd. Između pojedinih slojeva (kordova) postoji sloj gume tako da se kordovi međusobno ne dodiruju. Svi kordovi zajedno čine kostur (karkas) pneumatika. Kod dijagonalnih pneumatika karkas je dosta krut što pneumatiku daje manju elastičnost a veću mogućnost da se zbog bočnih sila gubi kontakt na jednom dijelu gazećeg sloja (protektora) pneumatika. Kod radijalnih pneumatika niti korda su postavljene u pravcu radijusa. Opterećenje nosi manji broj niti što ovoj gumi daje dobru elstičnost. Razlika u arhitekturi radijalne i dijagonalne gume najbolje se vidi na sl. 249.



a) Dijagonalna guma
1. gazeći sloj – protektor,
2. bok gume,
3. karkasa,
4. žični obruč-jezgra.

b) Radijalna guma
1. Gazeći sloj,
2. karkasa,
3. pojasevi,
4. žični obruč-jezgro.

Sl. 248 Diagonalna i radijalna guma



Sl. 249 Arhitektura dijagonalne i radijalne gume

Profil vanjskog sloja gume (gazećeg) zavisi od uslova eksploatacije, te postoje gume koje se upotrebljavaju u mjesecima bez snijega i zimske gume. U novijem razvoju vanjskog profila gume sve veća pažnja se posvećuje profiliranju kanala po obodu gume, u cilju smanjenja otpora, posebno pri vožnji po putu sa slojem vode.
Primjer šara protektora ljetne i zimske gume putničkog vozila vidi se na sl. 250.

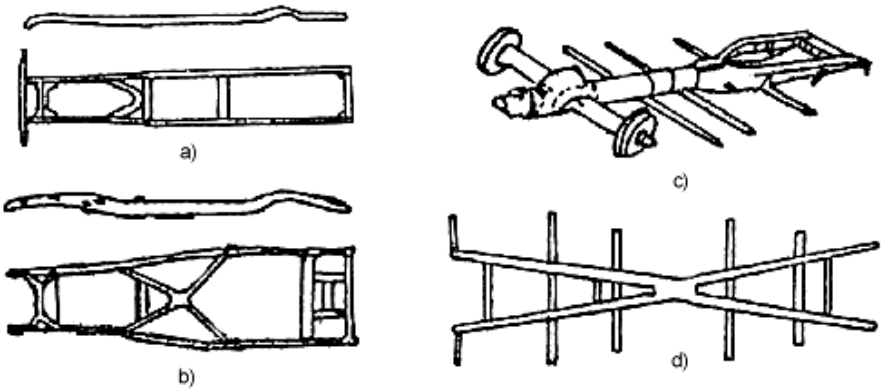
a) b)

Sl. 250 Šema protektora ljetne (a) i zimske (b) gume putničkog vozila

Sve dodatne oznake koje se nalaze na pneumaticima uglavnom zavise od proizvođača istih, gdje svaki proizvođač daje objašnjenje svih oznaka.

19. RAM I KAROSERIJA VOZILA

Motor, agregati transmisije i mostovi sa točkovima učvršćuju se za ram ili noseću karoseriju. Prema tipu nosećeg elementa vozila se dijele na: vozila sa ramom i bez rama.
Kod vozila koja imaju ram (teška vozila i laka vozila za veći broj putnika) karoserija se postavlja na ram i prima minimalna opterećenja (u područjima deformacije rama). Na ram se mogu postavljati karoserije različitih tipova, što omogućava unifikaciju pogonskih agregata zajedno sa ramom.
Po konstrukciji ramovi se dijele na tri grupe (sl. 251): sa zatvorenim okvirom (a i b), sa središnjim okvirom (c) i sa X okvirom (d).



Sl. 251 Vrste ramova

Ramovi sa zatvorenim okvirom sastoje se od dvije uzdužne grede koje su međusobno povezane sa nekoliko poprečnih nosača. Spajanje se vrši zakivanjem ili varenjem. Poprečni nosači konstruišu se tako da omogućuju smještaj motora, hladnjaka, agregata transmisije i drugih agregata vozila.
Da bi se omogućilo postavljanje sistema ovješenja preko koga se veže karoserija, na ramu se obično postavljaju posebni nosači. Ram vozila je veoma važan dio i pri konstrukciji vozila mu se posvećuje posebna pažnja, pošto je opterećen veoma visokim opterećenjima (statičkim i dinamičkim).
Pri projektovanju rama naročito se mora obratiti pažnja na:

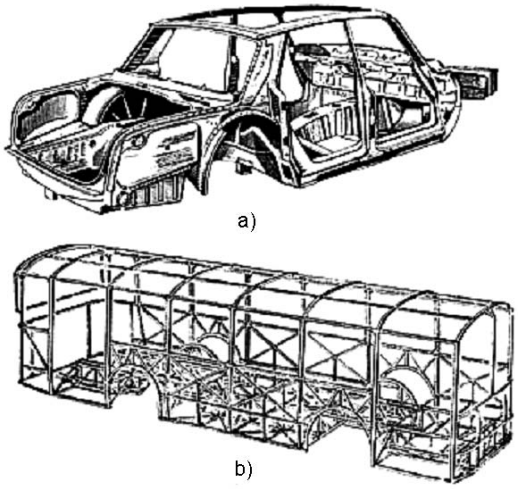
a) Veličine poprečnih presjeka greda koje se biraju na osnovu proračuna rama na savijanje i uvijanje. Momenti savijanja koji djeluju na ram, mijenjaju se uzduž grede od vrijednosti nula do maksimuma. Radi racionalnog korištenja materijala obično se grede prave sa promjenljivim poprečnim presjekom.
b) Maksimalnu mogućnost sniženja visine težišta iznad tla.
c) Pravilnu dimenzionisanost, da bi se ostvarila potrebna krutost. U slučaju udara prednjeg dijela grede rama u bilo kakvu prepreku, poprečni nosači moraju izdržati ova naprezanja, da ne bi došlo do smicanja jedne galvne grede u odnosu na drugu u uzdužnom pravcu.

Statičko opterećenje rama izazivaju težine motora, agregata transmisije i karoserije, a dinamičko opterećenje – sile i momenti koji se pojavljuju prilikom kretanja vozila.
Karoserija vozila služi za smještaj vozača, putnika i tereta. Zajedno sa ramom, karoserija obrazuje osnovni noseći sistem vozila.
Karoserija se može za ram pričvrstiti elastičnom vezom. U tom slučaju se svi agregati vozila (motor, mehanizmi transmisije i upravljački mehanizam) postavljaju na ram vozila. U ovom slučaju ram prima sva opterećenja koja se javljaju pri kretanju vozila.
Ako je karoserija kruto vezana za ram (pomoću zavrtanja, zakovicama ili zavarivanjem), sve sile koje se javljaju pri kretanju vozila prima ram zajedno sa karoserijom. Ovakve karoserije nazivaju se polunoseće.
Kod nekih konstrukcija vozila funkciju rama vrši karoserija koja prima na sebe sva opterećenja koja se javljaju pri kretanju vozila. Ovakva karoserija naziva se samonoseća.
U odnosu na tip vozila razlikuju se karoserije za putničke automobile, autobuse i kamione. Osim opštih

uslova (minimalna težina, dug vijek trajanja itd.) karoserije moraju ispuniti neke specifične uslove, i to:

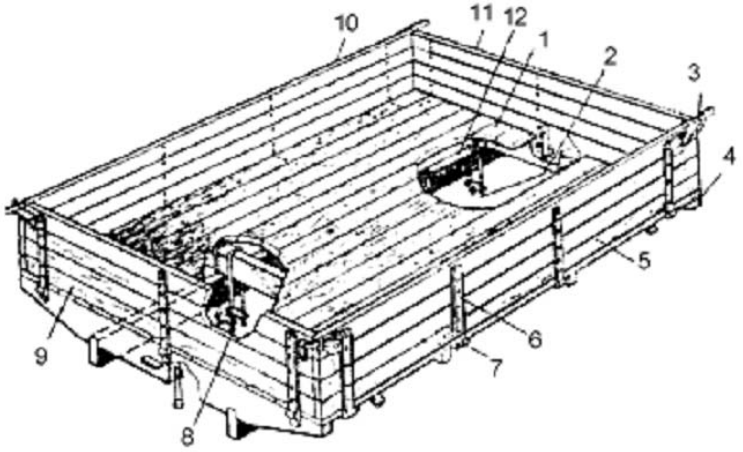
a) omogućiti dovoljan prostor za smještaj tereta,
b) obezbijediti udoban ulaz i izlaz za putnike i lagano manipulisanje teretom,
c) omogućiti dobar raspored agregata sistema za upravljanje,
d) omogućiti dobru vidljivost,
e) omogućiti optimalnu izolaciju od vlage, toplote i zraka,
f) obezbijediti potreban komfor (grijanje i ventilacija).

Osim toga, samonoseća karoserija mora biti konstruisana kao noseći element, ali da ima minimalnu težinu. Na slici 252 pokazani su primjeri samonoseće konstrukcije putničkog vozila (sl. 252 a)) i samonoseće konstrukcije autobusa (sl. 252 b)).



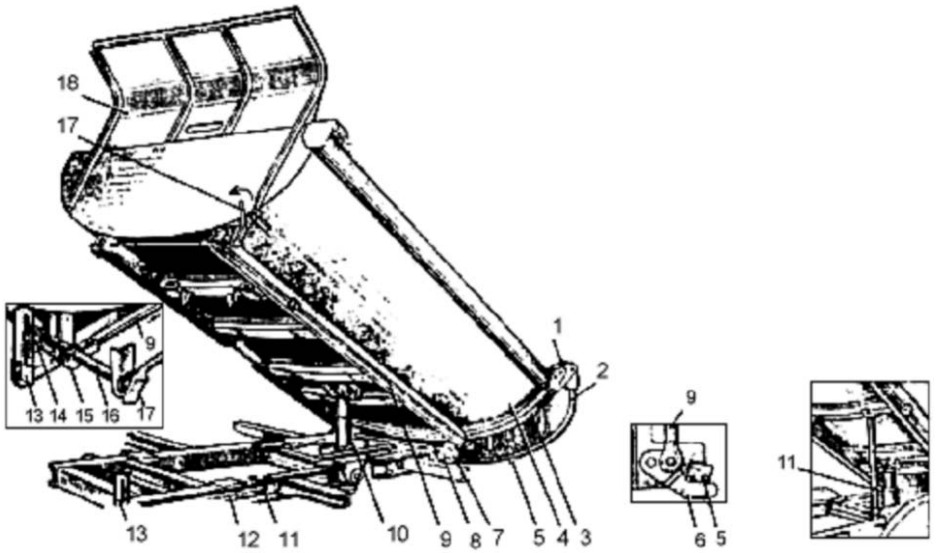
Sl. 252 Samonosive konstrukcije putničkog vozila i autobusa

Težina samonosećih karoserija kod putničkih vozila iznosi 40-55% od težine praznog vozila. Da bi se smanjila težina, dijelovi samonosećih karoserija izrađuju se ponekad od plastičnih materijala.
Samonoseće karaserije izrađuju se kombinovano od lakih metala, čeličnih limova, plastičnih dijelova itd., sa ciljem smanjenja težine samonoseće karoserije.
Kod vozila sa ramom (šasijom) nadgradnja zavisi od namjene vozila, odnosno vrste tereta koji prevozi. tako je na sljedećim slikama dato nekoliko tipičnih vrsta nadgradnje.
Na slici 253 dat je univerzalni tovarni sanduk, a na slici 254 dat je metalni tovarni sanduk samoistovarivača.



1 – platforma sanduka;
2, 8 U- vijci;
3 – pluga brave;
4 – poprečna greda;
5, 10 – bočna stranica;
6 – metalni okov;
7 – ušica;
9 – stražnja stranica;
11 – prednja stranica;
12 – uzdužni nosač.

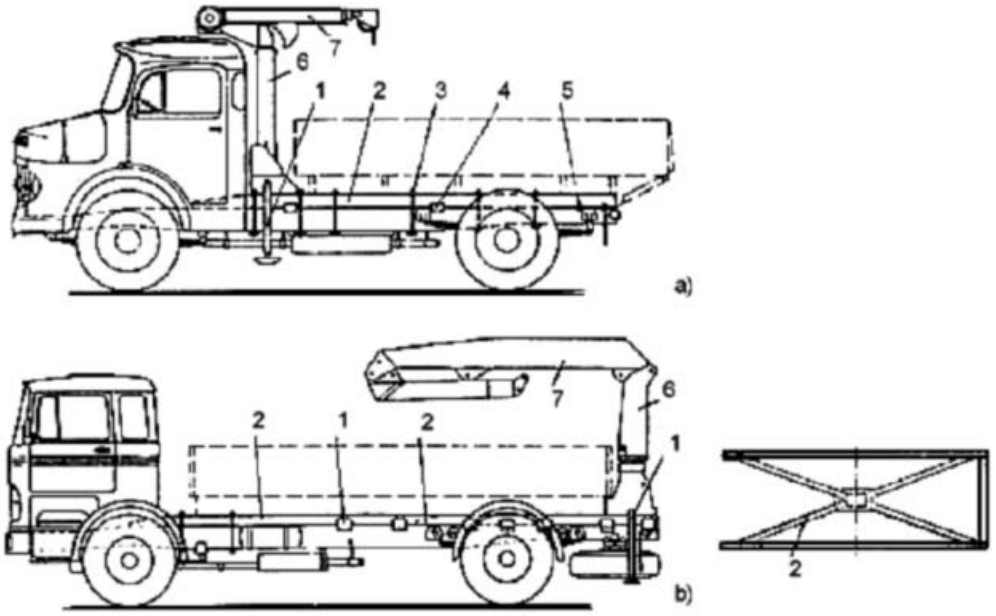
Sl. 253 Univerzalni tovarni sanduk



1 - šarnir zadnje stranice;
2 – stražnja stranica;
3 - poprečno ukrućenje platforme;
4 – platforma;
5, 16 – osovinica;
6, 14 – zub;
7,8 – šarnir sanduka;
9 – uzdužna spona;
10 – hidraulički cilidar;
11 – potpora;
12 - okvir vozila;
13 – vođica automatskog odbravljivanja stražnje stranice;
15 – poluga;
17 – ručica; 18 – štitnik.

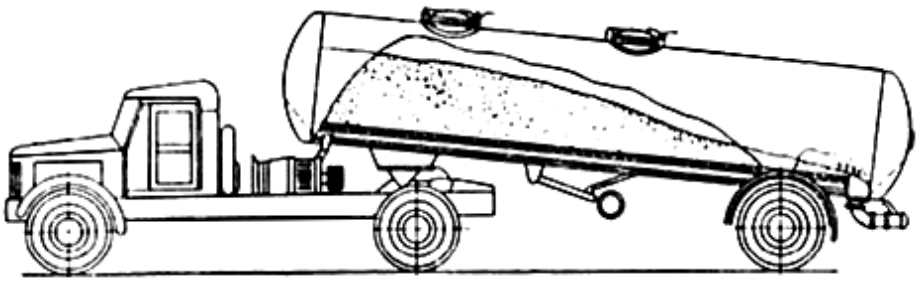
Sl. 254 Metalni tovarni sanduk samoistrovarivača

Na sl. 255, sl. 256, sl. 257 i sl. 258 dati su primjeri nadgradnje vozila za specifične namjene:

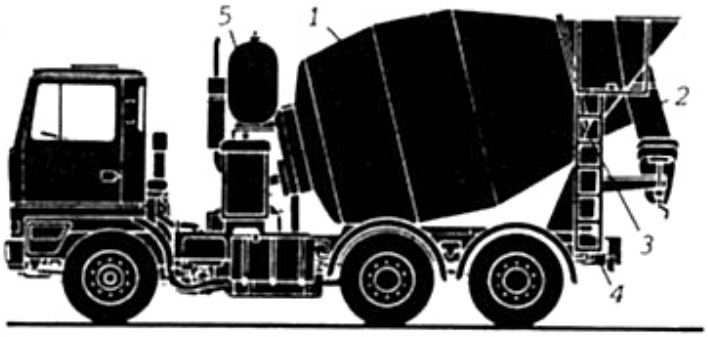


1 – stabilizator;
2 – pomoćni okvir;
3 – U – vijak;
4 – vodeća ploča;
5 – podužno učvršćivanje pomoćnog okvira;
6 – stup dizalice;
7 – grana dizalice.

Sl. 255 Vozilo sa dizalicom za utovar iza kabine (a) i na kraju sanduka (b)

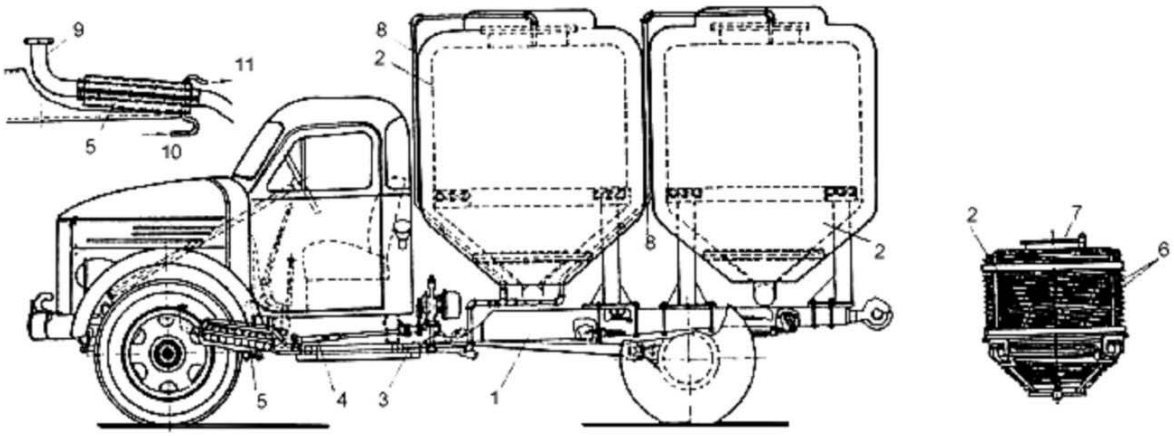


Sl. 256 Kamion-cisterna za prevoz cementa



1 – doboš, 2 – lijevak za pražnjenje, 3 – nosivi lijevak,
4 – okvir vozila, 5 – rezervoar za vodu.

Sl. 257 Auto mješalica za beton



1 – okvir automobila; 2 – cisterna; 3 – ventilator; 4 – pomoćni pogon;
5 – izmjenjivač topline; 6 – namot parovoda; 7 – zatvarač;
8 – cijev za topli zrak; 9 – ispušna cijev; 10 – od ventilatora; 11 – prema cisterni

Sl. 258 Cisterna za prehrambene tekućine

20. SISTEM OSLANJANJA (OVJEŠENJA)

Pod sistemom oslanjanja se podrazumijevaju mehanizmi i elementi koji imaju zadatak da sve reaktivne sile i momente koji se pojavljuju između točkove i tla u raznim uslovima kretanja prenesu na ram ili karoseriju uz što je moguće veće ublažavanje udarnih opterećenja, kao i obezbjeđenje potrebne stabilnosti vozila posebno pri kretanju u krivinama.
Sistem oslanjanja u opštem slučaju predstavlja jedan vrlo složen sistem koji se sastoji iz četiri posebna sistema ili mehanizma i to:

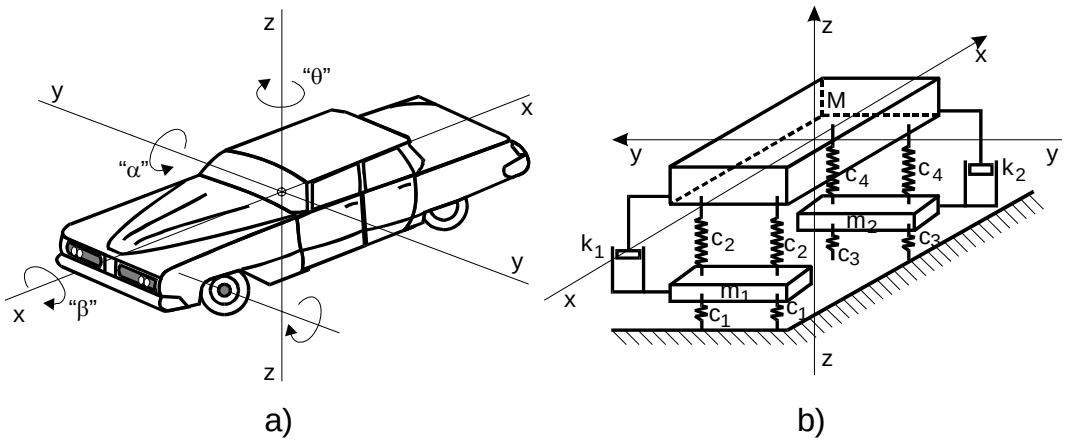
- mehanizam za vođenje točka (elementi za vođenje);
- elastični oslonci (elastični elementi),
- elementi za prigušenje oscilovanja i
- stabilizatori.

Mehanizam za vođenje točka (elementi za vođenje) ima zadatak da obezbijedi što povoljnije njihovo relativno pomjeranje u odnosu na okvir ili karoseriju vozila. Elementi za vođenje moraju, također, da obezbjede i prenošenje horizontalnih reaktivnih sila i reaktivnih momenata sa samog točka na okvir, odnosno karoseriju vozila.
Elastični oslonci (elastični elementi) u suštini imaju zadatak da prenesu na ram ili karoseriju vertikalne reaktivne sile, ustvari, njihov suštinski zadatak je da pri prenošenju ovih vertikalnih sila obezbjede njihovo što veće ublažavanje, odnosno da se ostvari što veće smanjivanje veličina udarnih opterećenja.
Elementi za prigušivanje imaju osnovni zadatak da prigušuju oscilacije elastičnih oslonaca, odnosno sistema ovješenja i vozila u cjelini, kao i smanjivanje udarnih opterećenja.
Na drumskim prevoznim sredstvima, pored prethodno definisanih mehanizama i elemenata sistema oslanjanja, ponekad se sreću i neki posebni elementi koji imaju za cilj obezbjeđenje što veće stabilnosti vozila, pri njegovom kretanju u krivini. Ovi elementi se zovu stabilizatori.
Kod određenog broja sistema ovješenja jedan elastični element može da ispuni funkciju i elementa za vođenje i elementa za prigušenje oscilovanja. Tako, npr. kod velikog broja teretnih vozila uzdužni lisnati gibnjevi, pored svoje funkcije elastičnog elementa, određuju kinematiku točkova, primaju sve vidove opterećenja i prigušuju oscilovanje usljed trenja između listova gibnja.
Kod određenog broja sistema ovješenja sva tri podsistema su izvedena odvojeno: elastični elementi – u vidu opruga, elementi za vođenje – u vidu poluga, oslonaca i zglobova, a elementi za prigušenje oscilovanja – u vidu amortizera.
Osnovni zahtjevi koje treba da zadovolji sistem oslanjanja su:

a) optimalne veličine sopstvenih frekvencija oscilovanja određenih u zavisnosti od statičkog ugiba;
b) dovoljan dinamički hod koji isključuje udare o graničnike;
c) potrebne kinematičke karakteristike točkova, a u cilju smanjenja habanja pneumatika, stabilizacije upravljačkih točkova i poboljšanje karakteristika ponašanja vozila pri kretanju i
d) optimalne veličine prigušivanja oscilovanja nadgradnje i točkova.

20.1 Oscilatorni model sistema elastičnog vješanja motornog vozila

Sistem elastičnog oslanjanja motornog vozila, je onaj mehanizam koji ostvaruje elastičnu vezu između osnovne konstrukcije motornog vozila kao ovješene mase i osovine sa točkovima kao neovješene mase.
Zbog vanjskih uticaja, uslova eksploatacije koji dolaze od karaktera podloge puta i režima vožnje motornog vozila, dolazi do pojave vanjskog poremećaja ravnomjernom kretanju osnovne konstrukcije. Ovaj poremećaj može uticati na pravolinijsko i ugaono pomjeranje osnovne konstrukcije, tri translacije po x, y, z osi i tri rotacije oko x, y i z ose kako je to pokazano na slici 259.



Sl. 259 Mogućnosti oscilovanja osnovne konstrukcije motornog vozila

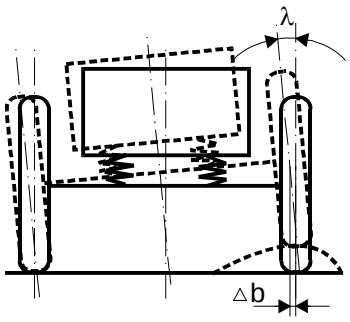
Navedene oscilacije prema slici 259 imaju i svoje standardne nazive: vertikalne oscilacije "z", uzdužne oscilacije "x", poprečne oscilacije "y", ugaone oscilacije oko x ose-ljuljanje "β", ugaone oscilacije oko y ose-galopiranje "α", ugaone oscilacije oko z ose-plivanje "θ".
Posmatrano motorno vozilo na ovaj način predstavlja krutu figuru kao jednu masu i ima šest stepeni slobode. Ako se ide na realnost sistema motornog vozila od slučaja do slučaja onda se motorno vozilo predstavlja kao vrlo složen oscilatorni sistem. Tako, npr. vozilo na slici 259 a) može se predstaviti preko ekvivalentnog oscilatornog sistema sa tri mase (sl. 259 b). Masa M je masa osnovne konstrukcije, a mase m_1 i m_2 su mase prednje i zadnje osovine kao neovješene mase. Krutosti elastičnih elemenata su označene sa c_1, c_2, c_3, c_4, a prigušenja su izražena preko koeficijenta prigušenja k_1 i k_2.

20.2 Vrste i klasifikacija sistema oslanjanja

U cilju sticanja osnovne orijentacije o mogućnostima danas primjenjivanih rješenja sistema ovješenja na raznim vrstama vozila, korisno je izvršiti sistematizaciju prema bitnim karakterističnim veličinama.
Prema vrsti i karakteru elemenata za vođenje točka, sistemi oslanjanja se dijele na:

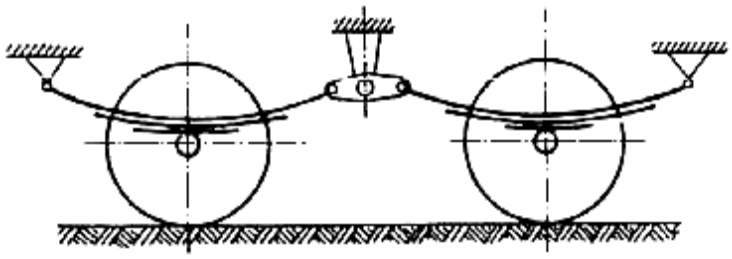
- zavisne i
- nezavisne.

Zavisni sistemi su vezani za pojam krutog mosta bilo pogonskog bilo upravljačkog, kod koga kruta greda vezuje lijevi i desni točak pri čemu se pomjeranje jednog točka u poprečnoj ravni prenosi i na drugi točak (sl. 260). Ovi sistemi su najjednostavniji, ali ne pružaju mogućnosti obezbjeđenja pravilne kinematike upravljanja. Zbog toga se zavisni sistemi oslanjanja koriste danas na upravljačkim mostovima teretnih vozila. Na pogonskim mostovima koji nisu upravljački, sistemi zavisnog oslanjanja se sreću vrlo često kod putničkih vozila a kod ostalih vrsta vozila praktično uvijek.



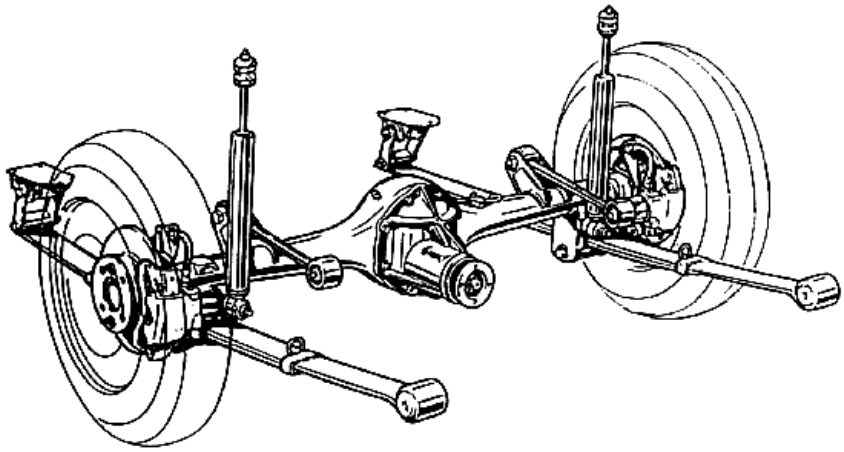
Sl. 260 Sistem zavisnog elastičnog vješanja

Zavisno elastično vješanje sa balansirajućim susjednim točkovima udvojenih osovina prikazano je na slici 261.

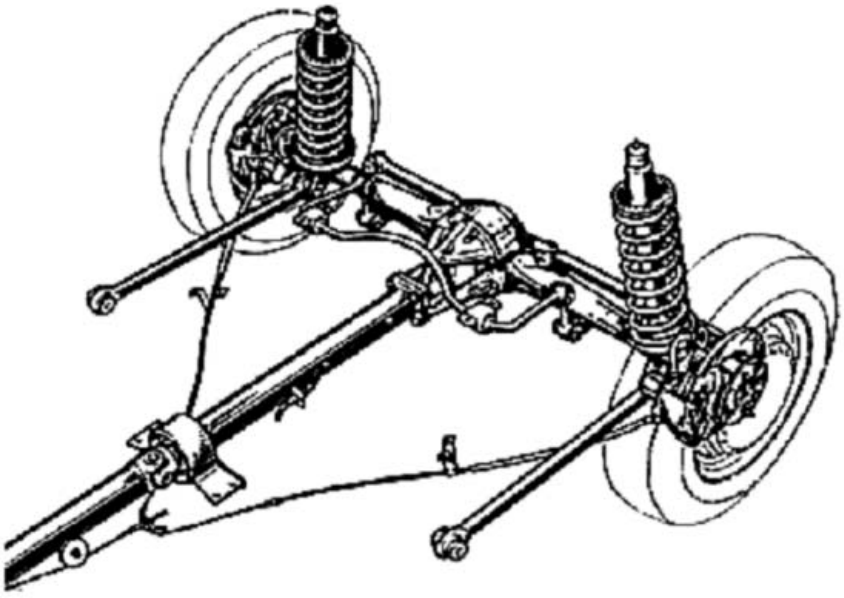


Sl. 261 Zavisno vješanje sa balansirajućim točkovima

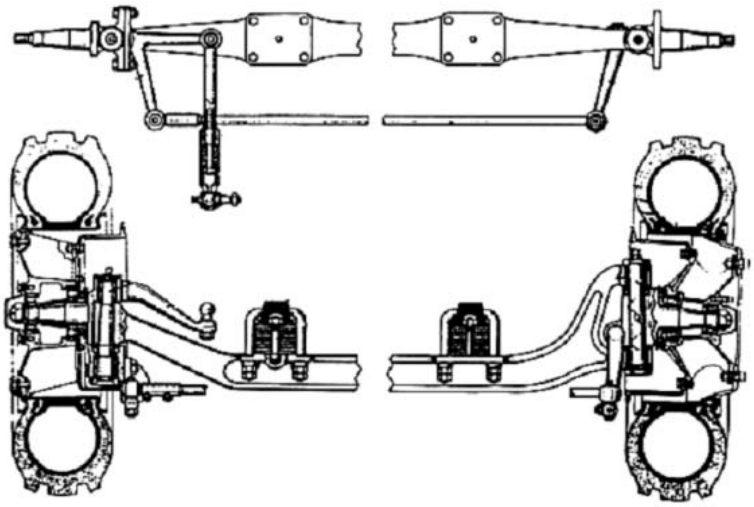
Zavisni sistemi su povezani sa pojmom krutog mosta, pogonskog (sl. 262, sl. 263) i upravljačkog (sl. 264).



Sl. 262 Kruti pogonski most

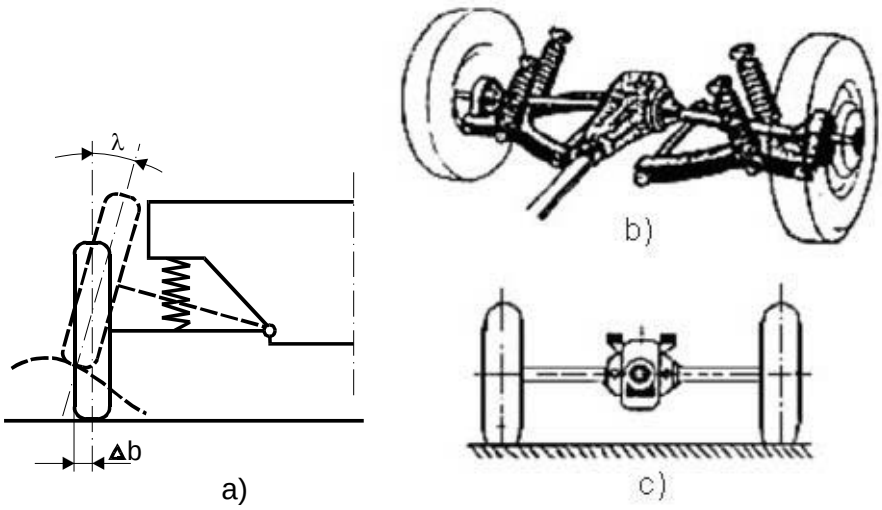


Sl. 263 Kruti pogonski most

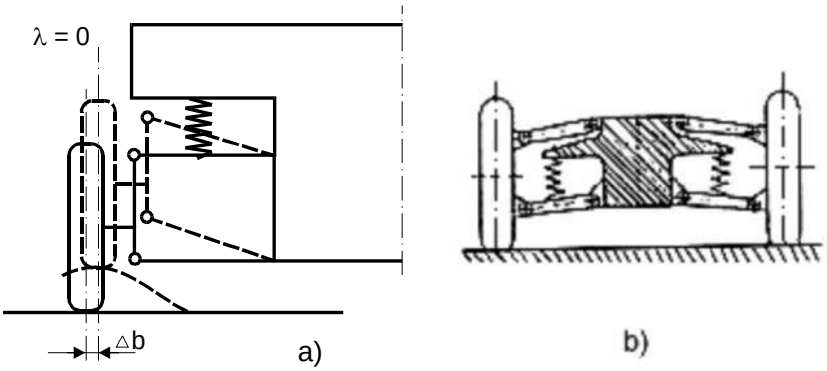


Sl. 264 Kruti upravljački most

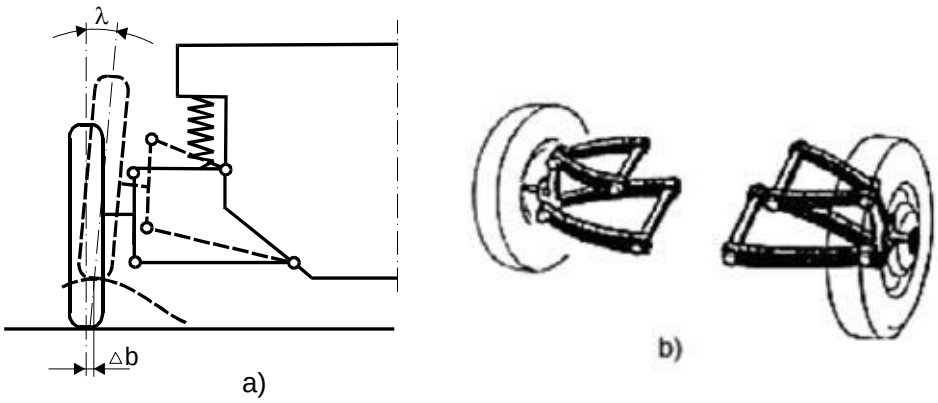
Nezavisni sistemi oslanjanja se danas praktično obavezno sreću na upravljačkim mostovima putničkih vozila, a često, u posljednje vrijeme sve više i na njihovim pogonskim mostovima. Kod nezavisnih sistema, mehanizam za vođenje preuzima na sebe i funkciju upravljačkog mosta u cjelini, ukoliko se radi o prednjim točkovima. Pogonski most se, u ovom slučaju (ako nije upravljački), ne može izraditi u jedinstvenom krutom kućištu, već se točkovi vezuju sa diferencijalom preko poluvratila izvedenih kao zglobni prenosnici i to uglavnom kao asinhroni (nejednakih ugaonih brzina).
U zavisnosti od toga u kojoj se ravni pomjera točak pri njegovom odizanju razlikuju se sistemi nezavisnog ovješenja sa: pomjeranjem točka u poprečnoj ravni sa jednom poprečnom vođicom (sl. 265 a), b) i c)) ili sa dvije poprečne vođice istih dužina (sl. 266 a) i b)) ili sa dvije poprečne vođice različitih dužina (sl. 267 a) i b)), pomjeranjem točka u uzdužnoj ravni – sa jednom ili dvije podužne vođice (sl. 268 a) i b)) i sa pomjeranjem točka u uzdužnoj i poprečnoj ravni sa postavljenim vođicama pod određenim uglom u odnosu na poprečnu i podužnu ravan (sl. 269 a), b), c) i d)), vertikalnim pomjeranjem preko vođice (sl. 270 a), b) i c)).



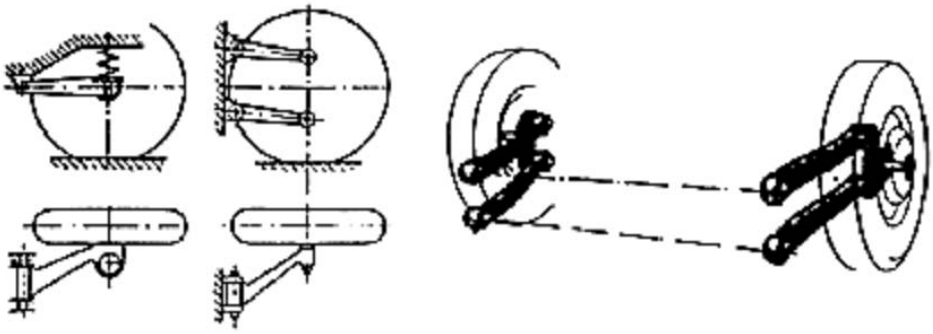
Sl. 265 Skica (a) sa primjerima izvedbe (b) i (c) nezavisnog sistema rješenja sa jednom poprečnom vođicom i pomjeranjem točka u poprečnoj ravni



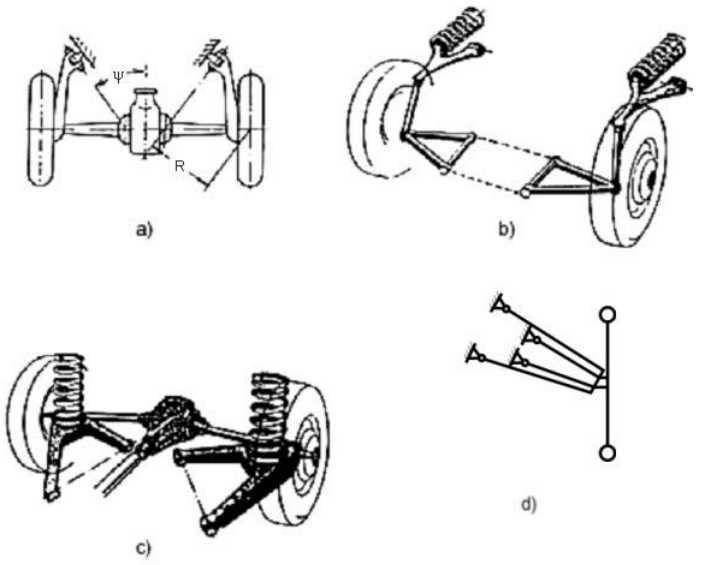
Sl. 266 Sistem nezavisnog vješanja sa pomjeranjem točka u poprečnoj ravni sa dvije poprečne vođice. Skica (a) i primjer izvedbe (b).



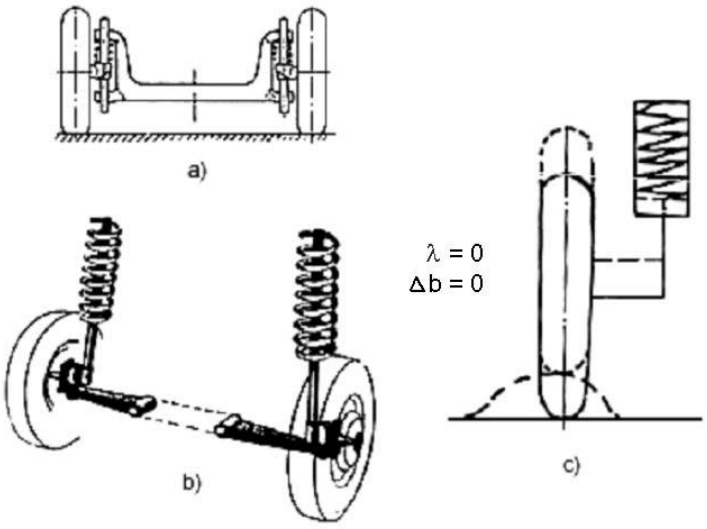
Sl. 267 Sistem nezavisnog vješanja sa pomjeranjem točka u poprečnoj ravni sa dvije podružne vođice različitih dužina



Sl. 268 Sistem nezavisnog vješanja sa pomjeranjem točka u uzdužnoj ravni sa jednom ili dvije podužne vođice



Sl. 269 Sistem nezavisnog vješanja sa pomjeranjem točka u uzdužnoj i poprečnoj ravni sa vođicama pod uglom u odnosu na uzdužnu i poprečnu ravan



Sl. 270 Sistem nezavisnog vješanja sa pomjeranjem točka u vertikalnoj ravni preko vođice

Prema vrsti elastičnih elemenata sistemi ovješenja se mogu svrstati u sljedeće grupe:

- sa lisnatim gibnjevima,
- sa zavojnim oprugama,
- sa torzionim oprugama,
- sa pneumatskim elastičnim elementima,
- sa hidrauličnim elastičnim elementima i
- sa kombinovanim elastičnim elementima.

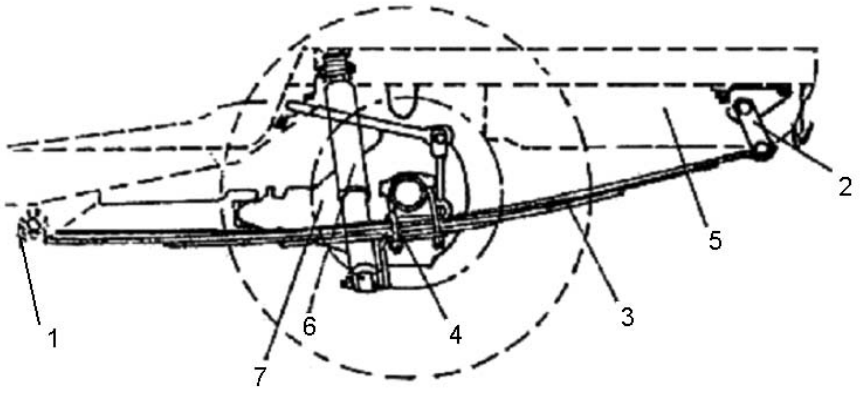
20.3 Elastični elementi

Elastičnu karakteristiku sistema oslanjanja u najvećoj mjeri predodređuju elastični elementi. Kako je, sa druge strane, ova karakteristika jedan od najbitnijih pokazatelja sistema ovješenja u cjelini, to su elastični elementi doživjeli različita konstruktivna rješenja, a danas se izrađuju od metala i nemetala.

Elastični elementi od metala izrađuju se kao: lisnate opruge (gibnjevi), zavojne opruge i torzioni štapovi. U nemetalne elastične oslonce spadaju pneumatski i hidraulični elastični elementi.
Na novijim konstrukcijama vozila često se susreću dva pa i više vrsta elastičnih elemenata. U tom slučaju se govori o kombinovanim elastičnim elementima.

20.3.1 Lisnate opruge (gibnjevi)

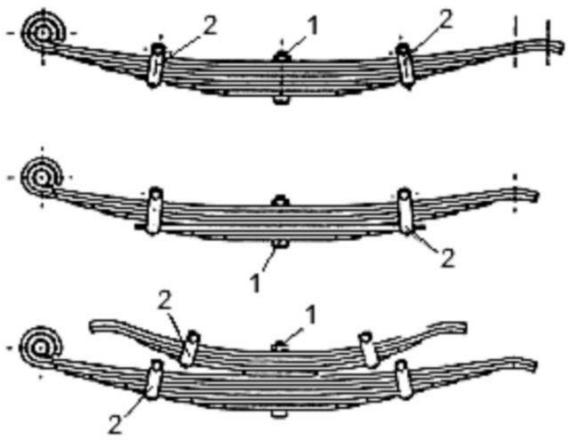
Lisnati gibnjevi se obično upotrebljavaju kod zavisnog sistema ovješenja. Kako je ranije napomenuto, kod zavisnog sistema ovješenja sa uzdužno postavljenim gibnjevima nisu potrebni elementi za vođenje. Da bi gibanj mogao predavati i primati uzdužne sile, mora biti sa ramom ili karoserijom vezan preko jednog krutog i jednog pomoćnog oslonca (obično preko poluge koja je sa jedne strane zglobno vezana za ram a sa druge za gibanj). Da bi lisnati gibanj zadržao most od okretanja oko svoje osovine mora biti sa njim kruto vezan. Način vezivanja lisnatog gibnja za osovinu i ram dat je na slici 271. Lisnati gibanj je uglavnom sastavljen od lisnatih, valjanih ili vučenih čeličnih traka, a zbog opterećenja na savijanje



1 – nepokretni oslonac; 2 – pokretni oslonac; 3 – lisnati gibanj;
4 – uzengija (veza most gibanj); 5 - ram; 6 – amortizer; 7 – pogonski most

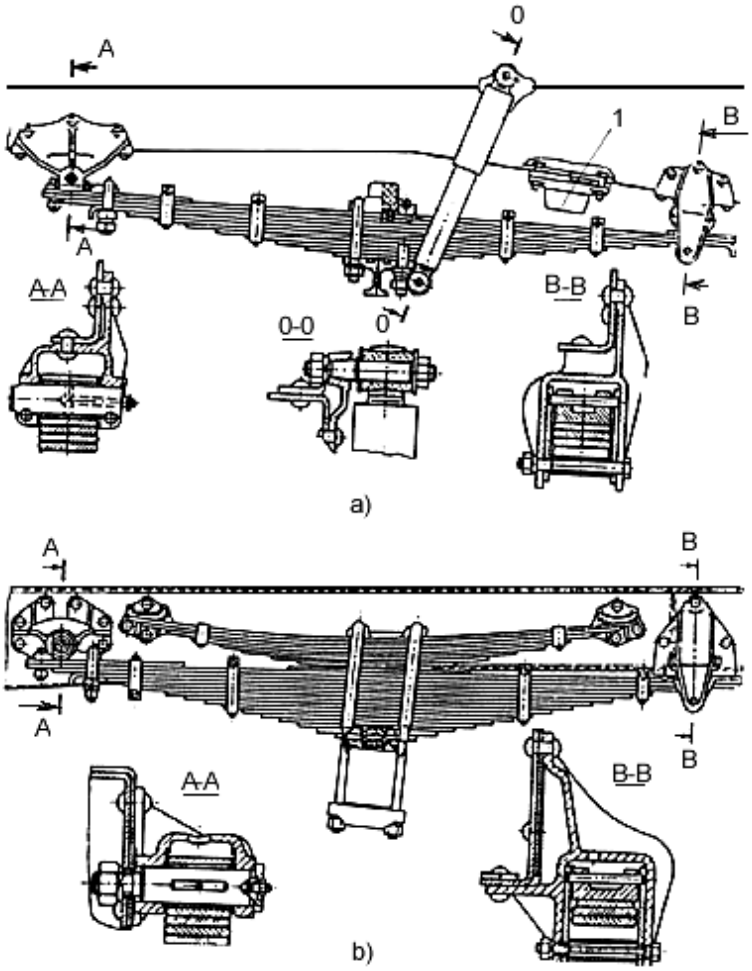
Sl. 271 Vezivanje lisnatog gibanja na vozilu

sastoji se od više listova različite dužine i različitog radijusa krivine a u cilju smanjenja trenja između listova postavljaju se slojevi od plastike. Da ne bi došlo do pomjeranja listova gibnja služi centralni zavrtanj (1) (sl. 272) i stege (2). Pored prednosti lisnatog gibnja koje su naglašene ranije (nisu potrebni elementi za vođenje) oni imaju i niz nedostataka koji se ogledaju u relativno velikoj sopstvenoj težini, nedovoljnom vijeku trajanja i l linearnoj karakteristici (koja praktično treba da je nelinearna).
Primjeri ugradnje lisnatih gibnjeva dati su na sl. 273, sl. 274, sl. 275 i sl. 276. Na sl. 273 dat je primjer veze (uležištenja) gibnja na vozilu i graničnik savijanja gibnja (a) – pozicija 1, a na djelu slike (b) data

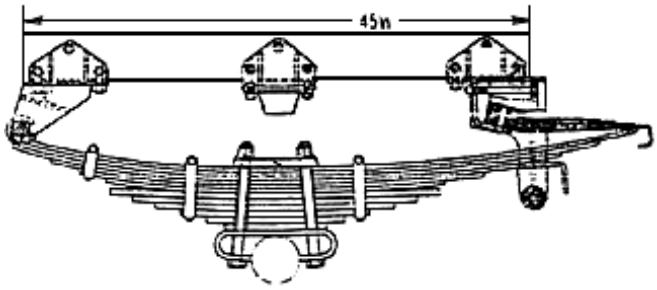


Sl. 272 Lisnati gibanj – sklop

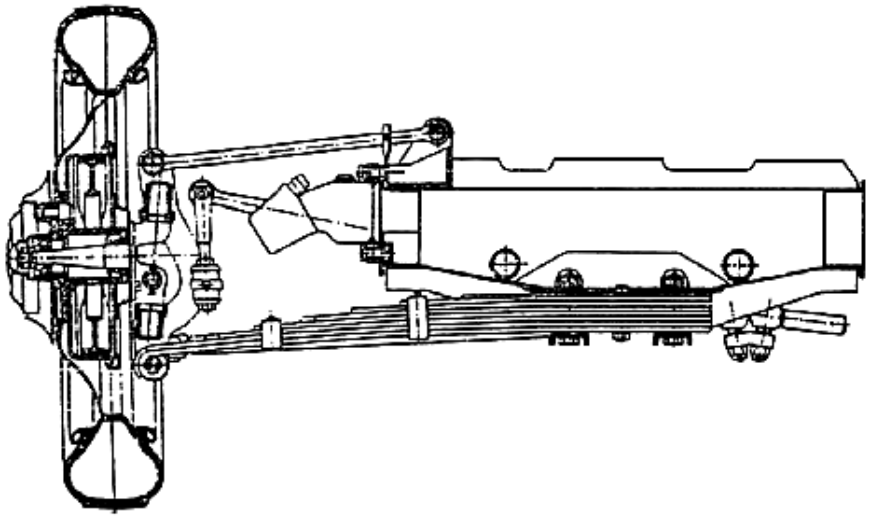
su paralelno dva gibnja (glavni i pomoćni). Drugačija izvedba glavnog i pomoćnog gibnja data je na sl. 274. Na sl. 275 dat je poprečni gibanj na putničko vozilo a na slici 276 vidi se ugrađen poprečni gibanj na traktoru.



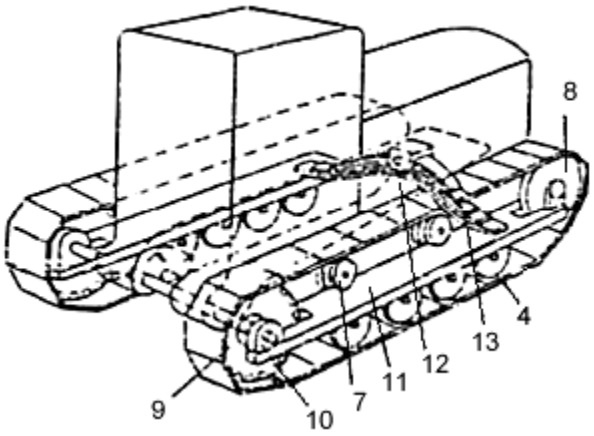
Sl. 273 Ugradnja lisnatih gibnjeva na vozilu



Sl. 274 Rješenje glavnog i pomoćnog lisnatog gibnja



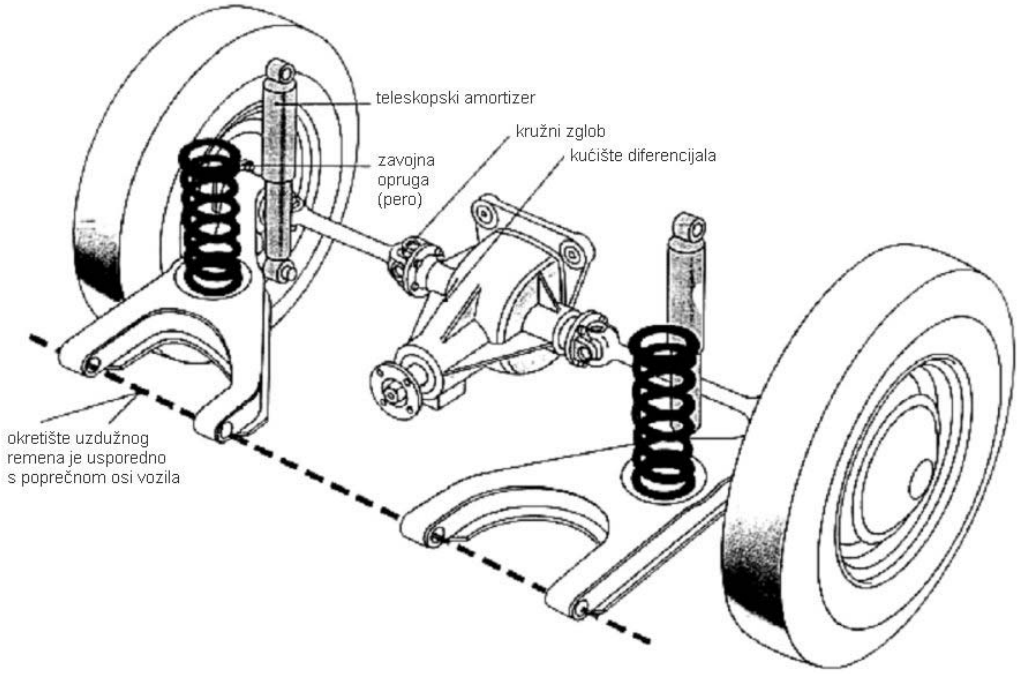
Sl. 275 Poprečni gibanj na putničkom vozilu



Sl. 276 Poprečni gibanj na traktoru

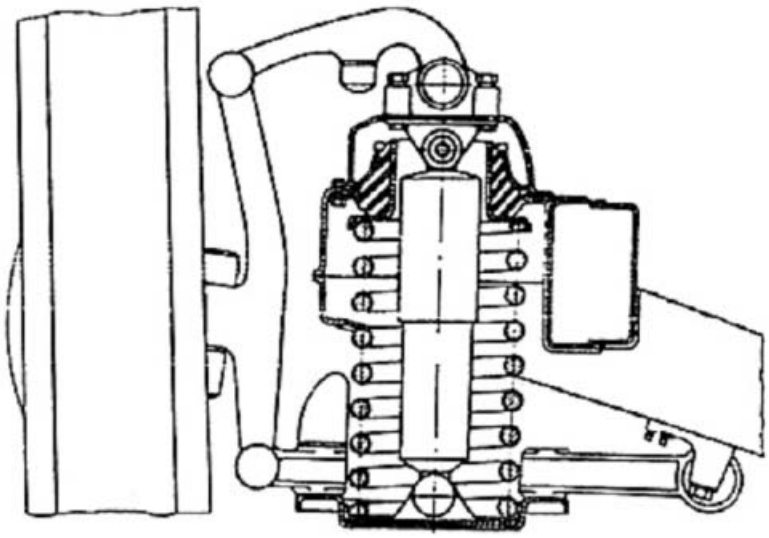
20.3.2 Zavojne opruge

Zavojne opruge kao elastični elementi primjenjuje se uglavnom kod lakih vozila koja imaju nezavisno ovješenje. Opruge se izrađuju od okruglog ili pravougaonog profila. Primjer ugradnje zavojne opruge na vozilu dat je na slici 277.

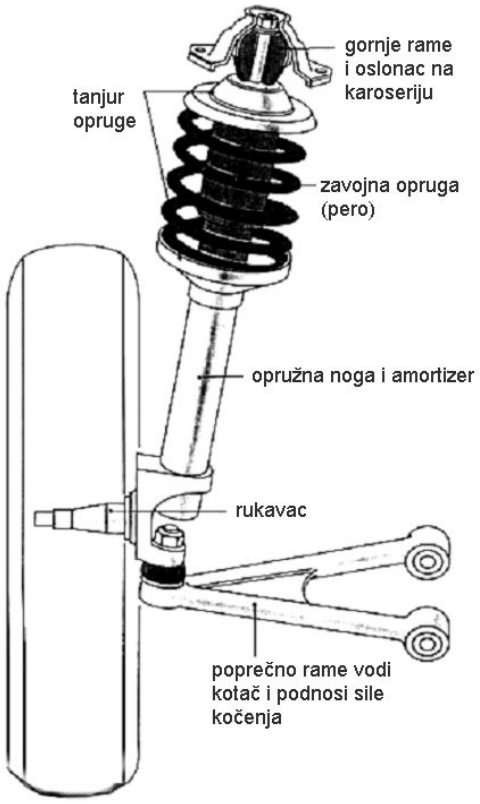


Sl. 277 Zavojna opruga na vozilu

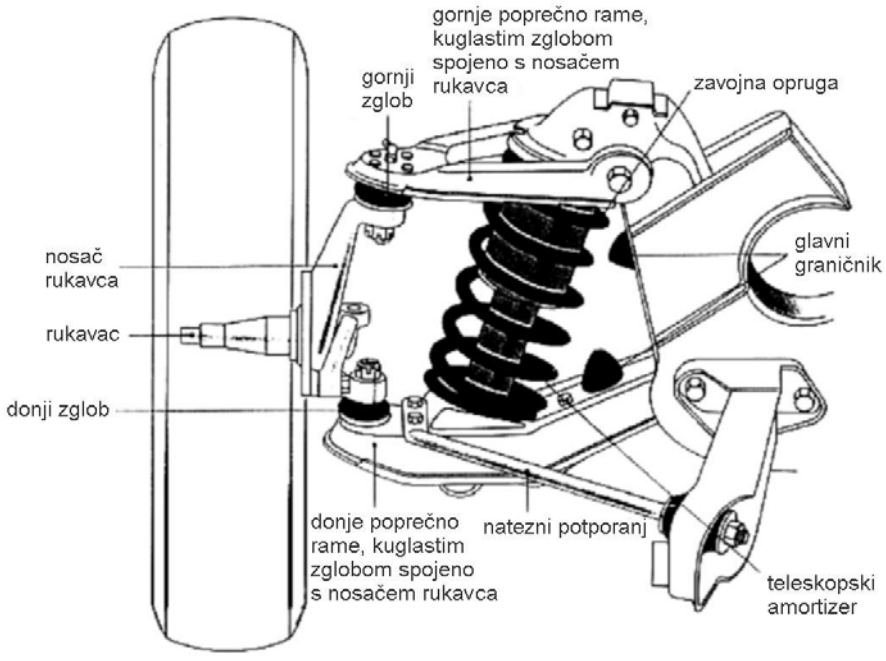
Često se u cilindričnom šupljom prostoru opruge ugrađuje teleskopski amortizer sl. 278, sl. 279 i sl. 280. Zavojne opruge ne mogu da prenesu bočne i uzdužne sile. Stoga se primjenjuju u takvim konstrukcijama ovješenja u kojima se sile kočenja, pogonske i bočne sile prenose posebnim elementima za vođenje.
Opruge se postavljaju na vozilo sa određenim prednaponom. Težina zavojne opruge je manja od težine ekvivalentnog lisnatog gibnja. Zavojne opruge se često primjenjuju zajedno sa lisnatim gibnjevima, te im na taj način popravljaju karakteristiku.



Sl. 278 Sistem nezavisnog vješanja prednje upravljačke osovine



Sl. 279 Mc Phersonova orpužna noga

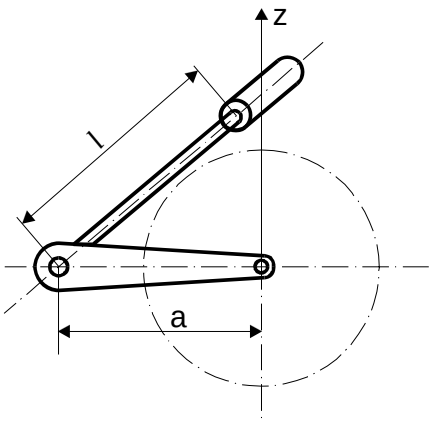


Sl. 280 Ovješenje dvostrukim poprečnim ramenima

20.3.3 Torzione opruge (torzioni štapovi)

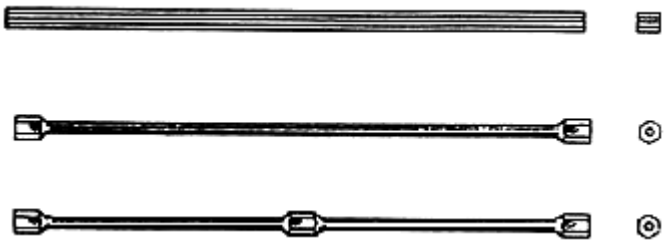
Torziona opruga, kao elastični element, primjenjuju se uglavnom kod nezavisnog ovješenja. Na sl. 281. prikazan je jedan torzioni štap, dužine "ℓ" kod koga je jedan kraj čvrsto učvršćen, a drugi na kraku "a" na točak. Vertikalni udari puta stvaraju silu Z koja uvija torzioni štap. Po prestanku djelovanja sile Z,

elastičnost torzione opruge vraća točak u prvobitni položaj. Dobra osobina torzionih opruga je mala težina i gabarit, a ne zahtijevaju posebno održavanje. Upotreba im je ograničena, pošto je teško dobiti

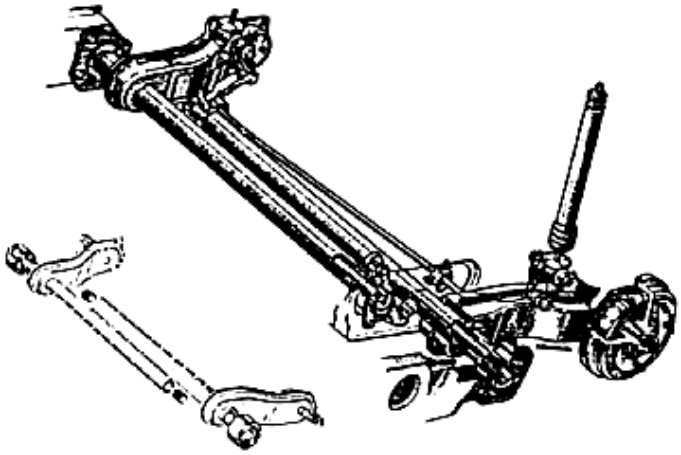


Sl. 281 Torziona opruga

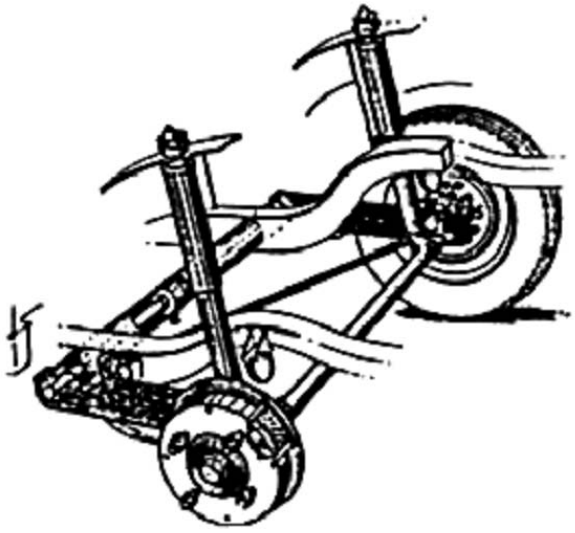
materijal koji odgovara potrebnim karakteristikama na uvijanje (30 °/1 m). Izrađuju se od pravih štapova okruglog ili pravougaonog presjeka bilo iz jednog komada ili više komada. Neka konstruktivna rješenja vide se na slici 282. Primjeri ugradnje torzionih opruga dati su na slici 283 i slici 284.



Sl. 282 Konstruktivni oblici torzionih opruga



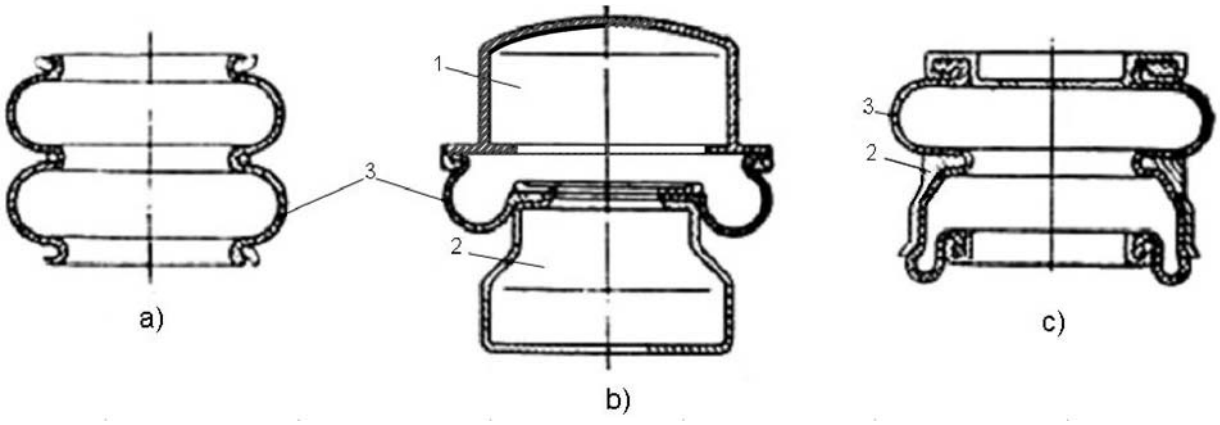
Sl. 283 Torzione opruge kod zadnjeg oslanjanja Renault



Sl. 284 Torzione opruge kod zadnjeg oslanjanja vozila Audi

20.3.4 Pneumatski i hidropneumatski elastični elementi

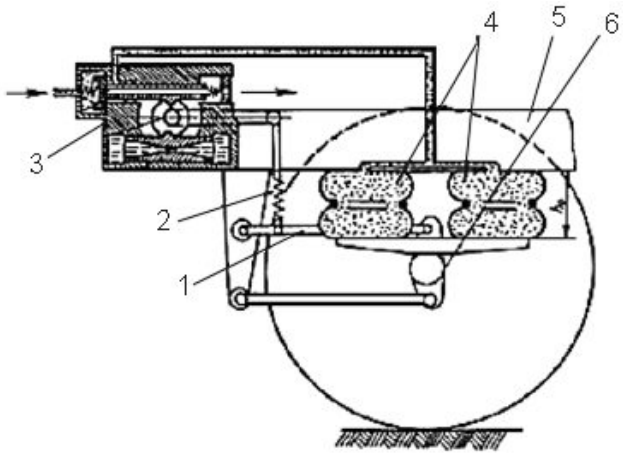
Ovi elastični elementi se upotrebljavaju kod vozila čije se opterećenje mijenja u širokom dijapazonu (autobusi, teški kamioni i prikolice) i kod putničkih vozila visoke klase kod kojih se želi obezbijediti što je moguće veći komfor (Mercedes, Citroen, Ostin itd.).
Pneumatski elastični elementi izvedeni su od gume ojačane čeličnim vlaknima (sl. 285). Putem promjene pritiska zraka koji se nalazi unutar elementa automatski se reguliše njegova krutost.



1, 2 – metalno zvono, 3 – armirani gumeni elemenat (balon)

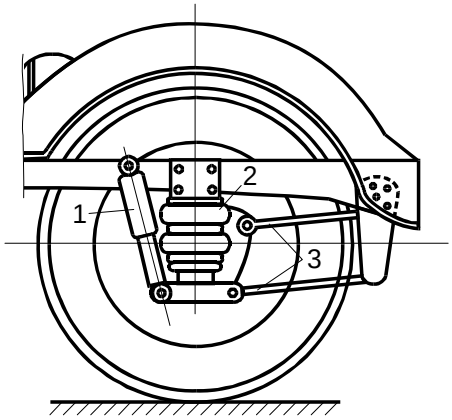
Sl. 285 Oblici pneumatskih elastičnih elemenata

Ovo doprinosi da se pri rzaličitim statičkim opterećenjima ugib elementa ne mijenja, odnosno karoserija zadržava konstantan položaj u odnosu na put. Napajanje elemenata zrakom, pod pritiskom vrši se iz instalacije za kočenje (ako je sistem kočenja komprimiranim zrakom), ili iz stamostalne instalacije. Automatska regulacija krutosti vrši se posebnim regulatorima (sl. 286). Ovi elastični elementi koriste se i kod zavisnog i kod nezavisnog ovješenja. Pošto pneumatski elementi nemaju mogućnost da prenesu uzdužne i poprečne sile to moraju biti kombinovani sa elementima za vođenje koji se izvode u obliku štapova (poluga), a postavljaju se u pravcu djelovanja sila (sl. 287).



1 – upornica oslanjanja,
2 – elastična veza,
3 – regulacioni uređaj,
4 – zračni jastuci,
5 – nosač,
6 – regulator nivoa.

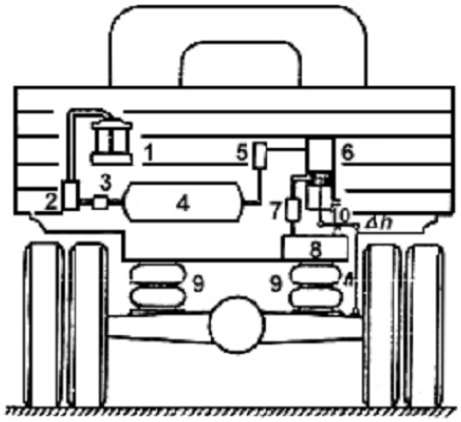
Sl. 286 Automatska regulacija položaja zračnog elastičnog elementa



1 – teleskopski amortizer, 2 – pneumatski elastični element, 3 – poluga za vođenje.

Sl. 287 Zavisno ovješenje prednjih točkova

Sistem pneumatskog elastičnog oslanjanja sa pomoćnim sistemima koji mu pripadaju prikazan je na slici 288. Sa ove slike se može shvatiti proces funkcionisanja pneumatskih elastičnih elemenata na vozilu.

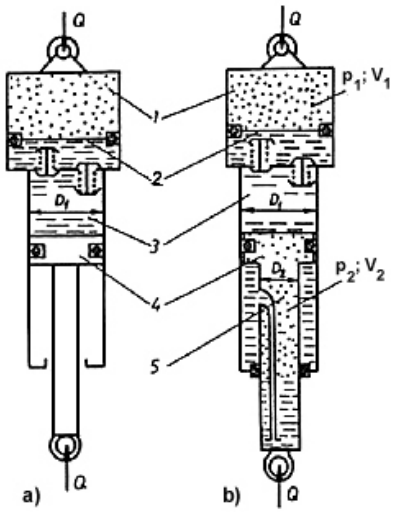


1 – kompresor, 2 – regulator pritiska,
3 – nepovratni ventil, 4 – rezervoar,
5 – regulator pritiska sa nepovratnim ventilom,
6 – regulator nivoa ovješene mase,
7 – regulacioni ventil, 8 – razvodnik,
9 – elasitčni element, 10 - poluga.

Sl. 288 Sistem pneumatskog elastičnog oslanjanja sa pomoćnim elementima

Kombinacijom dva različita medija, nestišljive tečnosti i stišljivog gasa dobio se hidro-pneumatski elastični element. Svako pomjeranje točka prenosi se na tečnost, a preko nje na membranu iznad koje se nalazi gas, te se na taj način izaziva sabijanje gasa na osnovu čega se dobije dejstvo ekvivalentno dejstvu pneumatskog elastičnog elementa.

Šema hidropneumatskog elastičnog oslonca sa elastičnim elementima teleskopskog tipa data je na sl. 289 a) bez kontrapritiska i sl. 289 b) sa kontrapritiskom. Veličine V_1, p_1 i D_1 su radna zapremina,

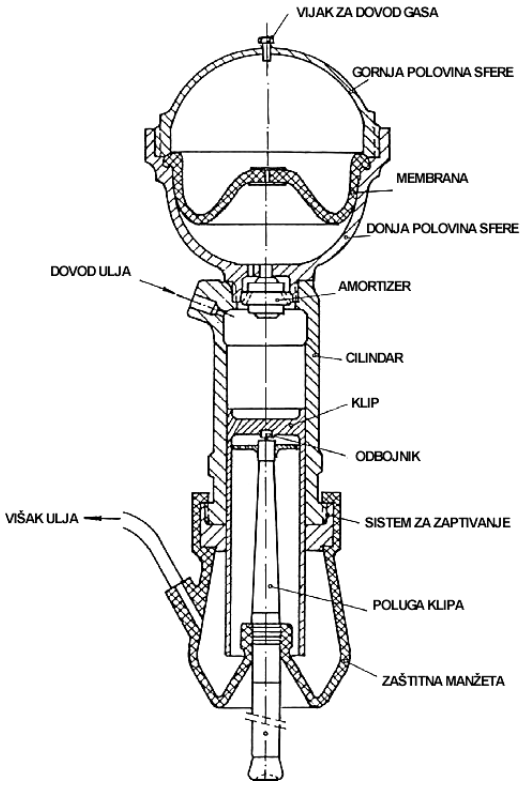


1 – radni prostor,
2 – podeoni klip,
3 – rezervoar,
4 – klip sa klipnjačom,
5 – kontrapritisni prostor

Sl. 289 Šema hidropneumatskog elastičnog elementa

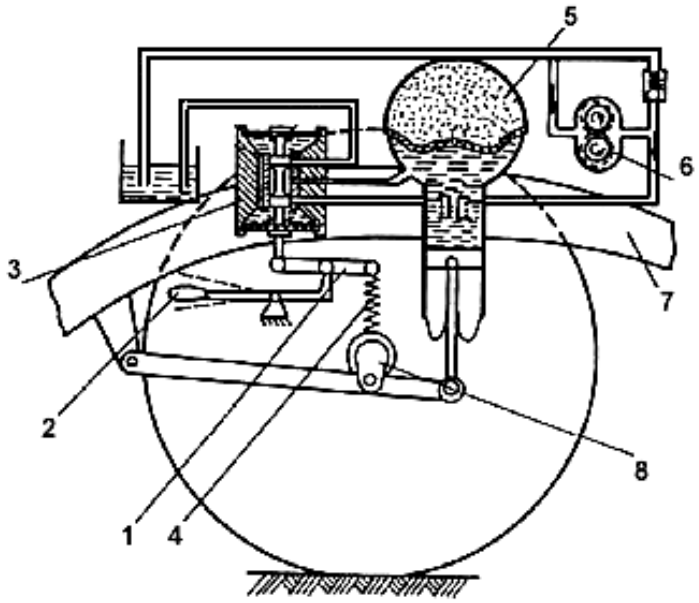
pritisak i prečnik radnog cilindra, a V_2, p_2 i D_2 radna zapremina, pritisak i prečnik kontrapritisnog prostora. Pri povećanju opterećenja povećava se p_1, a opada p_2, dolazi do povećanja učestalosti oscilacije. U slučaju da postoji i kontra pritisni prostor promjene opterećenja manje utiču na sopstvenu učestalost oscilacija. Promjenom količine gasa (neki neutralni gas) može se regulisati učestalost oscilovanja a promjenom količine tečnosti reguliše se položaj nadgradnje, za slučaj nezavisnog oslanjanja.

Primjer hidropneumatskog elementa oslanjanja koji je koristio Citroen prikazan je sa svim detaljina na slici 290.



Sl. 290 Hidropneumatski oslonac Citroena DS-19

Kod hidropneumatskih sistema elastičnog oslanjanja, kao i kod pneumatskih sistema oslanjanja (sl. 286), primjenjuju se regulatori položaja nadgrdnje i regulatori krutosti sistema oslanjanja. Takav jedan regulator sa hidropneumatskim elastičnim elementom dat je na slici 291.



1 – poluga, 2 – ručica za prinudno zakretanje, 3 – regulator, 4 – orpuga,
5 – hidropneumatski element, 6 – zupčasta pumpa, 7 – okvir, 8 – osa točka

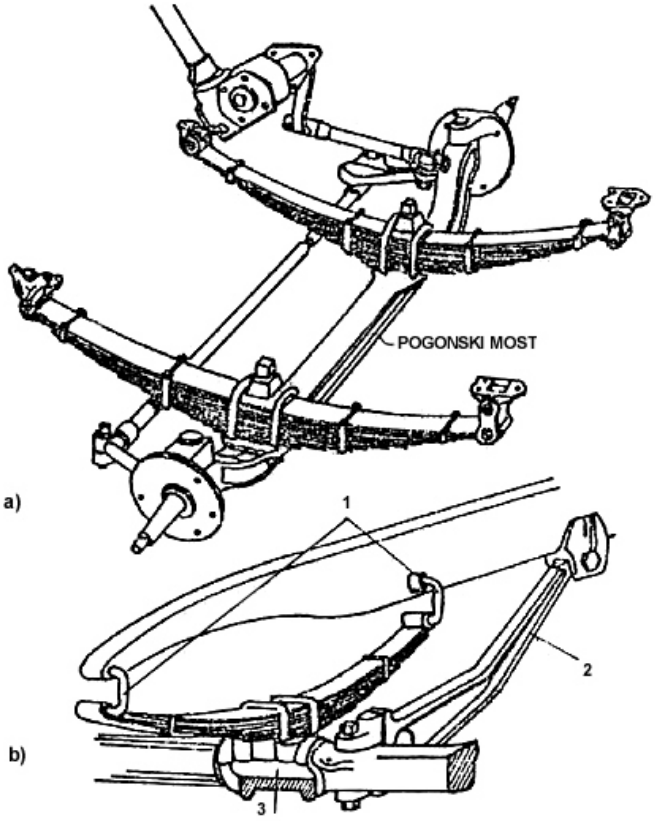
Sl. 291 Regulator hidropneumatskog sistema elastičnog oslanjanja

20.4 Elementi za vođenje točka

Način i karakter pomjeranja točkova u odnosu na ram ili karoseriju bitno utiče na mogućnost upravljanja i ponašanja vozila kako pri vožnji u krivini tako i pri vožnji u pravcu. Kinematika točkova zavisi isključivo od konstrukcije i vrste elemenata za vođenje točka, a nezavisna je od ostalih elemenata sistema ovješenja. Osim osnovnog zadatka da obezbijedi povoljnu kinematiku točkova elementi za vođenje moraju obezbijediti prenos aktivnih i reaktivnih sila i momenata.

Kod sistema zavisnog ovješenja (sl. 260) pojavljuje se, pri nailasku točka na prepreku, promjena nagiba točka definisana uglom (λ) i promjena traga točkova za veličinu (Δb). Kada ugao (λ) dostigne vrijednosti veće od 10° može doći do pojave žiroskopskog momenta koji dovodi do nestabilnog upravljanja ako se radi o upravljačkim točkovima. Stoga se zavisno ovješenje upravljajućih točkova koristi kod vozila koja imaju manje brzine kretanja.

Najjednostavnije rješenje zavisnog ovješenja prikazano je na slici 292 a), a ostvareno je na principu dva lisnata gibnja. Karakter pomjeranja mosta u odnosu na ram zavisi od karakteristika gibnja, tj. gibanj igra ulogu i elastičnog elementa i elementa za vođenje. Na slici 292 b) prikazan je sistem zavisnog ovješenja gdje podužne sile i reaktivne momente pored gibnja prenosi i poluga (2). Spoj gibnja sa ramom ostvaren je preko uzengije (1), pa se tangencijalne sile i odgovarajući reaktivni moment prenose preko poluge (2), pa je gibanj rasterećen.



Sl. 292 Sistemi zavisnog vješanja

Dobre osobine zavisnog ovješenja su u jednostavnosti konstrukcije, niskoj proizvodnoj cijeni i činjenici da lisnati gibnjevi mogu istovremeno da obavljaju funkciju elastičnog elementa i funkciju elementa za vođenje točkova.

Nedostaci zavisnog ovješenja su promjena traga točkova (Δb) i pojava ugla (λ) koji pogoršavaju vozne osobine. Još jedan od znatnih nedostataka je povećana težina sistema za oslanjanje.

Osim gore navedenih sistema zavisnog ovješenja postoji još niz konstrukcija kod kojih su osnovni nedostaci zavisnog ovješenja ublaženi kvalitetnim konstruktivnim rješenjima.

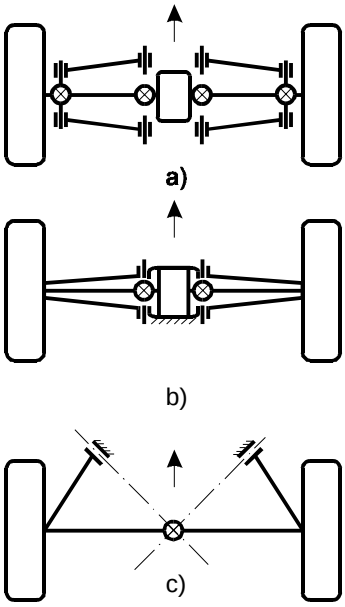
Kod nezavisnog sistema ovješenja kod koga se pomjeranje vrši u poprečnoj ravni (sl. 265, sl. 266 i sl. 267) može se zaključiti da kod vođenja točka sa jednom poprečnom vođicoma (sl. 265) dolazi do znatnog odstupanja traga (Δb) i znatnog ugla nagiba točka (λ). Ovo ima za posljedicu da se ovakav način praktično i ne koristi jer daje odnose slične kao i kod zavisnog ovješenja. Najbolje rezultate daje mehanizam vođenja točkova sa dvije poprečne vođice različitih dužine (sl. 265) mada u odnosu na sistem vođenja sa dvije poluge jednakih dužina (sl. 266) dovodi i od promjene traga i do promjene nagiba točka, doduše u tolerantnim granicama (Δb = 4-5 mm, λ = 5-6°). Na osnovu ovoga sasvim je razumljiva vrlo široka primjena mehanizma za vođenje točkova sa dvije paralelne vođice različitih dužina.

Pomjeranje točkova u podužnoj ravni ostavruje se mehanizmom za vođenje točkova sa uzdužnim vođicama (slika 268). U pogledu kinematike točkova ovaj način izvođenja mehanizma za vođenje točkova ima vrlo dobra svojstva jer je $\Delta b = 0$ i $\lambda = 0$. Izvjesna pomjeranja se ostvaruju samo u pravcu kretanja vozila (znači mijenja se osni razmak točkova). Uticaji koji se pri tome vrše na sistem upravljanja mogu se lako prevazići.

Pomjeranje točkova u uzdužnoj i poprečnoj ravni se konstruktivno rješava vođicama postavljenim pod određenim uglom u odnosu na poprečnu ili uzdužnu ravan (sl. 267). Ovakvim kosim načinom postavljanja vođica se nedostaci mehanizma sa pomjeranjem točkova u uzdužnoj ili poprečnoj ravni ublažavaju, odnosno ostvaruju rješenja koja objedinjavaju u izvjesnoj mjeri dobre strane oba sistema.

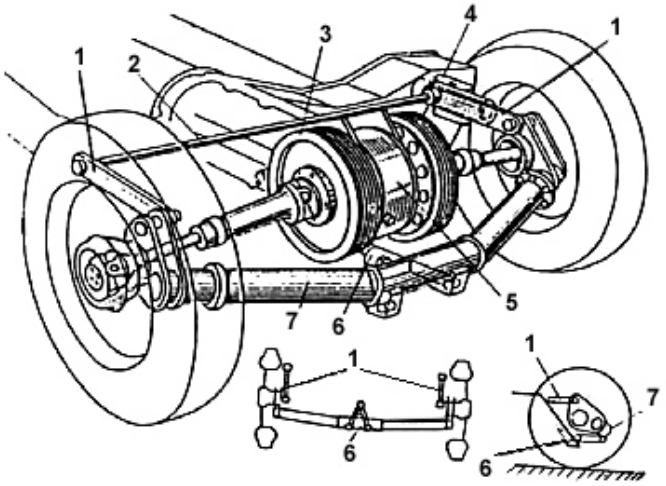
Zbog ovih razloga ovakvi mehanizmi za vođenje točkova se sreću kako na upravljačkim tako i na pogonskim točkovima.

Na slici 293 šematski su prikazana tri rješenja sistema za vođenje pogonskih neupravljivih točkova. Za slučaj dvije poprečne vođice (sl. 293 a)) koriste se četiri kardanska zgloba, za slučaj jedne poprečne vođice (sl. 293 b)) koriste se dva kardanska zgloba, a za slučaj kosih vođica (sl. 293 c)) koristi se jedan kardanski zglob.



Sl. 293 Primjeri izvođenja mehanizma za vođenje pogonskih neupravljivih točkova

Primjer vođenja točkova kod sistema nezavisnog vješanja za slučaj pogonskih i upravljačkih točkova dat je na slici 294.



1 – poluge, 2 – stabilizator, 3 – kočni doboš, 4 – graničnik,
5 – glavni prenos, 6 – poluga, 7 – poprečna cijev

Sl. 294 Mehanizam za vođenje pogonskih upravljačkih točkova

Glavni elementi za vođenje su ovdje poluga (6) u obliku slova A i gornje poluge (1).

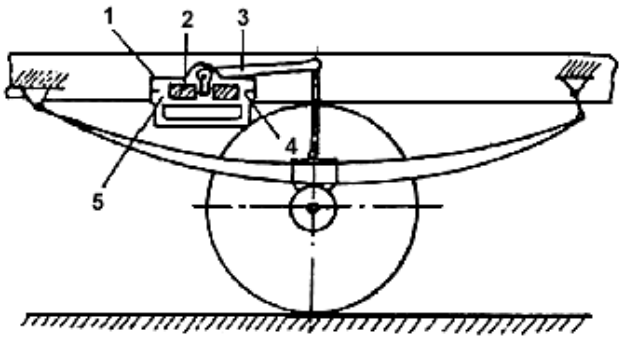
20.5 Elementi za prigušenje oscilovanja

Zbog postojanja elastičnih elemenata u sistemu oslanjanja se javljaju oscilacije čak i prilikom kretanja po najkavalitetnijim putevima. Kako su pojave oscilovanja neprijatne za vozača i putnike a također loše utiču i na stabilnost tereta mora se vršiti njihovo brzo prigušenje ne samo iz razloga navedenih gore nego i zbog sprečavanja pojave rezonancije. Ovo prigušenje vrše elementi za prigušenje ili amortizeri.

Amortizer služi za brzo prigušivanje oscilovanja vozila i sprečavanje pojave rezonancije koja se može pojaviti ukoliko se oscilacije brzo ne priguše. Prigušenje oscilovanja karoserije i osovine vozila, koje se javlja pri kretanju po neravnom putu, vrši se pod uticajem sila otpora u sistemu ovješenja. Otporne sile su: trenje u elastičnom elementu i elementu za vođenje (npr. između listova lisnatog gibnja, osovinicama i zglobovima elemenata za vođenje), a također i sila otpora koju pruža amortizer. U današnje vrijeme na vozilima se primjenjuju isključivo hidraulični amortizeri, i to:

- amortizeri sa polugom i
- teleskopski amortizeri.

Amortizeri sa polugom rade na taj način da se prilikom nailaska točka na neravninu primijeni uzajamni odnos između rama na kome je pričvršćen amortizer i osovine za koju je vezana poluga (sl. 295). Pri pomjeranju poluge hidraulično ulje u amortizeru prelazi iz jednog prostora u drugi. Povratkom poluge nadolje, ulje se potiskuje nazad, ali sada kroz prigušni ventil, i na taj način stvara silu koja se



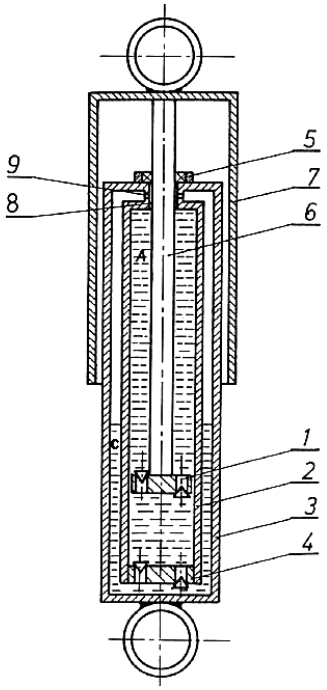
1 – tijelo amortizera, 2 – klipovi, 3 – poluga, 4, 5 – prostor za ulje

Sl. 295 Hidraulički amortizer sa polugom

suprotstavlja daljnjem oscilovanju. Polužni amortizeri se rade kao jednosmjerni (prigušenje samo u jednom hodu) i dvosmjerni (prigušenje se ostvaruje u hodu na gore i na dolje).

Teleskopski amortizeri su lakši od amortizera sa polugom (skoro duplo), prostije su konstrukcije i imaju dug vijek trajanja. Kod teleskopskih amoretizera cilindar i klip su neposredno vezani za nadopružne i podopružne mase (ram i most). Teleskopski amortizeri rade sa pritiscima ulja od 60-80 bar, dok se kod amortizera sa polugom ti pritisci kreću od 250-400 bar.

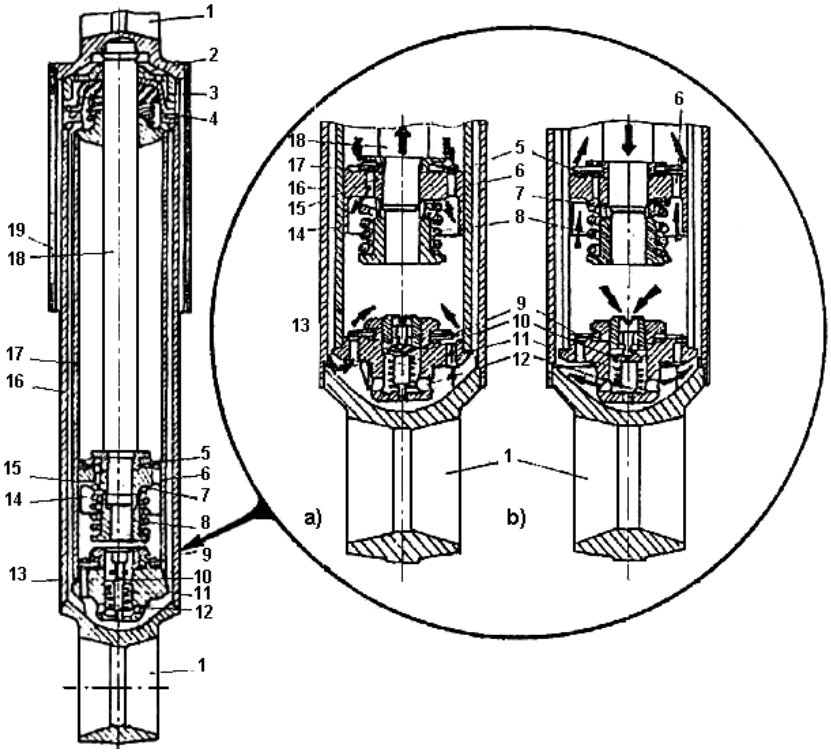
Princip rada teleskopskog amortizera može se objasniti na primjeru dvocjevnog teleskopskog amortizera datog na slici 296. Ovakav prigušivač ima radni prostor (A), tj. radni cilindar, klip (1) sa ventilima, klipnjaču (6), podnožne ventile (4), vođenje klipnjače (8) koja ujedno služi za smještaj zaptivača (5). Između cilindra (2) i (3) nalazi se prostor za izjednačavanje (c) napunjen do polovine i naziva se obično



1 – klip,
2, 3 – cilindri,
4 – podnožni ventili,
5 – zaptivač,
6 – klipnjača,
7 – cilindrični omotač,
8 – vođica,
9 – kanal.

Sl. 296 Šema dvocjevnog teleskopskog amortizera

kompenzaciona komora. Ostatak prostora u kompenzacionoj komori služi za prihvatanje povećane zapremine ulja usljed zagrijavanja kao i za slučaj istisnutog ulja usljed uvlačenja klipnjače. Nivo ulja u kompenzacionom prostoru je takav da obezbijedi i pri ekstremno niskim temperaturama (-40 °C) da ne dođe do ulaska zraka na podnožnim ventilima.
Konstruktivna slika i šema rada dvocjevnog teleskopskog amortizera data je na slici 297.



Sl. 297 Konstrukcija i šema teleskopskog dvocjevnog amortizera

Sastavljen je od čeličnog rezervoara (16) na koji je sa donje strane zavarena ušica (1), koja obrazuje dno rezervoara u kome je postavljen radni cilindar (17). Unutar radnog cilindra nalazi se klipnjača amortizera (18), koja je spojena gornjim dijelom za gornju ušicu (1) za koju je spojen zaštitni oklop (19) amortizera. Na donjem dijelu klipnjače je postavljen klip (14) i sklop ventila (7) koji radi prilikom istezanja, te prelivni ventil (5).

U donjem dijelu radnog cilindra u specijalnom tijelu postavljeni su usisni ventili (9) i ventil koji radi prilikom sabijanja (10).

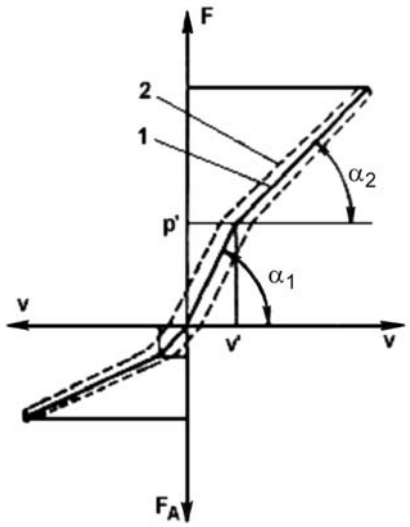
Princip dejstva teleskopskog amortizera je da prilikom istezanja ili sabijanja amortizera tečnost koja se nalazi u njegovoj unutrašnjosti, protiče iz jednog prostora u drugi kroz male poprečne presjeke usljed čega amortizer daje silu otpora koja smanjuje energiju oscilatornog kretanja.

Da bi se objasnio princip rada amortizera potrebno je imati u vidu da pri bilo kom pomjeranju klipa promjena zapremine donjeg prostora radnog cilindra je veća od promjene zapremine gornjeg prostora, jer dio zapremine gornjeg prostora zauzima klipnjača. Zbog toga prilikom pomjeranja klipa prema dole (hod sabijanja) tečnosti koja se istiska iz donjeg prostora radnog cilindra ne može potpuno preći u gornji prostor (iznad klipa) te dio tečnosti prolazi kroz ventil (10) u rezervoar. Prilikom pomjeranja klipa prema gore (hod istezanja) zapremina tečnosti koja se prelijeva iz gornjeg prostora je manja od oslobođenog dijela donjeg prostora i dio tečnosti iz rezervoara protiče kroz usisni ventil (9) u donji prostor. Na taj način, nivo tečnosti u rezervoaru se neprekidno mijenja: pri sabijanju amortizera je najveći a pri istezanju najniži.

Amortizer radi na slijedeći način: pri istezanju amortizera (sl. 297 a)) tečnost, koja se nalazi iznad klipa podvrgnuta je sabijanju. Prelivni ventil (5) koji je postavljen u nadklipnom prostoru je zatvoren i tečnost kroz otvor na klip (15) dolazi do ventila (7) koji radi prilikom istezanja. Krutost diska ventila i napon opruge (8) daje mogućnost da se ostvari neophodni otpor amortizera. U to vrijeme usisni ventil (9), koji je postavljen na tijelu ventila sabijanja (10), se otvara i slobodno propušta iz prostora rezervoara u radni cilindar (17) dio tečnosti kroz otvor (13). Taj dio tečnosti jednak je zapremini klipnjače (18), koja se u datom momentu izvodi iz radnog cilindra.

Pri sabijanju amortizera (sl. 297 b)) njegov klip se kreće prema dole, prelivni ventil (5) se otvara i tečnost slobodno protiče kroz otvor na klipu (6) u nadklipni (gornji) prostor. Pri tome se zapremina tečnosti, ravna zapremini dijela klipnjače koja ide prema dole, potiskuje u rezervoar kroz otvor (12) s tim da prethodno savlada otpor ventila sabijanja (10) (usisni ventil (9) zatvoren je usljed pritiska tečnosti). Napon opruge (11) ventila sabijanja daje neophodan otpor amortizera u periodu hoda sabijanja.

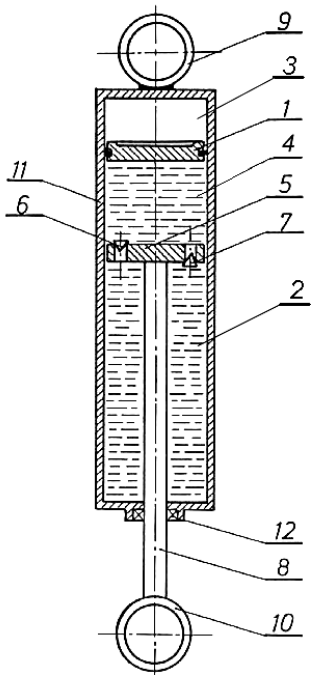
Karakteristika prigušivača (amortizera) prikazanog na slici 297 data je na slici 298 gdje sile prigušenja (F) ovise o brzini gibanja klipa (v) u cilindru. Za amortizer su još značajne maksimalne sile prigušenja



1 – amortizer bez prednapona,
2 – amortizer sa prednaponom
(amortizer sa internim plinom)

Sl. 298 Karakteristika amortizera

pri sabijanju i rastezanju, kapacitivnost i umanjenje kapacitivnosti pri povećanju temperature. Manje sile prigušenja daju se amortizeru pri sabijanju zato da se pri kretanju vozila velike sile ne predaju na karoseriju. U svakom slučaju karakteristika na slici 298 je nelinearna, njen oblik zavisi od karakteristike amortizera (dimenzije otvora, vrste fluida itd.), odnosno krutost amortizera je promjenjiva veličina.
Pored dvocjevnih u praksi se koriste i tzv. jednocjevni amortizeri. Šema takvog jednog amortizera data je na slici 299. On ima, tzv. razdjelni klip (1) iznad koga se nalazi gas pod pritiskom (3) koji treba da prihvati promjene zapremine ulja od zagrijavanja i istiskivanja klipnjačom.



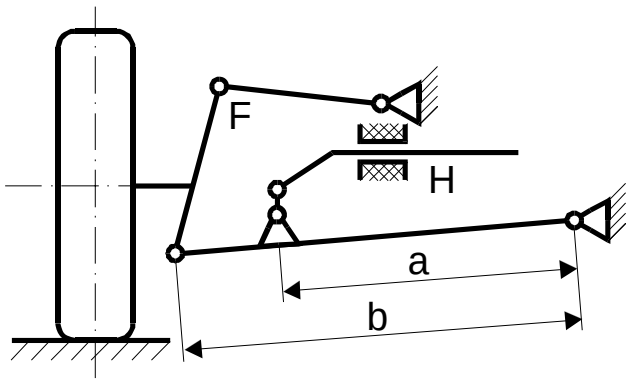
1 – razdjelni klip,
1 – razdjelni klip,
2 – radni prostor,
3 – prostor za izjednačavanje,
4 – međuklipni prostor,
5 – klip,
6 – usisni ventil,
7 – potisni ventil,
8 – klipnjača,
9, 10 – uške,
11 – cilindar,
12 – zaptivač

Sl. 299 Jednocjevni amortizer sa razdjelnim klipom

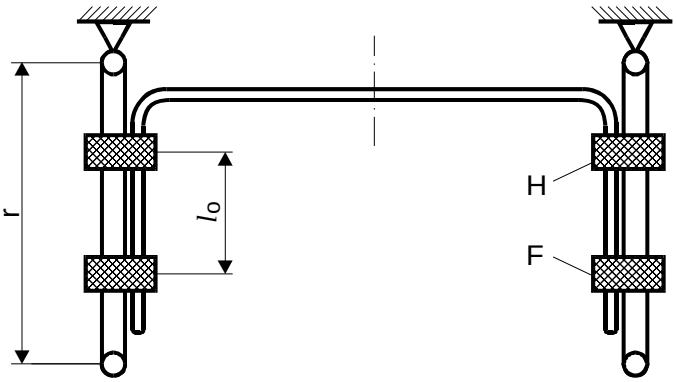
Usljed sabijanja ili istezanja amortizera klipnjača potiskuje klip (5), gdje se aktivira ventil (6) ili (7) zavisno od smjera kretanja. Samo proticanje ulja kroz ventil (6) ili (7) ima funkciju prigušenja toka, pa samim tim i kretanje klipa, odnosno klipnjače. Razdjelni klip (1) omogućava bilo koji položaj ugrađivanja amortizera i praktično nema uticaja na njegovu funkciju. Pomoću njega je spriječeno mješanje gasa i ulja kao i pojava pjenušanja.

20.6 Stabilizatori

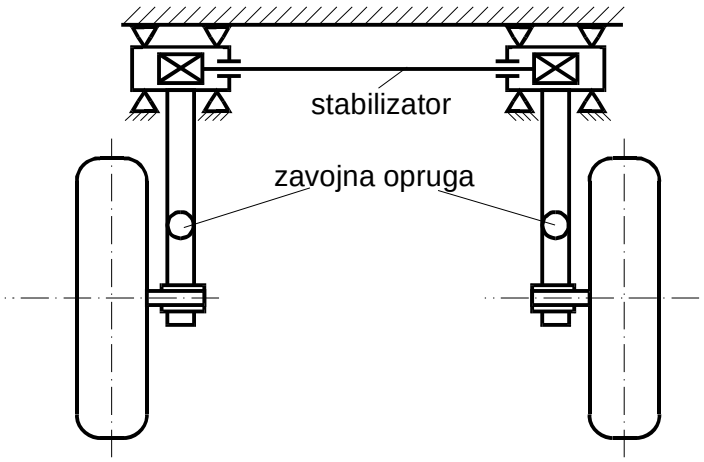
Elastično oslanjanje vozila ima i svoje negativne posljedice, što se ogleda u bočnom naginjanju vozila pri kretanju u krivini, i u pogoršanju karakteristika stabilnosti. U cilju smanjivanja bočnih naginjanja vozila koriste se stabilizatorske opruge – stabilizatori i to najčešće torzioni. Mehanički torzioni stabilizator po konstrukciji je veoma jednostavan, ne zahtijeva posebnu pažnju i jeftin je. Može da bude postavljen poprečno i uzdužno u odnosu na uzdužnu osu vozila. Obično se izvodi u obliku dvokrake poluge kao cjelina, a pričvršćen je za okvir vozila preko stega sa tvrdom gumom, a vođicama se povezuje sa veznim polugama.
Uloga stabilizatora je da se torzijom suprostavi bočnom naginjanju vozila u slučaju kada se jedan točak izdiže, tj. da kao sila rekacije pritiskivanjem suprotnog točka na kolovozu ispravlja vozilo i ne dozvoljava njegovo bočno naginjanje. Na slici 300, slici 301, i slici 302 date su šeme različitih izvedbi stabilizatora. Stabilizator na slici 300 sa obe strane vozila na mjestima H i F je spojen preko elastičnih gumenih ležajeva sa podužnim vođicama, a na slici 301 stabilizator u tački H ima mogućnost obrtanja,



Sl. 300 Šema stabilizatora



Sl. 301 Šema stabilizatora

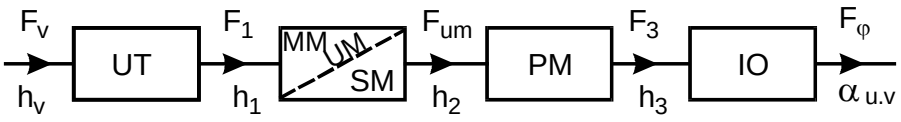


Sl. 302 Šema stabilizatora

a spoj između kraja stabilizatora F i poprečne vođice izvodi se preko poluga. Stabilizator prikazan na sl. 302 je u suštini jedan torzioni štap koji je pričvršćen za obe podužne vođice.

21. SISTEM ZA UPRAVLJANJE VOZILOM

Sistem za upravljanje ima zadatak da mijenja i održava pravac kretanja vozila, te osigurava neophodan manevar vozila. U opštem slučaju sistem za upravljanje se sastoji od sklopova datih na slici 303.



UT – upravljački točak,
UM – upravljački mehanizam (MM - mehanički mehanizam, SM - servo mehanizam),
PM – prenosni mehanizam,
IO – izvršni organ (točkovi, gusjenice),
F_v – sila na upravljačkom točku (h_v – odgovarajući pomak upravljačkog točka),
F_φ - sila na točku vozila ($\alpha_{u.v}$ – ugao zakretanja vozila).

Sl. 303 Strukturna šema upravljačkog mehanizma

Savremeni mehanizmi za upravljanje moraju ispuniti slijedeće zahtjeve:

a) Obezbijediti stabilno kretanje vozila prilikom vožnje u pravcu. Točak upravljača u položaju pravolinijskog kretanja treba da ima minimalan slobodan hod.
b) Obezbijediti malu silu na točku upravljača (Fv): kod putničkih vozila 4-7 daN, a kod teretnih vozila i autobusa 15-20 daN, a kod teretnih vozila većih nosivosti i do 30-40 daN.
c) Kinematika mehanizma za upravljanje mora biti takva da prilikom kretanja u krivini osigura kotrljanje svih upravljačkih točkova vozila bez klizanja kako bi se spriječilo brzo trošenje pneumatike.
d) Spontano vraćanje upravljačkih točkova po izlasku iz krivolinijskog u položaj pravolinijskog kretanja pod dejstvom stabilizirajućeg momenta.
e) Mehanizam mora ublažiti udare izazvane neravninama puta, tako da se na točak upravljača prenesu samo neznatne sile koje neće zamarati vozača i time smanjiti sigurnost kretanja vozila.

Podjela sistema upravljanja može se izvršiti na slijedeće načine:

a) Klasifikacija po karakteru upravljanja:

- upravljanje točkovima,
- upravljanje osovinama,
- kombinovano upravljanje,
- bočno zanošenje, gusjenična vozila.

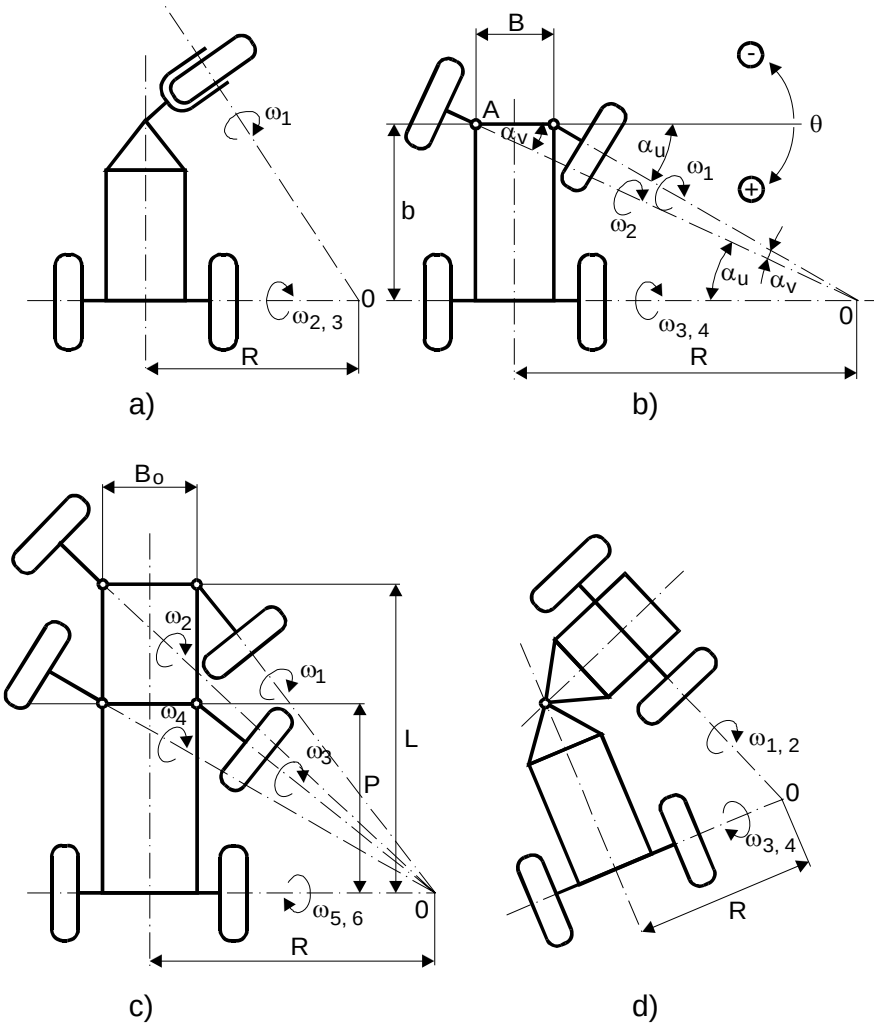
b) Prema položaju vozačkog mjesta:

- upravljanje sa lijeve strane vozila,
- upravljanje sa desne strane vozila.

c) Klasifikacija prema karakteru funkcionisanja:

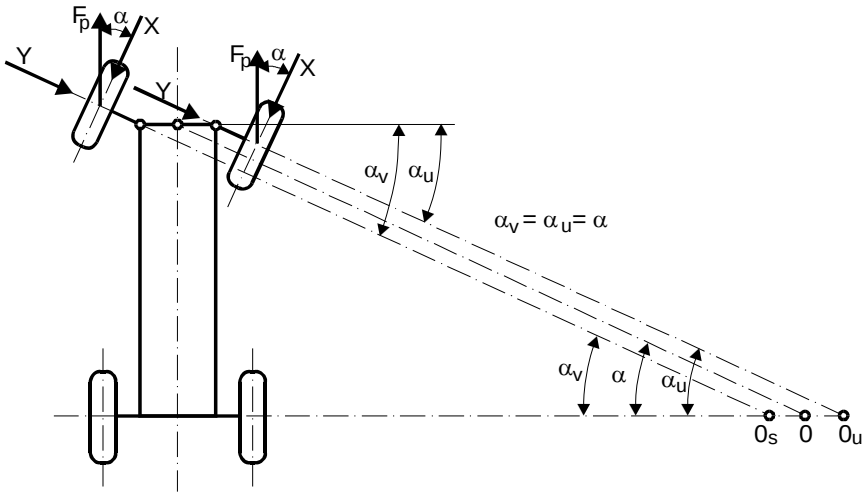
- mehanički mehanizmi,
- servo-mehanički mehanizam.

Ako se podje od uproštenja da se upravljanje motornog vozila vrši se krutim točkovima, onda se može reći da će biti zadovoljen osnovni kinematski kriterij, da se ose obrtanja točkova sijeku u jednoj točki, kako se to vidi na slici 304. Ovdje je dato nekoliko karakterističnih izvedbi motornih vozila,



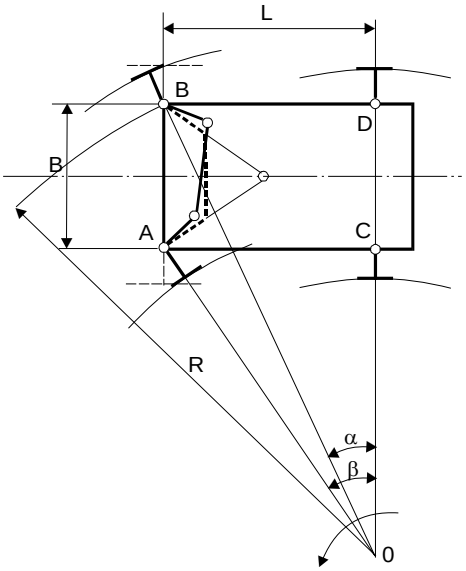
Sl. 304 Upravljanje vozilom sa krutim točkovima

koja zadovoljavaju osnovni kinematski kriterij (presjek ose obrtanja je u jednoj tački). Pri ovom uslovu neće doći do proklizavanja nijednog točka. Naravno mehanizam upravljanja, koji obezbjeđuje ove uslove, je dosta složeniji. Za prostije (jednostavne) mehanizme upravljanja ne ostavruje se osnovni kinematski kriterij obrtanja oko jednog pola odnosno ose obrtanja točkova se ne sjeku u jednoj tački, što se vidi na slici 305.



Sl. 305 Kinematika zaokretanja sa jednakim uglovima zakretanja

Ovdje su prisutna dva centra okretanja (O_s i O_u – sl. 305). Sa ovim rješenjem bi se moralo pojaviti i proklizavanje jednog od točkova, čime se narušava i zadano vođenje vozila u krivini, tj. narušava mu se stabilnost, uz povećano trošenje pneumatika.
Kod drumskih prevoznih sredstava najčešće se upotrebljava princip upravljanja zakretanjem točkova samo jednog obično prednjeg mosta (sl. 306). Zakretanje točkova svih mostova primjenjuje se rijetko obično na specijalnim vozilima (grejderi, prikolice velikih dužina, zglobni autobusi itd.). Ove konstrukcije znatno smanjuju prostor potreban za okretanje vozila.



Sl. 306 Kinematska šema okretanja vozila sa jednim upravljačkim mostom

Zakretanjem upravljačkih točkova za neki ugao (sl. 306) vozilo se počne kretati oko nekog trenutnog pola O. Pol je presjecište produžetka osa svih točkova. Iz slike se jasno vidi da je pri tome potrebno zakrenuti upravljačke točkove za različit ugao (točak bliži polu za nešto veći ugao β, a točak dalje od pola za nešto manji ugao α). Uglovi se definišu kao:

$$ctg\alpha = \frac{\overline{OD}}{L}; \quad ctg\beta = \frac{\overline{OC}}{L} \tag{200}$$

odakle je,

$$ctg\alpha - ctg\beta = \frac{\overline{OD} - \overline{OC}}{L} = \frac{B}{L} \tag{201}$$

Jednačine (200) i (201) prestavljaju uslov upravljivosti kod međusobnog razmaka mostova L i razmaka okretnih tačaka točkova upravljačkog mosta B. Ako je uslov iz gornje jednačine ispunjen za bilo koji položaj upravljajućih točkova onda će se oni kretati kroz krivinu bez klizanja. Ispuniti uvjet za dobru upravljivost vozila moguće je pravilnim izborom dužina i uglova poluga mehanizma za upravljanje, tj. trapezom upravljačkih poluga.
Ako se okretna tačka vanjskog upravljajućeg točka nalazi na rstojanju R od pola O može se postaviti odnos:

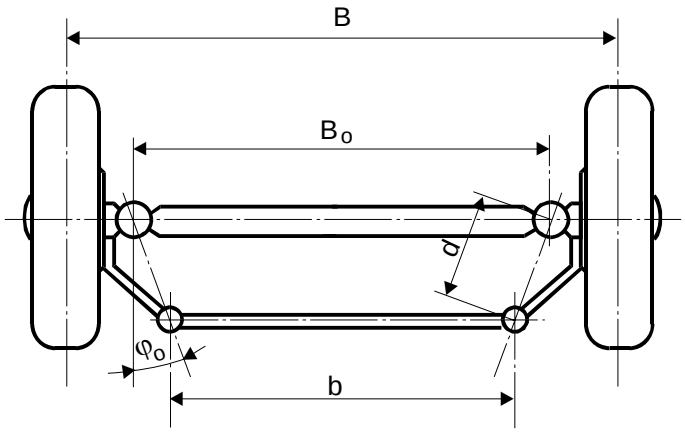
$$L = R\sin\alpha$$

odnosno,

$$R = \frac{L}{\sin \alpha} \tag{202}$$

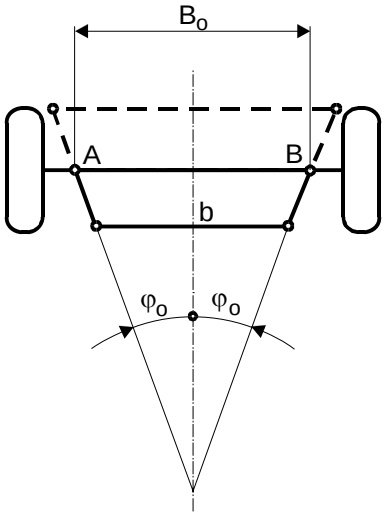
iz koga slijedi da radijus okretanja može biti smanjen smanjivanjem razmaka između mostora (L) i povećanjem uglova za koji se zakreću upravljajući točkovi (α).
Mehanizam upravljanja savremenih motornih vozila bazira na principu trapeznog rasporeda prenosnih poluga.

Formiranje sistema za upravljanje ide paralelno sa sistemom elastičnog oslanjanja motornog vozila. Ova zavisnost je neminovna jer se kinematika upravljačkog mehanizma prenosi sa ovješene mase karoserije na neovješenu masu točkova. Ovo se posebno odnosi na prenosni mehanizam uključujući i trapez upravljanja. Izgled trapeza upravljanja vidi se na slici 307.



Sl. 307 Trapez upravljanja

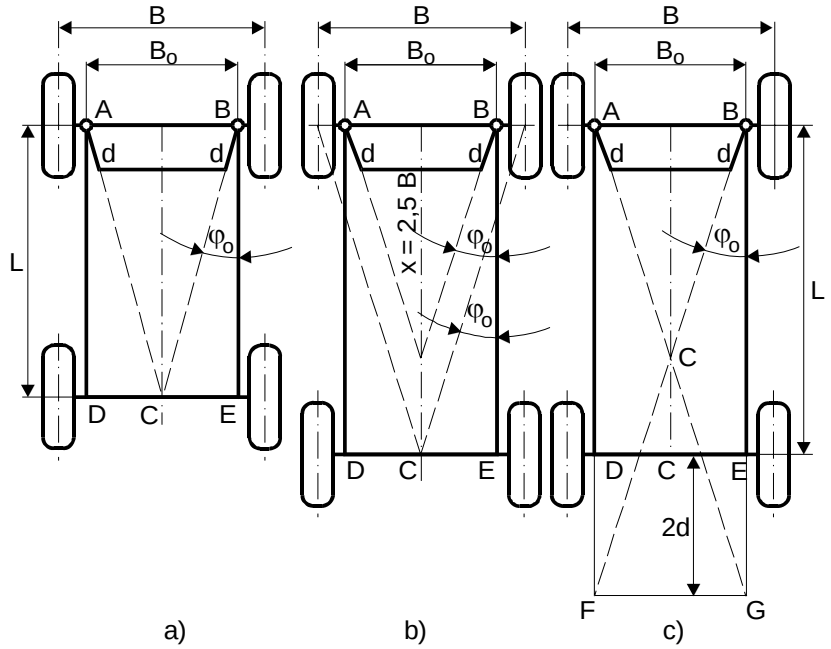
Kod mehanizama sa zavisnim sistemom elastičnog oslanjanja, prednja kruta osovina predstavlja jednu od komponenata trapeza sa stranicom B_o. U odnosu na osovinu upravljanja, trapez može biti formiran ispred ili iza osovine u zavisnosti od koncepcije vozila i raspoloživog prostora. Imajući u vidu prednosti i nedostatke jedne i druge kombinacije preporučuje se kompozicija trapeza iza osovine kako je to pokazano na slici 308. Na ovaj način smanjena je dužina upravljačke spone "b" i na taj način povećana



Sl. 308 Trapez upravljanja iza (i ispred) osovine

njena krutost protiv izvijanja. Postavljanjem trapeza upravljanja iza upravljačke osovine ostvarena je njegova zaštita protiv mehaničkih oštećenja u toku eksploatacije. Ukoliko se ima u kombinaciji sistema sa nezavisnim oslanjanjm upravljačkih točkova, onda se mora računati sa zamišljenom osom trapeza (B_o) koja spaja tačke A i B (sl. 308) osovinice rukavaca oko kojih se okreću točkovi.
Imajući gornje u vidu, može se konstatovati da je glavni zadatak definisati ugao položaja bočne poluge trapeza (φ_o).

Za motorno vozilo čiji odnos osovinskog rastojanja i trapa upravljačkih točkova prelazi vrijednosti $L/B_o = 2 \div 2{,}5$ za definisanje ugla φ_o koristi se grafički metod dat na sl. 309 a). Statistički podaci za



Sl. 309 Grafičke metode za određivanje ugla trapeza

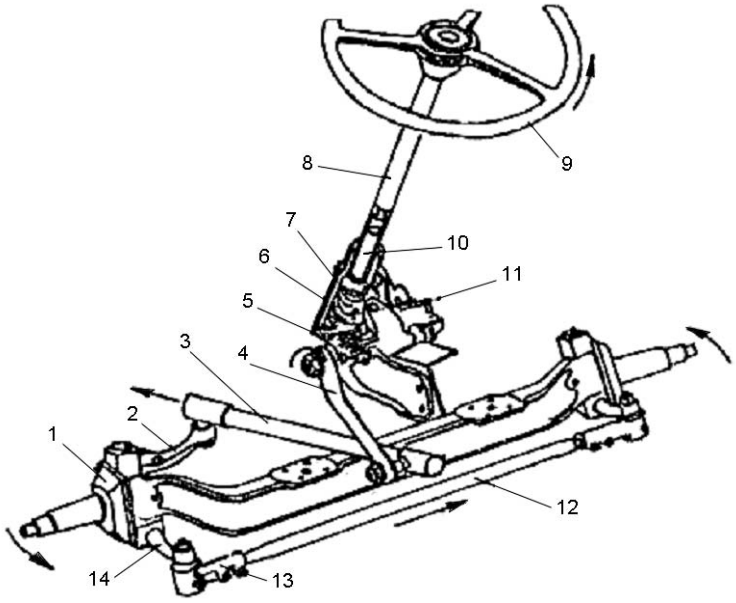
dužine bočne poluge (d) vezani su za dužinu vozila (L) ili prednje osnovine (B_o) i iznose:

$$d = (0{,}3 \div 0{,}2)B_o \tag{203}$$

$$d = (0{,}08 \div 0{,}16)L \tag{204}$$

Za motorna vozila veće dužine od naprijed definisanog odnosa, može se prići određivanju ugla trapeza φ_o prema jednom od postupaka prikazanim na slici 309 b) i c). Sa slike 309 jasno se vidi način definisanja ugla trapeza φ_o.

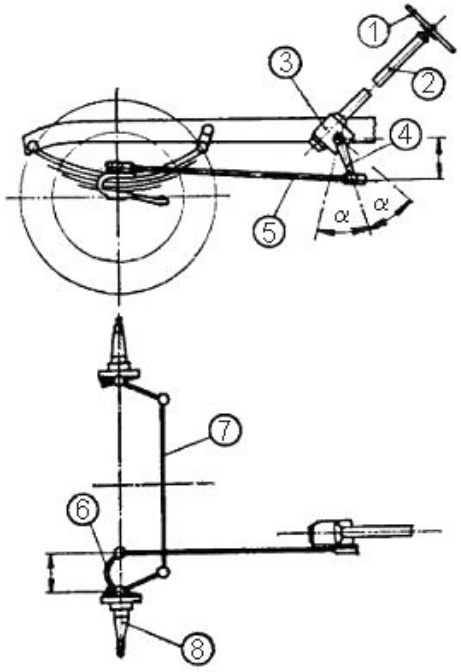
Sistem za upravljanje sa osnovnim elementima prikazan je na slici 310. Okretanje točka upravljača (9) se prenosi preko osovine upravljača (10) na upravljački mehanizam koji se u ovom slučaju sastoji od puža (7) i pužnog točka (11). Za pužni točak čvrsto je vezana poluga (4) koja se naziva laktasti potiskivač (viseća spona). Laktasti potiskivač zglobno je vezan za uzdužnu sponu (gurajuću sponu) (3), koja preko zgloba prenosi kretanje na gornju polugu okretnog rukavca (2) te se lijevi rukavac počinje okretati oko svoje osovinice. Lijevi rukavac je donjom polugom (14) (ista ima i na desnom rukavcu) i poprečnom (vezajućom) sponom (12) vezan za desni rukavac te se tako vrši i njegovo okretanje oko osovinice, te se na taj način vrši sinhrono zaokretanje upravljajućih točkova.



1 – okrugli rukavac; 2 – gornja poluga okretnog rukavaca; 3 – uzdužna spona (gurajuća);
4 – laktasti potiskivač (viseća spona), 5 – osovina laktastog potiskivača;
6 – kućište upravljačkog mehanizma; 7 – puž; 8 cijev; 9 – točak upravljača;
10 – osovnina upravaljača; 11 – pužni točak; 12 spona (vezujuća); 13 – naglavak;
14 – donja poluga okretnog rukavca.

Sl. 310 Sistem za upravljanje

Zbog boljeg uvida u funkcionisanje sistema upravljanja, na slici 311 dat je sistem upravljanja u dvije projekcije, sa popisom elemenata sistema upravljanja.



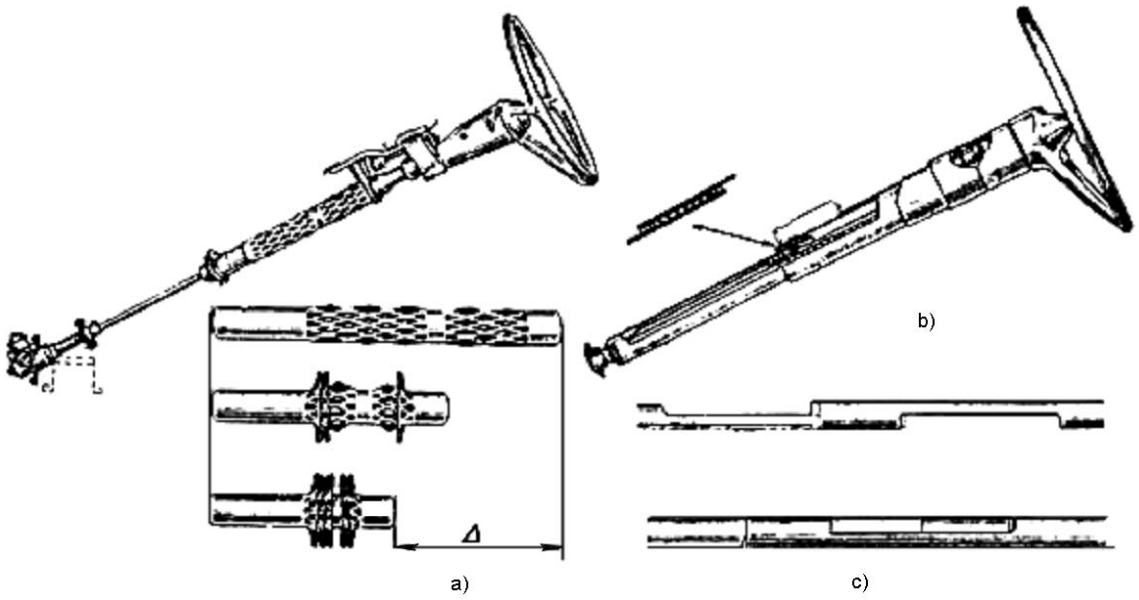
1 – volan (točak upravljača),
2 - stub upravljača,
3 - kućište upravljača,
4 - poluga upravljača,
5 - uzdužna spona,
6 - poluga rukavca,
7 - trapez upravljanja koji čine tri zglobno vezane spone,
8 - rukavac točka.

Sl. 311 Princip rada sistema upravljanja

U nastavku će se dati osnovne konstruktivne karakteristike pojedinih sklopova sistema upravljanja.

21.1 Upravljački točak

U sklopu upravljača su upravljački točak (volan) sa vratilom upravljača (8, sl. 310) i upravljački mehanizam. Ovdje će se posebno istaći upravljački točak sa vratilom upravljača.
Dimenzije upravljačkog točka se biraju tako da vozač sa uobičajenom silom (F_v), bez velikog zamaranja, može da upravlja vozilom. Maksimalna sila koju vozač prenosi na upravljački točak ne bi smijela biti veća od 200 N. Na osnovu toga se definiše poluprečnik točka. Naravno, ako postoje pojačivači kod prenosa sile od vozača do točkova vozila, onda je ovaj izbor daleko jednostvniji i osnovnu ulogu za dimenzije točka upravljanja ima funkcionalnost i estetski izgled.
U novije vrijeme na točku upravljača se montiraju i neki drugi elementi ("air bag", komande za radio, itd.), što direktno utiče na dimenzije upravljačkog točka. Upravljački točak nalazi se na vratilu koje se izrađuje od cijevi, a vratilo je obloženo kućištem. Kod nekih vozila se na kućištu volana nalazi ručica mjenjača. Tu su i ostale uobičajene komande (svjetla, brisači, itd.). Kod nekih vozila izrađuje se, tzv. sigurnosna konstrukcija vratila (sl. 312). Na slici 312 a) jedan je dio vratila izrađen od perforirane cijevi. Ta perforacija se, zbog naleta vozača na volan pri sudaru sabija i tako zaštiti vozača od većih ozljeda grudnog koša. Konstrukcija vratila na slici 312 b) ima cijev koja je uzdužnim žljebovima spojena s drugom cijevi i pri aksijalnom opterećenju u nju ulazi. Treća konstrukcija je najjednostavnija, prenosi samo torziju, a pri djelovanju aksijalne sile teleskopski se sklopi (sl. 312 c)).



Sl. 312 Izvedba sigurnosnog vratila upravljača

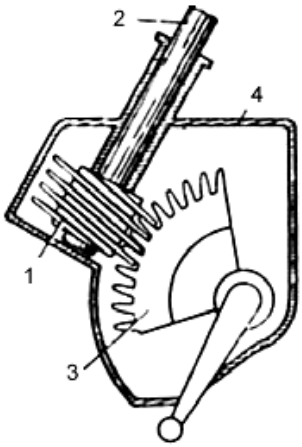
21.2 Upravljački mehanizam

Upravljački mehanizam služi kao reduktor koji omogućava povećanje obrtnog momenta kojim vozač djeluje na točak upravljača da bi izvršio zaokretanje točkova kojima se upravlja. Prenosni odnos upravljačkog mehanizma kod putničikih vozila se kreće u granicama od 12 do 20, a kod teretnih vozila i autobusa od 16 do 32. Ovaj prenosni odnos se uvećava za prenosni odnos spona koji zavisi od konstrukcije upravljačkog mosta. U zavisnosti od vrste prenosnih elemenata u kućištu upravljački mehanizmi se mogu podijeliti na:

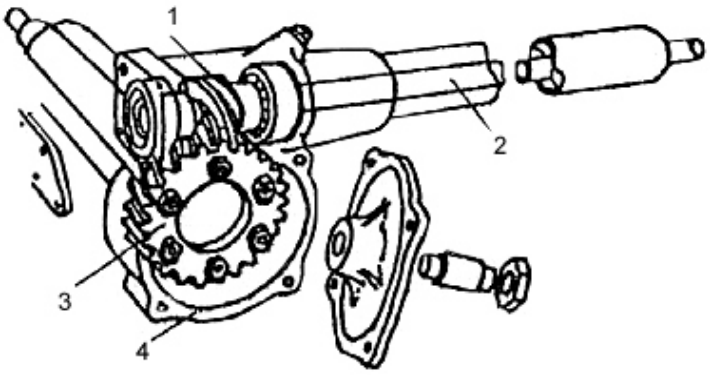
- pužne,
- zavojne,
- zupčaste i

- kombinovane.

Pužni prenosnik upravljačkog mehanizma prikazan je na slici 313 i na slici 314 Pužni prenosnik se sastoji od puža (1) koji je čvrsto vezan za vratilo upravljača (2) i pužnog točka (3) ili pužnog segmenta. Pužni par je smješten u kućište upravljača (4) u kome se nalazi ulje za podmazivanje pužnog para. Pužni prenosnik je jednostavan po konstrukciji, a glavni nedostatak je veliki otpor trenja klizanja pri okretanju.

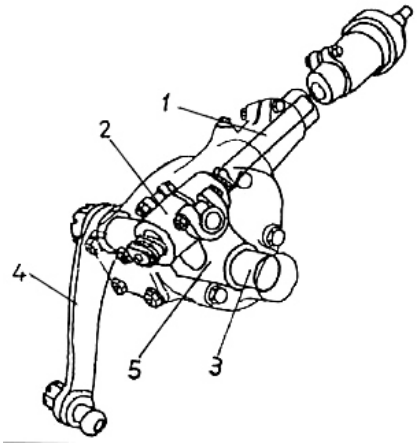


Sl. 313 Šema pužnog prenosnika

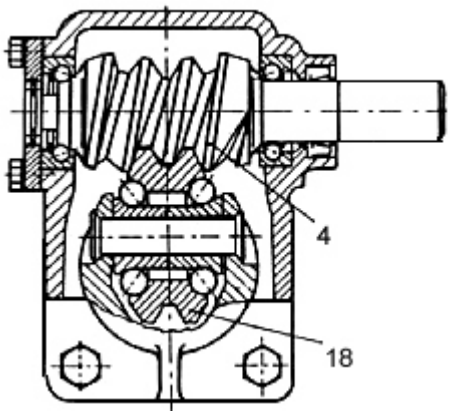


Sl. 314 Izgled pužnog prenosnika

Zavojni prenosnik upravljačkog mehanizma ima izgled kao na sl. 315. Okretanjem osovine upravljača (1) koja je na donjem dijelu izrađena u obliku zavojnice na osovini dolazi do pokretanja navrtke (2) uzduž zavojnice na osovini upravljača. Navrtka je zglobno vezana preko jedne klackalice (5) za osovinicu (3) laktastog potiskivača (viseće spone) (4).
Pri kretanju navrtke (2) uzduž zavojnice dolazi do okretanja osovinice (3), pošto je donji dio klackalice (5) čvrsto vezan za osovinicu (3). Na taj način dolazi do pomjeranja laktastog potiskivača (4) u njegovoj uzdužnoj ravni. Detaljni crtež zavojnog prenosnika dat je na slici 316.



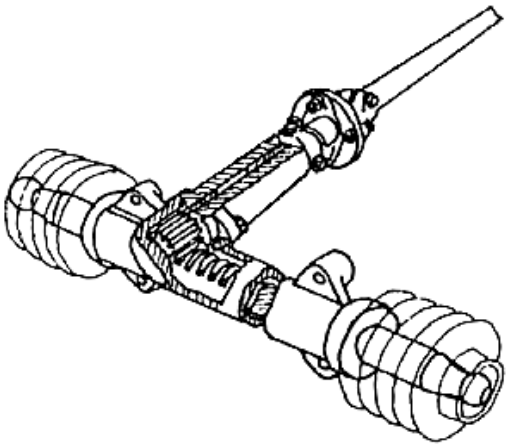
Sl. 315 Aksonometrijska šema zavojnog prenosnika



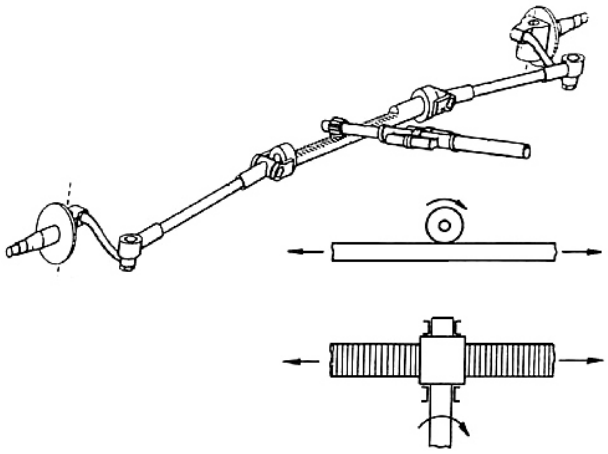
Sl. 316 Crtež zavojnog prenosnika

Upravljački zupčasti mehanizmi primjenjuju se relativno rijetko. Ova činjenica tumači se u prvom redu teškoćom ostvarenja željenog prenosnog odnosa pri prihvatljivim gabaritnim dimenzijama mehanizma, kao i izbog prenosa udara usljed neravnina na kolovozu. Danas se uglavnom od upravljačkih zupčastih mehanizama najviše koriste mehanizmi sa zupčastom letvom (sl. 317). Upravljački mehanizmi sa zupčastom letvom vrlo dobro se uklapaju sa poprečnom sponom, a njihova primjena kod vozila sa

nezavisnim ovješenjem omogućava postojanje svega četiri zgloba u trapezu upravljanja, dok bi u slučaju ugradnje drugih tipova upravljačkog mehanizma bilo potrebno najmanje šest zglobova. Upravljački mehanizam sa zupčastom letvom ima niz dobrih osobina: jednostavna konstrukcija, visok stepen korisnog dejstva, male gabaritne dimenzije, neposredan spoj zupčaste letve i spona; dok su osnovni nedostatci: osjetljivost na udare, ograničena dužina spona i relativno mali vijek trajanja.
Detaljnija šema ovog mehanizma sa principom rada data je na slici 318.

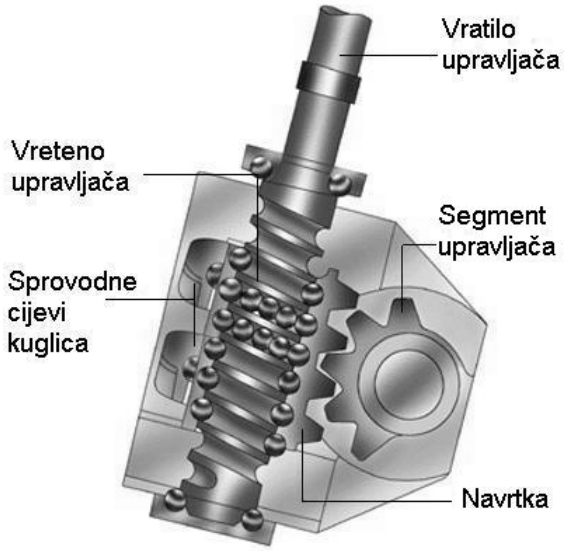


Sl. 317 Zupčasti upravljački mehanizam



Sl. 318 Šema zupčastog prenosnika

Savremene konstrukcije prenosnika zasnivaju se na kombinaciji klasičnih izvedbi. Tako je na slici 319. data konstrukcija kombinovana od zavojnog i zupčastog prenosnika.



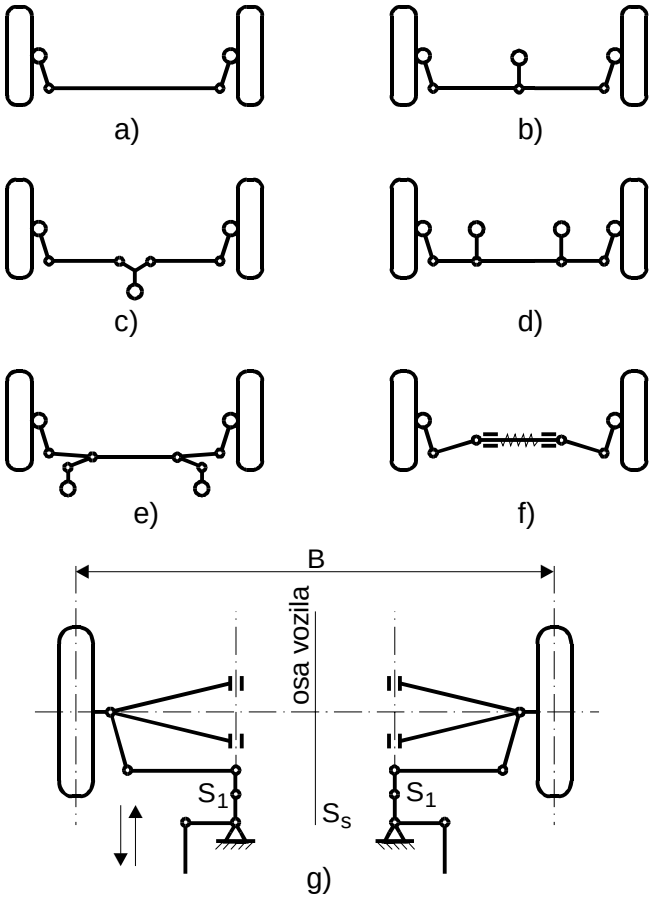
Sl. 319 Kombinovani prenosnik

21.3 Prenosni mehanizam (spone)

Veza između upravljačkog mehanizma sa točkovima kojima se upravlja ostvaruje se preko prenosnog mehanizma koji služi za obezbjeđenje pravilne kinematike zaokreta točkova. Prenosni mehanizam mora biti usklađen sa sistemom ovješenja tako da njegova pomjeranja u odnosu na ram ne utiču na sigurnost upravljanja. Ranije je pokazano da se dobra upravljivost može osigurati trapezom upravljanja. Kod

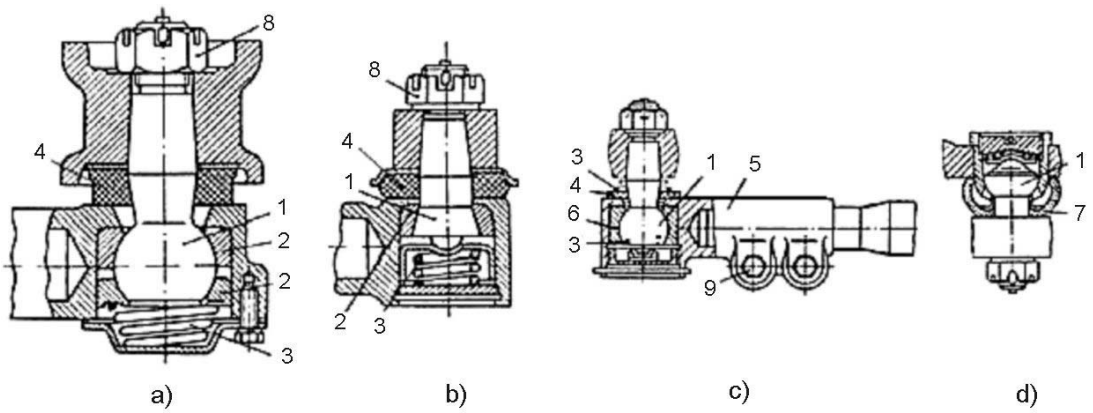
zavisnog ovješenja trapez stvaraju spone i poprečna greda (kućište mosta), a kod nezavisnog ovješenja točkova sa kojima se upravlja trapez upravljanja čine spone i zamišljena linija koja povezuje ose

rukavaca lijevog i desnog točka (sl. 307). Trapez upravljanja može biti smješten ispred ose upravljačkog mosta i iza ose upravljačkog mosta (sl. 308). Iz slike se jasno vidi da smještaj trapeza ispred osovine zahtijeva dužu poprečnu (vezajuću) sponu koja je uz to izložena eventualnim udarima.
Konstrukcija trapeza upravljanja zavisi od načina ovješenja točkova sa kojima se upravlja. Šema trapeza upravljanja koje se najčešće primjenjuju kod vozila različititih tipova prikazane su na slici 320. Kod vozila sa zavisnim ovješenjem prednjih točkova najčešće se upotrebljava trapez upravljanja a), b) i c). Trapezi upravljanja d), e) i g) upotrebljavaju se kod nezavisnosg ovješenja točkova sa kojima se upravlja, a trapez f) se najčešće koristi kod upravljačkog mehanizma sa zupčastom letvom.



Sl. 320 Šeme različitih tipova trapeza upravljanja

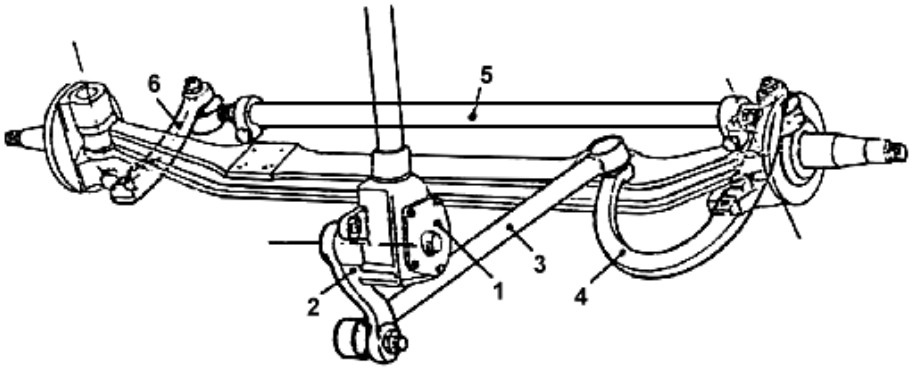
Ako su upravljački točkovi sa zavisnim ovješenjem, tada se poprečna (vezujuća) spona u većini slučajeva izrađuje kao jedna cjelina iako se nekada radi poboljšanja kinematike upravljanja pravi iz dva ili nekoliko dijelova (sl. 320 c)).
Kod nezavisnog ovješenja poprečna spona se pravi od dva ili više dijelova koji su međusobno zglobno vezani. Ovakva konstrukcija je neophodna da ne bi došlo do proizvodljnog skretanja točkova pri deformaciji elastičnih elemenata sistema ovješenja (sl. 320 d), e) i g)). Na slici 320 g) dat je primjer trapeza upravljanja gdje se klatna klate u poprečnoj ravni na kretanje vozila.
Zglobne veze između spona se ostvaruju zglobovima koji su po konstrukciji različiti u odnosu na to da li se radi o vezi kod uzdužnih ili poprečnih spona slicka 321. Izvedbe date na slici 321 a), b) i c) mogu se primjenjivati za vezu rukavca i poprečne spone, a zglob na slici 321 d) primjenjuje se obično za vezu uzdužnih spona. Danas se zglobovi obično izrađuju sa samoregulacijom zazora i mogućnosti pomicanja u svim pravcima.



1 – kugla zgloba; 2 – posteljica; 3 – opruga; 4 – brtvilo; 5 – matica poprečne spone;
6 – dvodijelni umetak; 7 – gumena obloga; 8 – krunasta matica; 9 – vijak i matica.

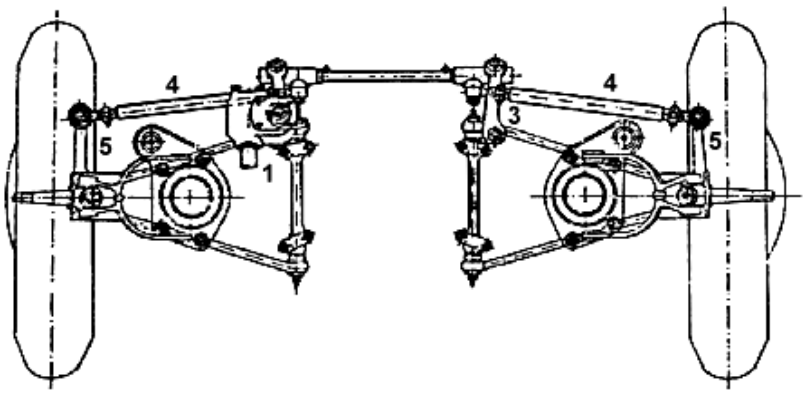
Sl. 321 Zglobovi mehanizama za upravljanje

Da bi prenosni mehanizam bio kompleksno sagledan, kroz nekoliko narednih ilustracija biće prikazana osnovna tipska rješenja. Na slici 322 prikazan je prenosni mehanizam teretnog motornog vozila srednje klase.



Sl. 322 Prenosni mehanizam teretnog motornog vozila

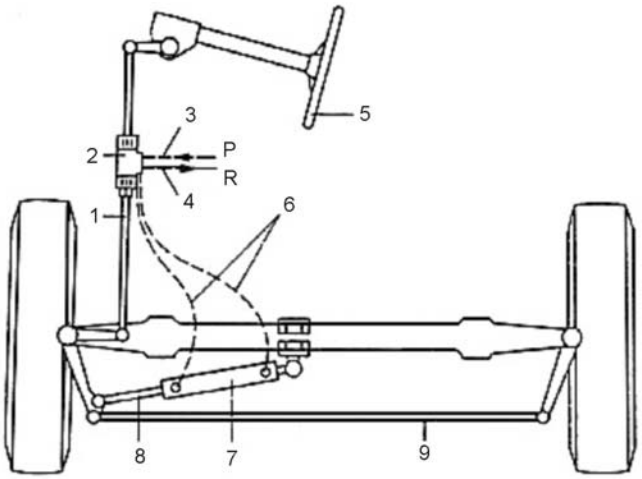
Sljedeća ilustracija pokazuje na slici 323 prenosni mehanizam putničkog vozila sa nezavisnim sistemom elastičnog oslanjanja.



Sl. 323 Prenosni mehanizam putničkog motornog vozila

Prenosni mehanizam putničkih motornih vozila su nešto složeniji pa se prilikom kompozicije prednje osovine nailazi na probleme postavljanja prenosnog polužja. Iz istog razloga, a s obzirom i na manje sile

u mehanizmu rade se iskrivljene poluge. Na ovaj način poluga je našla svoje mjesto i funkciju, a u isto vrijeme ublažen je uticaj dinamičkog udara usljed vanjskog poremećaja.
Hidromehanički sistemi upravljanja imaju nešto složeniji prenosni mehanizam. Na slici 324, data je ilustracija šematskog prikaza hidrostatisčkog upravljanja motornim vozilom, klasične izvedbe.

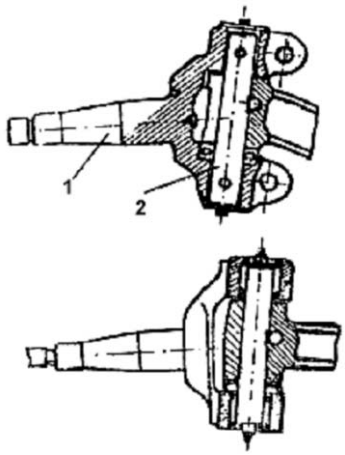


Sl. 324 Prenosni mehanizam hidrostatičkog upravljanja

21.4 Upravljački most i geometrija upravljačkih točkova

Da bi vozilo moglo mijenjati pravac, mora se omogućiti zaokretanje točkova koji se nalaze na upravljačkom mostu, bilo da su pogonski ili gonjeni. Osim ovoga zadatka, upravljački most mora omogućiti prenos sila, koje djeluju između kolovoza i rama ili karoserije vozila (vertikalnih, uzdužnih i bočnih) a također i reaktivnih momenata. Ove sile i momenti prenose se elastičnim i vodećim elementima sistema ovješenja. Ovješenje mora biti konstruisano tako da obezbijedi pravilnu kinematiku upravljačkih točkova. Pravilan položaj točkova, kojim se postiže lagano upravljanje uz ostvarenje neophodne stabilnosti, zahtijeva pravilan izbor uglova položaja točkova i osovinica oko kojih se vrši zaokretanje točkova (osovinice rukavca).

Neke od konstruktivnih izvedbi rukavaca upravljačkih točkova date su na slici 325. Upravljački most je izveden tako da na krajevima omogućava vezu sa rukavcem (1) preko osovinice rukavca (2) oko koje se vrši okretanje točkova sa kojima se vrši upravljanje. Okretani rukavci na lijevoj i desnoj srani upravljačkog mosta vezani su sponom. Jedan od rukavaca je sa mehanizmom za upravljanje vezan uzdužnom sponom. Čitav sistem za upravljanje prikazan je na slici 310.

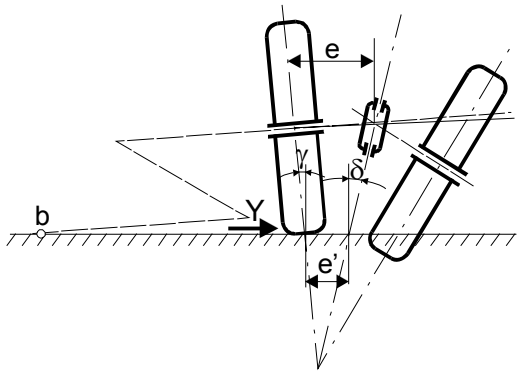


Sl. 325 Konstruktivne izvedbe rukavca upravljačkog točka

Točkovi motornog vozila kao izvršni organi u sistemu upravljanja, ostvaruju direktan kontakt sa podlogom i imaju osnovni zahtjev da ostvaruju pravilno vođenje vozila u pravcu i krivini, sve u granicama adhezionih sila prijanjanja. U tom smislu, upravljački točkovi imaju i svoju geometriju položaja kako bi poništili ili ublažili sve vanjske i unutrašnje uticaje i omogućili točku nesmetanu rotaciju u pravcu usmjerene vožnje.
Osnovne geometrijske veličine upravljačkih točkova su konstruktivnog karaktera i odnose se na slijedeće:

- nagib točkova,
- bočni nagib osovinice rukavca,
- zatur točkova (uzdužni nagib osovinice točka),
- uvlačenje točkova.

Nagib upravljačkih točkova prema unutrašnjosti vozila provodi se iz određenih tehničko-eksploatacionih razloga. Ravan obrtanja točka nije normalna na podlogu vožnje nego je nagnuta prema vertikali za ugao "γ" kako je to pokazano na slici 326. Nagib točka u odnosu na podlogu izvodi se na taj

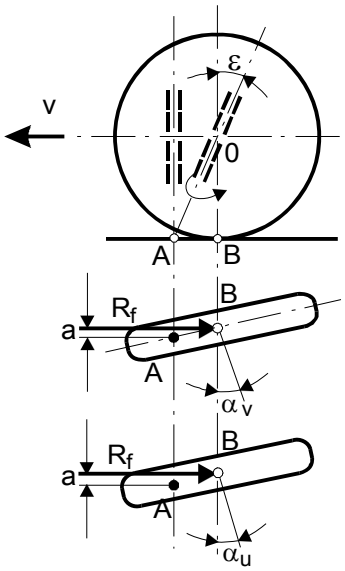


Sl. 326 Nagib upravljačkih točkova motornog vozila

način, da se u fazi konstruisanja upravljačkog točka, osa rukavca nagne prema horizontali za isti ugao γ. Ovaj konstruktivni zahvat se provodi zbog vještačkog stvaranja bočne sile Y kojom se isključuje zazor u bočnom smjeru točkova u njegovom uležištenju. Sa realizacijom nagiba točka ostvaruje se bolje vođenje vozila u pravcu i lakše ispravljanje točkova. Ovaj nagib točkova kreće se u granicama $\gamma = (1 \div 2)°$, a rijeđe i do 3°.

Bočni nagib osovinice točka se provodi iz osnovnog razloga smanjenja otpora upravljanja i boljeg održavanja pravca. Moment zakretanja točka se pojavljuje kao proizvod sile otpora između točka i podloge i kraka do ose okretanja.
Nagib osovinice točkova ima za cilj ne samo da smanji radijus aktivnog okretanja točka, odnosno momenat okretanja, nego da poveća i stabilnost upravljanja i pravilno vođenje vozila u pravcu kao i brže ispravljanje točkova u krivini kako je to i pokazano na slici 326.
Imajući u vidu naprijed rečeno, uglovi nagiba osovinice rukavaca kreću se u granicama $\delta = (6 \div 8)°$, a veličina relanog radijusa zakretanja točka u granicama e' = (10 – 60) mm.

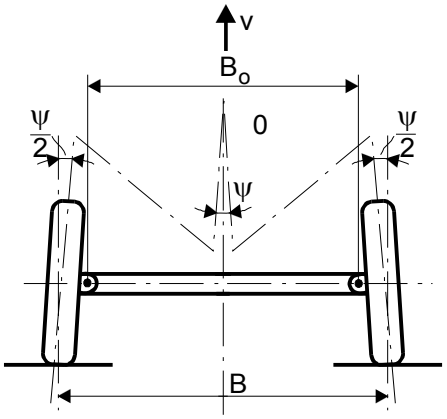
Zatur točkova ili uzdužni nagib osovinice točka, ima presudnu ulogu u kvalitetnom vođenju točkova i brzom ispravljanju točkova pri izlasku iz krivine. Realizacija ovog konstruktivnog zahvata se provodi na taj način da se osovinici rukavca točka daje još jedan nagib po dužini vozila u ravni točka pod uglom "ε" kako je to pokazano na slici 327. Na ovaj način produžena osa osovinice točka pada u tačku A,



Sl. 327 Ugao zatura točkova

ispred teoretskog kontakta točka i podloge u tački B. Ovakva konstruktivna izvedba ima isti efekat kao da je osovinica točka postavljena ispred ose simetrije točka u vertikalnoj ravni kao što je to nacrtano na slici 327. crtkanim linijama. Krajnji efekat je taj da se točak ponaša kao vučen, a ne guran i ima tendenciju kotrljanja po pravcu.
Da bi ova veličina bila u granicama optimalnih konstrukcija veličina ugla zatura osovinice se kreće u granicama ε = (1÷2)°, a najviše ε =5°. Ugao ε se pojavljuje i kao funkcija dimenzije pneumatike. za veće dimenzije pneumatike ugao zatura je manji i obrnuto.

Uvlačenje upravljačkih točkova motornog vozila u pravcu vožnje, kako je to pokazano na slici 328. ima osnovnu funkciju da prednapregne točkove upravljanja i ospori njihove vibracije. Ovo je posebno interesantno kod slobodnih upravljačkih točkova gdje je vanjska sila otpora kotrljanja relativno mala. Tamo gdje se radi o pogonskim upravljačkim točkovima, ovaj konstruktivni zahvat ima manjeg značaja jer su vanjske sile ovom prilikom reaktivne sile zbog uticaja pogona, mnogo veće i definišu stabilnost upravljačkih točkova više nego kod slobodnih.



Sl. 328 Uvlačenje upravljačkih točkova vozila

Fenomen vibracije upravljačkih točkova, često popularno nazivamo poigravanje upravljačkih točkova, javlja se u vožnji pri velikim brzinama na putu sa malim koeficijentom otpora puta, a da pri tome nije izvršeno podešavanje uvlačenja točkova.

Uzrok ovoj fizikalnoj pojavi vibracije upravljačkih točkova treba tražiti u ranije postavljenim konstruktivnim zahtjevima.
Ako se ima u vidu konstruktivno rješenje nagiba upravljačkog točka prema slici 326, onda se može konstatovati da točak rotira oko svoje ose vezano za centar okretanja oko centra "0". U ovom slučaju točak bi ima vožnju po luku a ne u pravcu kako smo mu zadali kretanje. Da bi anulirali ovaj uticaj vožnje po luku točku se daje ugao uvlačenja pa se na taj način i trenutni pol "0" pomjera u smjeru vožnje. Točak ostaje prednapregnut i nema mogućnosti slobodne oscilacije izazvane vanjskim uticajima. Točak se rotira uz malo proklizavanje sa podlogom.
Da ovo proklizavanje ne bi bilo preveliko, što izaziva dodatno trošenje pneumatika i povećanu silu vanjskih otpora statistički su definisane vrijednosti ugla uvlačenja $\psi/2 = (2\div3)°$. Obzirom da je otežano ovo mjerenje, praktičan postupak mjerenja je preko odstojanja prednjeg dijela i zadnjeg dijela upravljačkih točkova. Ovo odstojanje se mjeri na čeličnim obručima i njegova razlika treba da iznosi $\Delta B = 2\div3$ mm u korist zadnje dimenzije.

21.5 Servoupravljači

Upravljanje vozilima velike nosivosti zahtijeva veliki fizički napor od vozača. Naročito teško je upravljati vozilom pri kretanju po lošim putevima. Da bi se omogućilo lako upravljanje ovim vozilima u sistem za upravljanje se uključuju specijalni servomehanizmi čiji je osnovni zadatak da se smanji potrebna sila na točku upravljača, a samim tim da se poveća manevarska sposobnost vozila.

U današnje vrijeme, servo uređaji upravljačkih mehanizmama se ugrađuju i na laka vozila visoke klase i autobuse. Namjena servo uređaja u ovom slučaju je ne samo da olakša upravljanje, nego da omogući bezbjedno kretanje sa visokim brzinama jer u slučaju eksplozije gume na prednjim točkovima daleko je lakše održati kretanje u pravcu kod sistema upravljanja sa servouređajem.
Konstrukcija servouređaja u sistemu za upravljanje mora ispuniti slijedeće zahtjeve:

a) u slučaju kvara servomehanizma ne smije se narušiti normalno funkcionisanje sistema upravljanja,
b) nemogućnost samouključenja servo uređaja usljed uticaja neravnina puta pri pravolinijskom kretanju,
c) da je okretanje upravljačkih točkova proporcionalno ugaonom pomjeranju točka upravljača.

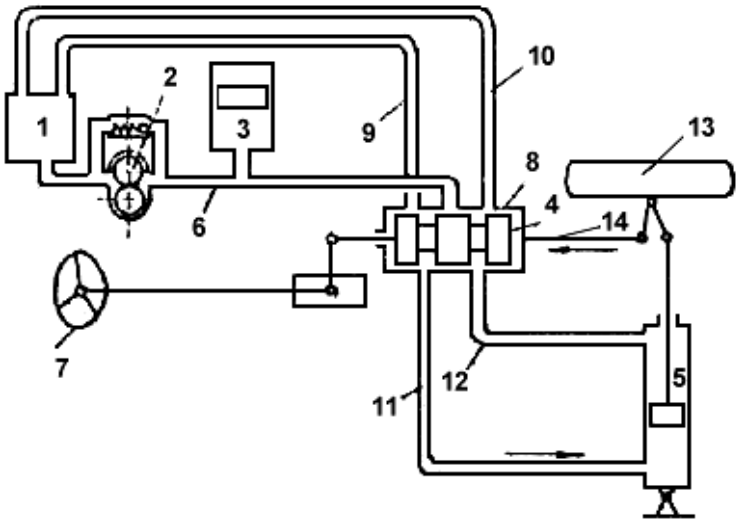
Najrasprostranjeniji tipovi servouređaja su:

- hidraulički i
- pneumatski,
- električni.

Bez obzira na konstrukciju servouređaj mora imati slijedeće osnovne elemente:

1. Izvor energije. Kod hidrauličnog servouređaja je to hidraulična pumpa koja dobiva pogon od motora, a kod pneumatskog servouređaja izvor energije je kompresor sa rezervoarom.
2. Servomotor služi za predaju sila na sistem upravljanja. Kod hidrauličnih i pneumatskih servomehanizama je to radni cilindar koji pretvara energiju radnog fluida (tečnosti ili zraka) u silu koja dejstvuje na sistem upravljanja.
3. Razvodnik mora omogućiti distribuciju radnog fluida u jedan ili drugi dio rdnog cilindra u zavisnosti od potrebnog smjera obrtnog momenta na upravljački točak, te da prekine dovod radnog fluida kada se dostigne zaokretanje točka diktirano točkom upravljača.

Na slici 329 prikazana je šema najčešće korištenog, hidrauličnog servouređaja. Pumpa (2) – izvor energije ostvaruje određeni pritisak ulja u magistrali (6) i akumulatoru (3). Ako pritisak naraste iznad dozvoljenih granica preko sigurnosnog ventila se uspostavlja prazan hod pumpe. Pritisak u uljnoj magistrali dostiže 60–150 bar.



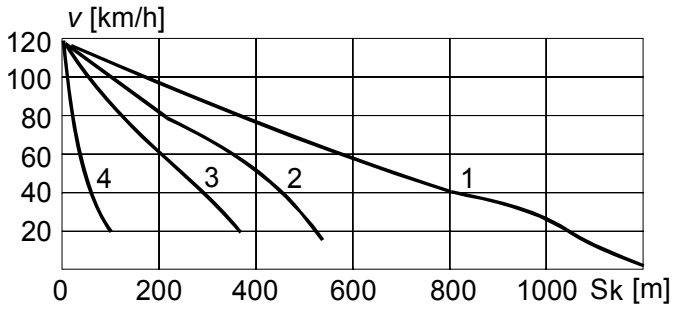
1 – rezervoar ulja;
2 – pumpa;
3 – akumulator pritiska;
4 – klip razvodnika;
5 – radni cilindar;
6 – uljna magistrala;
7 – točak upravljača;
8 – razvodnik (tijelo);
9, 10 – prelivni ventil;
11, 12 – vodovi radnog cilindra;
13 – točak;
14 – veza točka sa kućištem razvodnika .

Sl. 329 Šema hidrauličkog servouređaja

Prilikom okretanja točka upravljača (7), diferencijalni klip (4), razvodnika (8) se pomjera i otkriva kanal uljne magistrale (6), a zatvara prelivni kanal (9). Sada ulje pod pritiskom iz kanala (6) kroz kanal (11) dolazi do radnog cilindra (5) koji preko klipa i klipnjače pomjera upravljajući točak (13). Pošto je upravljajući točak preko poluge (14) vezan za kućište razvodnika (8) to on vrši pomjeranje kućišta razvodnika u pravcu pomjeranja diferencijalnog klipa (4) te klip razvodnika dolazi u neutralan položaj, pa se dovod ulja u radni cilindar prekida. Poluga (14) ostvaruje u ovom slučaju povratnu spregu. Da bi se točak (13) zaokrenuo za veći ugao potrebno je produžiti okretanje točka upravljača (7). Prilikom vraćanja točka (13) u neutralni položaj proces se odigrava obrnuto.

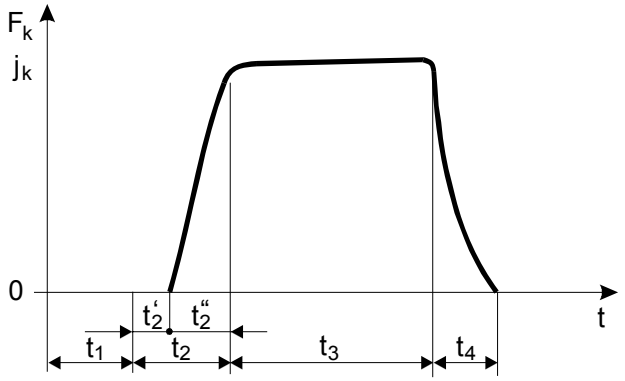
22. SISTEM ZA KOČENJE VOZILA

Osnovni uslov koji, u odnosu na bezbjednost saobraćaja, treba da ispuni svaki kočioni sistem jeste da uz maksimalnu moguću efikasnost ne ugrozi stabilnost kretanja i upravljivost vozila pri kočenju. Ovo će biti ostvareno samo u slučaju kada se pri kočenju ne ugrozi osnovna funkcija točka - njegovo kotrljanje po podlozi.
Ako se koči točak koji se kreće po podlozi, tada se između točka i podloge pojavljuje kočiona sila čiji je pravac suprotan pravcu kretanja točka. Kočiona sila F_K, sila otpora zraka i otpora kotrljanja (kretanje po ravnom putu) omogućavaju zaustavljanje vozila pri kočenju. Ako je $F_K = 0$ zaustavljanje vozila se dešava pod dejstvom sila otpora zraka i otpora kotrljanja čiji je efekat neznatan (sl. 330 – kriva 1).



Sl. 330 Zavisnost kočionog puta od načina kočenja

Prilikom kočenja bez isključivanja transmisije otpor obrtanja točkova se povećava na račun momenta otpora motora i povećanih otpora u transmisiji. Pri kočenju motorom znatno se skraćuje put vozila do potpunog zaustavljanja (sl. 330 – kriva 2).
Efekat kočenja još više raste ako se poveća moment otpora na vratilu motora. Ovaj efekat se postiže ako se isključi rad motora i tada motor radi kao kompresor (sl. 330 – kriva 3). Nabolji efekat kočenja se dobije korištenjem posebnog sistema za kočenje vozila koji dejstvuje neposredno na točkove ili na jedno od vratila transmisije, koji ostvaruje znatnu kočionu silu F_K (sl. 330 – kriva 4).
Ako se razmotri proces kočenja, koji se ostvaruje sistemom za kočenje, na osnovu dijagrama kočenja (slika 331) koji prestavlja zavisnost sile kočenja F_K od vremena, tj. $F_K = F_K(t)$ ili $j_K = j_K(t)$ gdje je



Sl. 331 Diagram kočenja vozila

j_K – usporenje, moguće je proces kočenja analizirati po fazama. Kao početak posmatranja uzeće se tačka 0 kada je vozač primio signal "kočiti".
Za vrijeme t_1 dolazi do izvršavanja primljenog vanjskog signala, tj. do pokretanja noge ka pedali i savladavanje zazora u kočionom sistemu. Vrijeme $t_1 = 0{,}2 – 1{,}5$ s i naziva se "vrijeme reakcije vozača" i zavisi od individualnih osobina i kvalifikacije.
Vrijeme t_2 u toku koga dolazi do pojave kočione sile u maksimalnom iznosu može se posmatrati kao zbir vremena t_2', koje odgovara odzivu kočionog sistema (od početka radnog hoda pedale kočnice do

pojave kočione sile na točkovima) i vremena t_2'' koje definiše porast kočione sile do njene granične vrijednosti. U zavisnosti od sistema za aktiviranje kočionog mehanizma t_2' = 0,02 – 0,05 s (kod hidrauličnog sistema i t_2' = 0,2 – 0,5 s i više (kod pneumatskog sistema) i t_2'' = 0,2 s (hidraulični) i t_2'' = 0,5 – 1,0 s (pneumatski).

Vrijeme t_4 naziva se vrijeme otkočivanja i iznosi 0,2 – 2 s, donja granica odgovara hidrauličnom sistemu, a gornja pneumatskom.

Iz dijagrama se vidi da je za potpuno zaustavljanje vozila, od momenta kada je uočena opasnost, potrebno vrijeme $t_1 + t_2 + t_3$ dok se efektivno kočenje vrši samo u toku vremena t_3, dok u vremenu $t_1 + t_2$, vozilo praktično zadržava nepromjenjenu brzinu kretanja.

Pri kočenju vozila moguće je ostvariti četiri karakteristična režima:

- kočenje u slučaju iznenadne opasnosti (naglo kočenje),
- normalno kočenje,
- djelimično kočenje i
- kočenje vozila u stanju mirovanja.

Prilikom kočenja u slučaju iznenadne opasnosti, neophodno je obezbjediti minimalni put kočenja (maksimalno usporenje) bez gubitaka stabilnosti (zanošenja) vozila. Kočenje u slučaju iznenadne opasnosti ima veoma veliko značenje jer određuje bezbjedno kretanje, iako se upotrebljava veoma rijetko (3 – 5% od ukupnog broja kočenja).

Normalno kočenje ima za cilj smanjenje brzine vozila sa normalnim usporenjem koje ne utiče na udobnost vožnje. Ovaj režim kočenja je najviše zastupljen režim u odnosu na ukupan broj kočenja.

Režim djelomičnog kočenja sa malim ili srednjim intenzitetom koristi se prije svega na terenu sa padom čije dužine mogu biti od nekoliko stotina metara do nekoliko kilometara.

Kočenje vozila koje se nalazi u stanju mirovanja mora obezbjediti da vozilo stoji neograničeno dugo na takvom usponu koji se može savladati u najnižem stepenu prenosa.

U energetskom smislu proces kočenja je krajnje neracionalan jer se kinetička energija vozila, dobivena na račun transformacije energije goriva u motoru, troši na trenje i trošenje kočionih obloga i doboša.

Kočioni sistem mora ispuniti određene uslove kao:

a) Obezbjediti minimalni put kočenja ili maksimalno moguće usporenje pri naglom kočenju. Da bi se ovaj uslov ispunio mora se obezbjediti: kratak odziv kočionog sistema na komadu, istovremeno kočenje svih točkova i potrebna preraspodjela kočionih sila po mostovima.
b) Obezbjediti stabilnost vozila pri kočenju.
c) Obezbjediti potreban konfor putnika pri kočenju. Da bi se ovaj zahtjev ispunio potrebno je obezbjediti ravnomjeran porast kočione sile koji je proporcionalan pritisku na pedalu.
d) Obezbjediti dobro funkcionisanje kočionog sistema i pri učestalom kočenju, što je vazano sa dobrim odvođenjem toplote, pošto u tom slučaju ne dolazi do znatnijih promjena koeficijenta trenja između obloga i doboša.
e) Dug vijek trajanja.
f) Siguran rad bez obzira na uslove eksploatacije. Ovaj zahtjev je ispunjen ako na vozilu postoje dva ili više kočionih sistema (pomenutih ranije), koji dejstvuju nezavisno jedan od drugoga ili ako postoji više sistema za aktiviranje kočionog mehanizma nezavisnih jedan od drugoga.

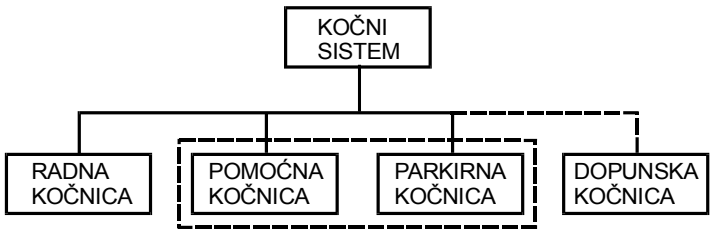
22.1 Gradnja kočnih sistema

Zbog kompleksnosti zadataka i oštrine zahtjeva, kočni sistemi predstavljaju složene sisteme, sastavljene iz više podsistema, koji objedinjuju veći broj sklopova i elemenata. Najšire posmatrano, kočni sistem ima slijedeće osnovne dijelova ili podsisteme:

- radna kočnica,
- pomoćna kočnica,

- parkirna kočnica i
- dopunska kočnica – usporač.

Ova osnovna struktura kočnog sistema šematski je prikazana na slici 332.



Sl. 332 Struktura kočnog sistema

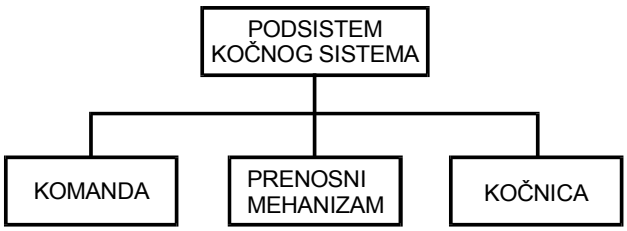
Radna kočnica preuzima izvršavanje najvažnijih zadataka kočnih sistema, odnosno kočenje vozila maksimalnim usporenjima (u slučaju opasnosti) i sva blaža, kratkotrajna kočenja, u normalnim uslovima kretanja. Ona, stoga, predstavlja najvažniji dio kočnog sistema, kome se obraća posebna pažnja.

Pomoćna kočnica se uvodi isključivo radi povećanja bezbjednosti vozila u saobraćaju, odnosno u cilju ostvarivanja veće pouzdanosti kočnog sistema. Njen je zadatak da obezbijedi mogućnost kočenja vozila i u slučaju da dođe do otkaza u podsistemu radne kočnice. Propisi, međutim dozvoljavaju da performanse pomoćne kočnice budu u određenom stepenu niže nego radne kočnice.

Parkirna kočnica, kao što i ime govori, ima zadatak da obezbijedi trajno kočenje vozila u mjestu, tj. parkirno kočenje. Ukoliko se ova kočnica riješi tako da se može aktivirati i pri kretanju vozila, što se najčešće i radi, parkirna kočnica može da preuzme i zadatke pomoćne kočnice. U tom slučaju pomoćna i parkirna kočnica su jedan isti podsistem, što je na blok šemi na slici 332 i naznačeno.

Dopunska kočnica ili usporač prevashodno je namijenjena blagom, dugotrajnom kočenju, pri kretanju vozila na dužim padovima. U tom smislu njeno obavezno postojanje propisano je samo za vozila većih ukupnih masa (što je na slici 332 naznačeno isprekidanim linijama). Međutim, ako vozilo ima usporivač, on se često koristi i za sva blaga usporavanja, dakle u mnogim slučajevima kočenja, koja se normalno ostvaruju radnom kočnicom.
Svaki od navedenih podsistema, strukturno se riješava u osnovi na isti način, odnosno uključuje iste funkcionalne komponente (sl. 333):

- komanda,
- prenosni mehanizam i
- kočnica.



Sl. 333 Podsistemi kočnog sistema

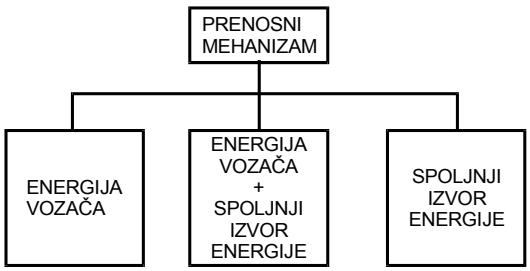
Ovo se odnosi i na priključna vozila (osim najmanjih masa), s tim što je potrebno da se ukaže i na slijedeće osobenosti.

Prije svega, treba da se istakne da priključna vozila posjeduju svoje sopstvene kočne sisteme, slične osnovne strukture kao što je naprijed, načelno, objašnjeno (radna, pomoćna i parkirna kočnica) i da se pred njih postavljaju isti zahtjevi. Kočni sistem prikolice, međutim, mora biti strogo usklađen sa kočnim sistemom vučnog vozila, obezbjeđujući na taj način jedinstveni kočni sistem vučnog vozila. Sa stanovišta načina izvođenja (ne ulazeći u potrebne odnose performansi kočenja vučnog i priključnog vozila), usklađenost kočnih sistema vučnog vozila i prikolice odnosi se, prvenstveno, na način aktiviranja prenosnog mehanizma priključnog vozila, a zatim i na njegovo izvođenje.

Komanda služi za aktiviranje odgovarajućeg podsistema, tj. radne, pomoćne i drugih kočnica. Svaki podsistem mora da ima, dakle, svoju komandu, postavljenu tako da vozač lako može da je aktivira. komanda radne kočnice je izvedena kao papučica koja je postavljena neposredno ispred sjedišta vozača, tako da vozač može da je aktivira ne skidajući ruke sa volana. Za pomoćnu i parkirnu kočnicu komanda je obično ručna, tj. u obliku ručice koja je, takođe, postavljena uz sjedište vozača, tako da pri njenom aktiviranju vozač jednu ruku može da drži na volanu.
Kada su pomoćna i parkirna kočnica rješene konstrukcijski jedinstveno, onda je i njihova komanda, očigledno, jedna ista ručica. Komanda dopunske kočnice (usporača) je najčešće, takođe, ručna (ručica, poluga), ali često se izvodi i kao nožna (ponekad neposredno uz komandu radne kočnice, uz istovremeno aktiviranje).
Sa stanovišta aktiviranja prenosnog mehanizma kočnog sistema priključnih vozila treba da se istakne da se svi podsistemi ovog kočnog sistema, izuzev parkirne kočnice, aktiviraju odgovarajućim komandama kočnog sistema vučnog vozila ili, rjeđe, kočenjem vučnog vozila. Dakle, radna i pomoćna kočnica prikolice aktiviraju se odgovarajućim komandama vučnog vozila. Isto se odnosi i na usporač, ukoliko se koristi na prikolici. Umjesto ovoga, aktiviranje ovih kočnica može se ostvariti i samim kočenjem vučnog vozila, tj. impulsom koji se dobija kada priključno vozilo "naleće" na kočeno vozilo. To je, tzv. "inerciono" kočenje prikolice, koje je dozvoljeno samo za priključna vozila malih ukupnih masa (manje od 3.500 kg).
Parkirno kočenje priključnih vozila može da se ostvari parkirnom kočnicom koja ima posebnu komandu. Ovo je veoma često rješenje, a realizuje se tako što se komanda postavlja pozadi ili sa strane prikolice, tako da se može aktivirati kada se vozač nalazi pored nje, tj. van vozačkog mjesta.

Prenosni mehanizam ima zadatak da dobijeni impuls od komande prenese do izvršnih organa – kočnica. Ovo je bitna funkcija kočnog sistema, koja značajno utiče na ukupne performanse vozila u pogledu kočenja. Ispunjenje ovih zadataka je načelno složeno, posebno kod radne kočnice vozila velikih ukupnih masa.
Prenosni mehanizmi kočnih sistema rješavaju se na različite načine. U osnovi postoje tri principijelna rješenja (sl. 334):

- prenošenje energije vozača,
- prenošenje energije vozača uz djelimično korišćenje spoljnog energetskog izvora (ili rezervoara) i
- prenošenje energije iz drugih, tj. spoljnih izvora, a na osnovu impulsa koji potiču od vozača.



Sl. 334 Prenosni mehanizmi

Uobičajeno je da se prva rješenja nazivaju prenosni mehanizmi bez servo dejstva, druga sa servo–pojačanjem (ili sa servo–pojačalima), a treća sa potpunim servo–dejstvom.
Prema vrsti prenosnih elemenata, prenosni mehanizmi mogu biti:

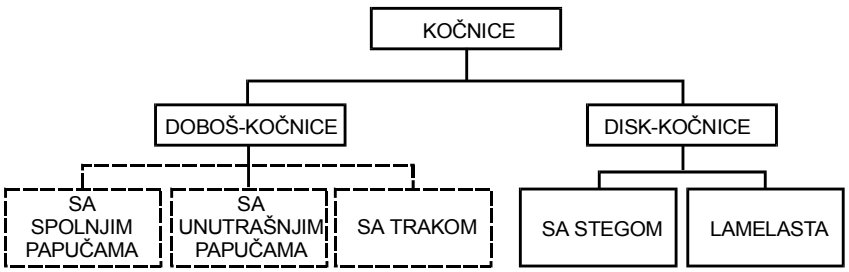
- mehanički,
- hidraulički,
- pneumatski i
- kombinovani.

22.2 Kočioni mehanizam (kočnica)

Postoji više načina ostvarenja kočionog momenta, i to: mehaničkim trenjem, unutrašnjim trenjem u tečnosti, elektrodinamičkom indukcijom i stvaranjem otpora zraka.
Kod motornih vozila se najčešće kočioni moment ostvaruje mehaničkim trenjem. Na teškim teretnim vozilima i autobusima primjenu nalaze, tzv. motorne kočnice koje pri aktiviranju zatvaraju izduvnu cijev, istovremeno oduzimaju gorivo i motor sui tad radi kao kompresor (stvaranjem otpora zraka), i kočnice koje rade na principu elektrodinamičke indukcije, a koje se obično postavljaju na jedno od kardanskih vratila transmisije. Kočioni moment, koji se ostvaruje unutrašnjim trenjem u tečnosti koristi se kod hidrodinamičkih kočnica (takve kočnice se najčešće upotrebljavaju na stolovima za ispitivanje motora sui). Pošto se kod frikcionih kočionih mehanizama kinetička energija putem trenja pretvara u toplotnu, to se mora kočioni doboš konstruisati tako, da ima mogućnost dobrog odvođenja toplote (obično se izrađuju sa rebrima). Frikcioni materijal koji se postavlja na papuče, mora također biti otporan na toplotu i imati određenu čvrstoću, te se često koristi azbestna tkanina protkana mesinganim vlaknima ili čeličnim opiljcima koji služe za brzo odvođenje toplote sa frikcionog materijala.
U zavisnosti od načina ostvarivanja kočionog momenta vrši se podjela i kočionih mehanizama.
Na motornim vozilima najčešće su u upotrebi kočioni mehanizmi koji rade na principu mehaničkog trenja (frikcioni kočioni mehanizmi). U zavisnosti od mjesta na koje su postavljeni, mogu se podijeliti na: kočione mehanizme u točkovima i kočione mehanizme koji djeluju na transmisiju.

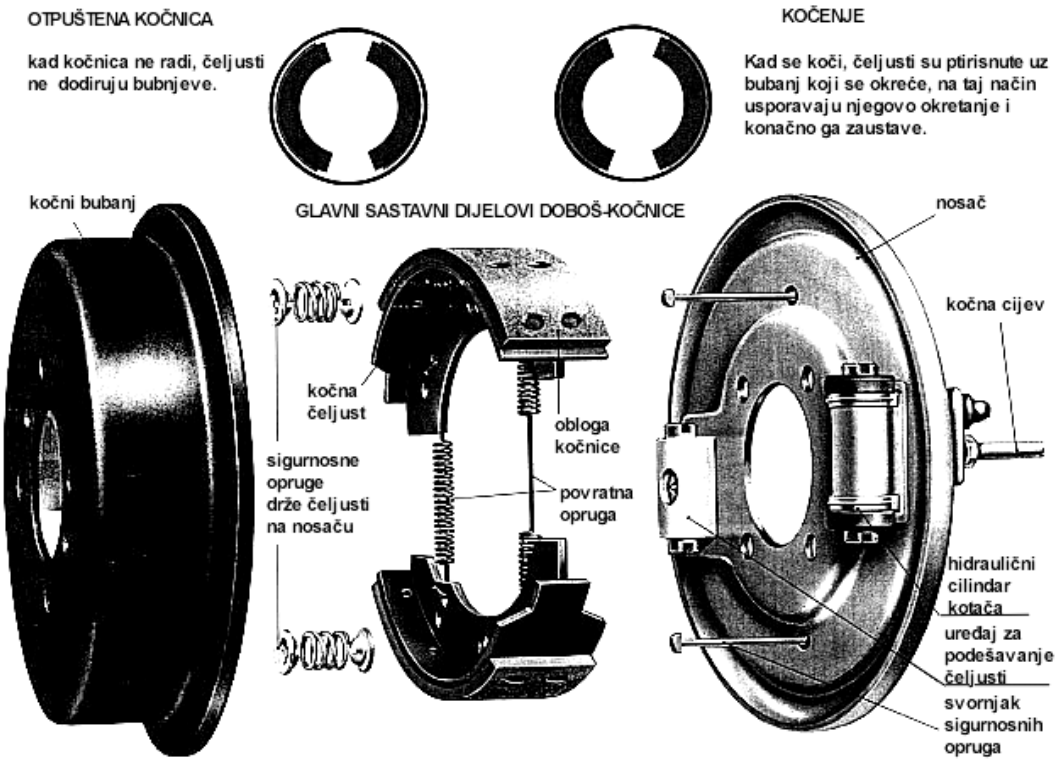
22.2.1 Frikcioni kočioni mehanizam u točku

Frikcione kočnice se mogu podjeliti prema izvedbi kao na slici 335.



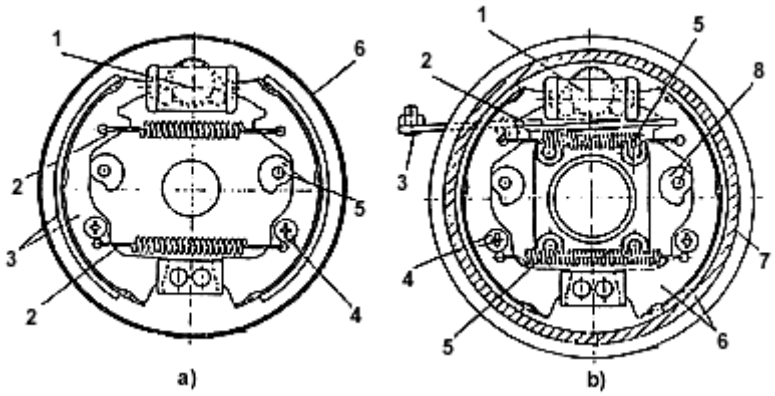
Sl. 335 Podjela frikcionih kočnica

Frikcioni kočioni mehanizam koji se nalazi u točku radi na principu trenja koje se ostvaruje između kočionog doboša koji je čvrsto vezan za točak (okreće se zajedno s njim) i kočionih papuča koje su postavljene na nosaču kočionih papuča, koji je vezan za most. Osnovni dijelovi frikcione kočnice (tzv. doboš kočnice) prikazani su na slici 336.



Sl. 336 Osnovni dijelovi doboš kočnice

Na slici 337 prikazane su tipične konstrukcije prednje (a) i zadnje (b) doboš kočnice na putničkim vozilima. Aktiviranje prednje kočnice (sl. 337 a)) vrši se u konkretnom slučaju hidrauličnim putem pomoću kočionog cilindra (1) čvrsto vezanog za nosač papuče (6). Tako se razmiču papuče sa zaljepljenim frikcionim oblogama (3) i pritiskuju uz doboš, s tim što moraju prethodno savladati opruge.



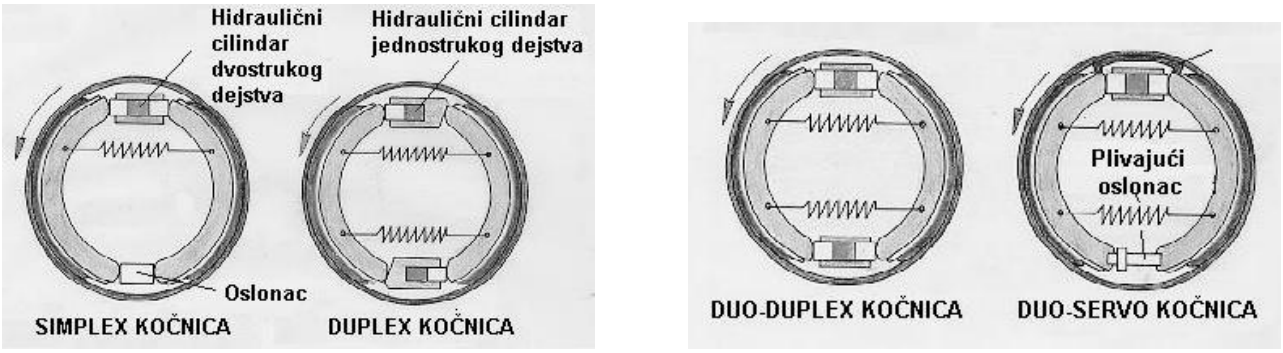
a) prednji točak
1 – kočioni cilindar,
2 – opruga,
3 – frikcioni materijal i papuča,
4 – držač,
5 – ekscentar,

b) zadnji točak
1- kočioni cilindar,
2,3 – elementi za mehaničko aktiviranje kočnice,
4 – držač,
5 – opruge, 6 - frikcioni materijal i papuča,
7 – doboš,
8 - ekscentar

Sl. 337 Tipične konstrukcije doboš kočnice

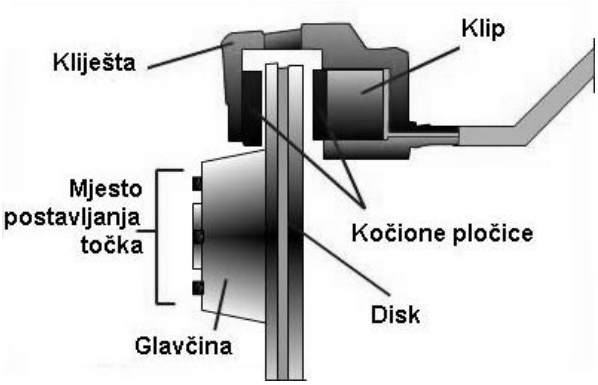
Aktiviranje zadnje kočnice (sl. 337 b)) za radnu kočnicu je hidrauličkim putem, a za parkirnu mehaničkim putem. Na ovom crtežu prikazan je u presjeku i doboš (7), kočni cilindar je i ovdje označen sa (1), papuče sa zaljepljenim frikcionim oblogama su (6), povratne orpuge (5), elementi za aksijalno

vođenje papuča (4), a ekscentri za podešavanje (8). Elementi (2) i (3) su dijelovi mehanizma za mehaničko aktiviranje papuča, za ručno, odnosno parkirno kočenje.
Načini aktiviranja papuča sa frikcionom doboš kočnicom su vrlo različiti i ovdje se neće iznositi detalji konstruktivnih rješenja. Sa stanovišta vrste kočnice, broja hidrauličnih cilindara u praksi se susreću sljedeći tipovi kočnica, prikazani na slici 338.

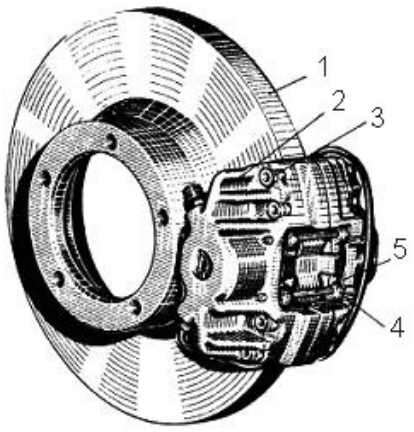


Sl. 338 Tipovi doboš kočnica

Kod ovih kočnica problem predstavlja i podešavanje papuča usljed istrošenosti frikcionih elemenata. Podešavanje može biti ručno i automatsko.
Pored doboš kočnica često se koriste i frikcione kočnice sa diskom ili disk kočnice. Princip rada i osnovni elementi diskočnice vide se na sl. 339 i sl. 340.



Sl. 339 Disk kočnica – princip rada



1 – disk, 2 – kliješta, 3 – stezni vijci,
4 – frikcione pločice, 5 - osigurači pločica

Sl. 340 Disk kočnica – osnovni elementi

Ovdje su pomenute samo kočnice koje se najčešće susreću u praksi i koje se uobičajeno nalaze na točkovima vozila. Pored ovoga povremeno se sureću i rješenja kočionih mehanizama koji djeluju na transmisiju, itd.

22.3 Sistem za aktiviranje kočionog mehanizma (prenosni mehanizam)

Sistem za aktiviranje kočionog mehanizma služi da, prilikom komande od strane vozača, razmakne kočione papuče koje se tada priljubljuju uz doboš ili disk, te na taj način vrše kočenje vozila.

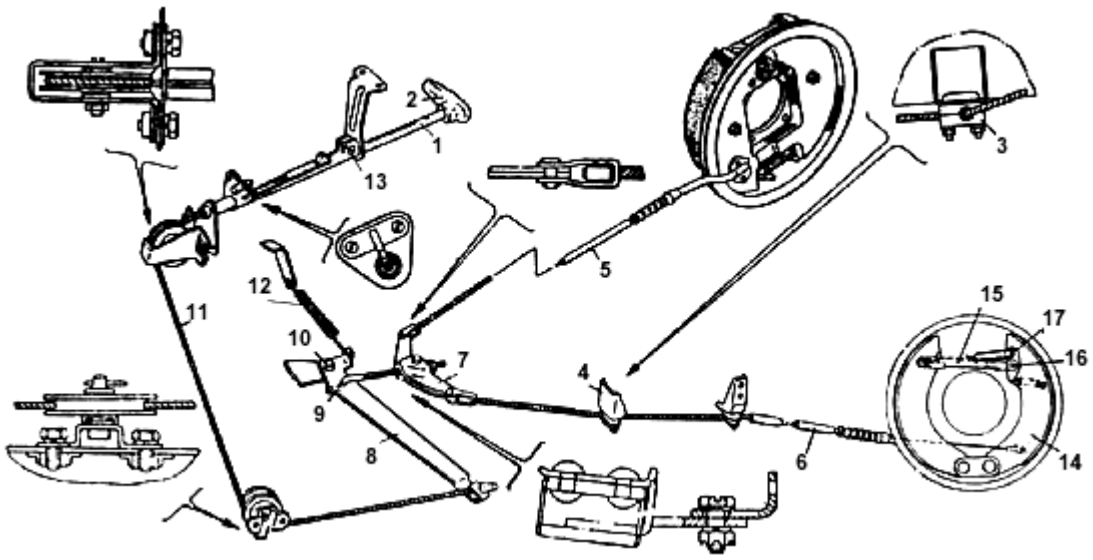
Prema načinu prenosa komande do kočionih mehanizama sistemi za aktiviranje se može podijeliti na:
a) mehanički,
b) hidraulični,

c) pneumatski i
d) kombinovani (hidromehanički, hidropneumatski itd.).

Kod vozila ukupne težine 40 – 50 kN dovoljna je energija mišića vozača da ostvari kočionu silu u režimu naglog kočenja, te se kao sistem za aktiviranje obično koristi hidraulični sistem.
Kod vozila ukupne težine 80 – 100 kN sistem za aktiviranje je obično kombinovan: sila koju daje vozač obično se povećava servouređajem koji ima poseban izvor energije (obično komprimirani zrak). Sistem za aktiviranje je obično hidraulični. Kod ovih vozila često se susreće i kombinacija gdje je servouređaj hidraulični, a sistem za aktiviranje pneumatski.

a) Mehanički sistem

Prenos sile od papučice glavnog sistema (nožne kočnice) na koju djeluje vozač do kočionog mehanizma kod ovog sistema vrši se preko sistema poluga i čeličnih užadi. Da bi se užad zaštitila provode se kroz cijevi. Ovaj sistem je potpuno izbačen kao sistem za aktiviranje osnovnog (glavnog) kočionog sistema, dok je ostao u upotrebi kod gotovo svih sistema za aktiviranje parkirnih (ručnih) kočnica. Primjer šeme mehaničke kočnice (pomoćna i parking) dat je na slici 341 sa svim elementima.

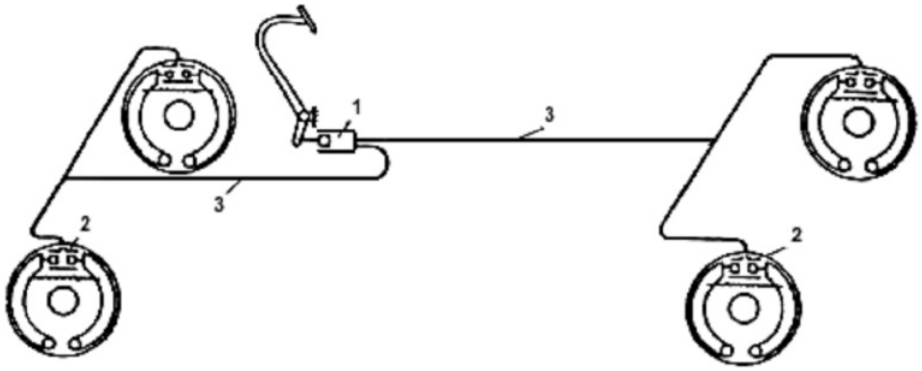


1 – poluga; 2 – ručica; 3 – usmjernik; 4 – okvir; 5, 6, 11 – čelično uže; 7, 8 – dvokraka poluga;
9 – spona; 10 – zglob poluge; 12 – opruga; 13 – utvrđivač; 14 – poluga za aktiviranje;
15 – potisna poluga; 16 – zglobna veza potisne poluge i poluge za aktiviranje;
17 – zglobna veza papuče i poluge za aktiviranje.

Sl. 341 Mehanička kočnica (pomoćna i parking)

b) Hidraulični sistem

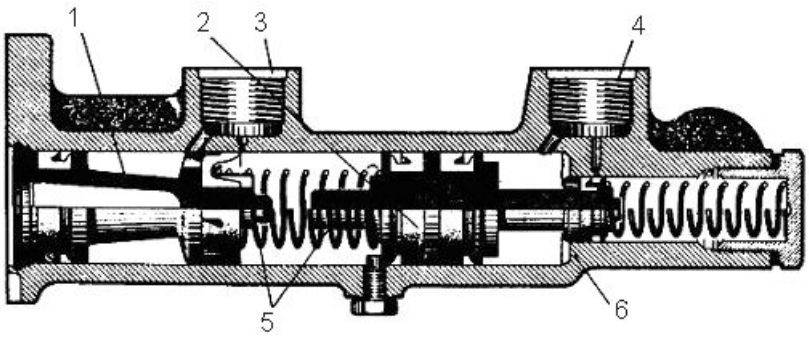
Kod ovog sistema prenos sile od pedale nožne kočnice ka kočionim mehanizmima ide preko stuba tečnosti koji je zatvoren u cjevovodima pri čemu je tečnost praktično nestišljiv fluid (sl. 342). Rad sistema se bazira na zakonima hidrostatike a sastoji se od glavnog kočionog cilindra (1), radnih cilindara (2) i cijevi (3).



1 – glavni kočioni cilindar;
2 – radni cilindari;
3 – cijevi.

Sl. 342 Šema hidrauličkog sistema prenosa

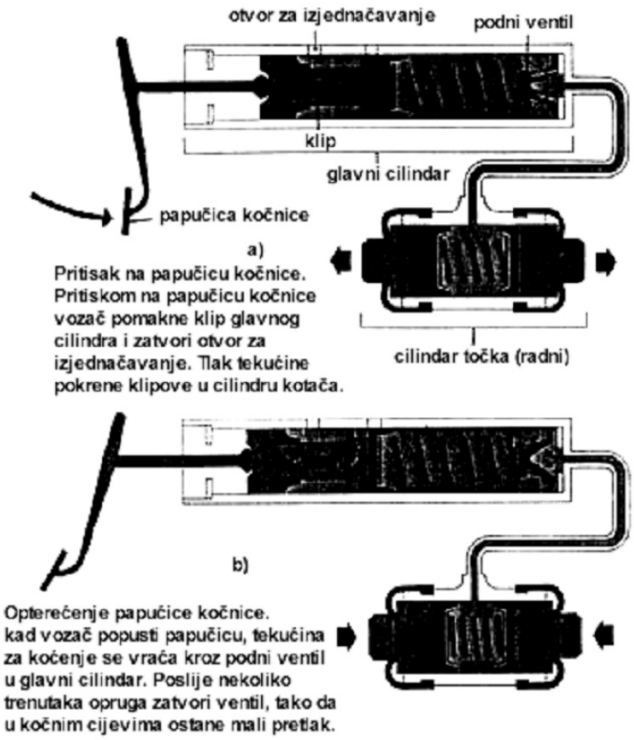
Ako se djeluje određenom silom na pedalu nožne kočnice, to se na sve radne cilindre prenosi isti pritisak i u zavisnosti od prečnika klipa u radnom cilindru, stvara se sila koja vrši razmicanje kočionih papuča. Izgled glavnog kočionog cilindra dat je na sl. 343.



1 - klip;
2 - međuklip,
3 - napajenje zadnjih točkova;
4 - napajanje prednjih točkova;
5 - ispusti na klipovima;
6 - naliježuća površina za međuklip.

Sl. 343 Glavni kočioni cilindar sa elementima

Na slici 344 pokazana je veza radnog cilindra sa glavnim kočionim cilindrom u slučaju aktiviranog glavnog cilindra a) i neaktiviranog glavnog cilindra b).



Sl. 344 Sprega radnog sa glavnim cilindrom

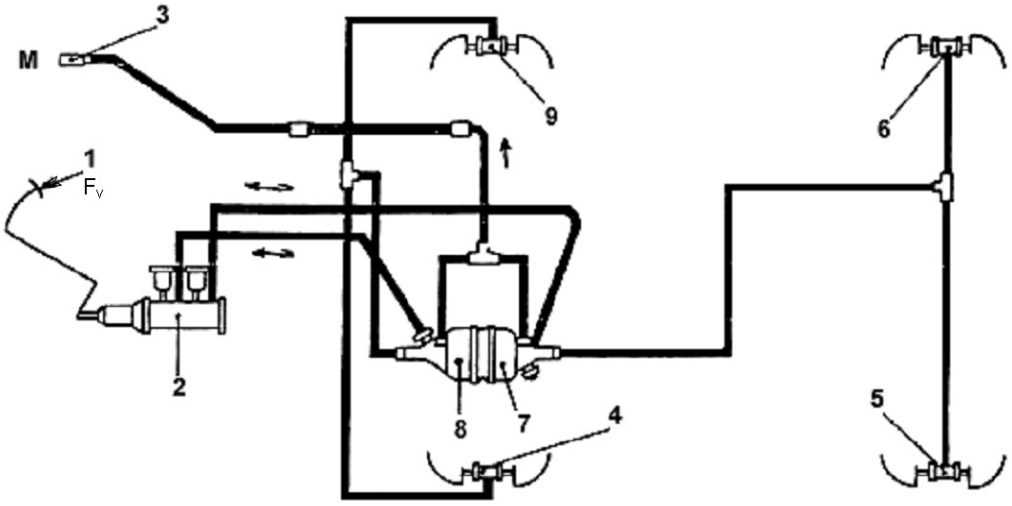
Osnovne prednosti hidrauličnog sistema za aktiviranje kočionog mehanizma su:

1. Istovremeno kočenje svih točkova uz željenu raspodjelu kočionih sila kako među mostovima tako i među papučama.
2. Visok koeficijent korisnog dejstva.
3. Mogućnost tipizacije kočionih mehanizama za vozila sa različitim parametrima.
4. Jednostavna konstrukcija sistema za aktiviranje i malo vrijeme odziva sistema.

Osnovni nedostaci su:

1. Nemogućnost ostvarenja većeg prenosnog odnosa, te se zbog toga hidraulični sistem aktiviranja bez servouređaja koristi samo kod vozila sa relativno malom ukupnom težinom.
2. Nemogućnost funkcionisanja ukoliko dođe do oštećenja cjevovoda. U zadnje vrijeme ovaj nedostatak je ublažen kod sistema koji imaju poseban dovod za prednji i zadnji most (dvokružni sistem).
3. Sniženje koeficijenta korisnog dejstva pri niskim temperaturama (-30 °C i niže).

Primjer jednog dvokružnog sistema hidrauličkog prenosa sa servouređajima (7) i (8) kao pojačivač i glavnim kočionim cilindrom (2) kao komandnim uređajem prikazan je na slici 345.

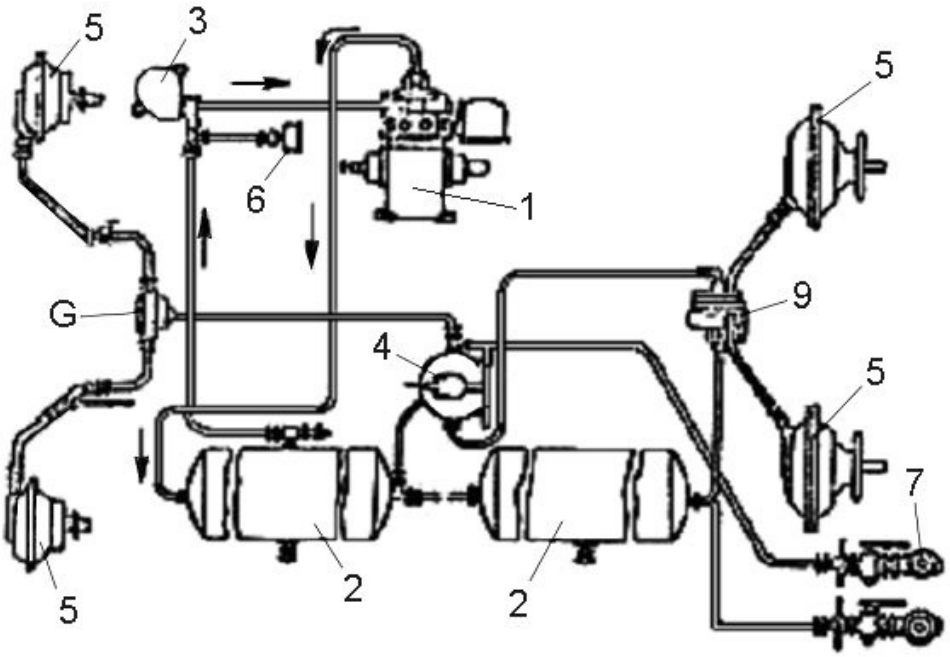


1 – papuča kočnice, 2 – glavni kočioni cilindar,
3 – priključak ulja za servopojačivač,
4, 5, 6, 9 – radni cilindri, 7, 8 – servopojačalo.

Sl. 345 Servohidraulička instalacija kočionog sistema teretnog vozila

c) Zračni (penumatski) sistem

Zračni sistem za aktiviranje kočionog mehanizma koristi se energijom sabijenog zraka. Vozač pri kočenju vozila samo reguliše dovod ili izlaz sabijenog zraka iz dijelova sistema. Ovaj sistem primjenjuje se na teškim teretnim vozilima i autobusima. Pritisak u instalaciji je od 5 – 7 bar. Sistemi koji koriste komprimirani zrak rade se u varijanti jednokružni ili dvokružni. Kod jednokružnih jednovodnih sistema svi točkovi su na istom vodu, a kod dvokružnih mogu nezavisno da rade prednji i zadnji dio kočione instalacije. U slučaju nekog kvara postoji mogućnost kočenja točkova na jednoj osovini.
Karakteristična šema zračnog sistema data je na slici 346. Pneumatsko kočioni sistem se sastoji od 6 glavnih elemenata koji se vide na slici 346.



Sl. 346 Pneumatski sistem kočne instalacija

Kompresor (1)
Dobija pogon od motora. Obično se upotrebljava kompresor sa klipovima. Kompresor sabije zrak u rezervoar.

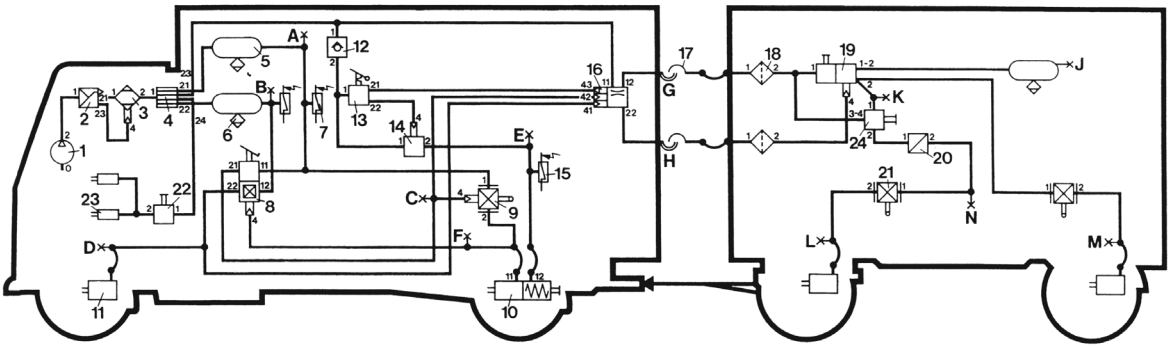
Rezervoar (2)
Pritisak u rezervoaru kreće se između 7 – 8 bar. Pošto kompresor stalno radi kad radi i motor, treba da postoji regulator pritiska.

Regulator pritiska (3)
Stupa u dejstvo kada se u rezervoaru postigne pritisak između 7 – 8 bar. Regulator pritiska vezan je sa kompresorom i rezervoarom, tzv. vodom rasterećenja.
Čim se postigne potreban pritisak kompresor se odvaja od vodova, koji pune rezervoar, a ostavaruju se prepumpavanjem zraka iz jednog cilindra kompresora u drugim. Ponekad rezervoar ima sigurnosni ventil. Kada pritisak u rezervoaru pada ispod 7 bar, ponovo regulator uspostavlja vezu između kompresora i rezervoara.

Razvodnik (4)
To je mehanizam koji razvodi zrak pod pritiskom u kočene komore namještene na nepokretni dio ploča točkova.

Kočione komore (5)
Djeluju na papuče točkova, koje pritiskuju doboš točka i tako se ostvaruje kočenje vozila. Ponekad se mjesto kočionih komora upotrebljavaju kočioni cilindri.
Osim ovih glavnih elemenata pneumatski kočioni sistem ima i sporedne uređaje: manometar (6), priključak za prikolicu (7), uređaj brzog otkočivanja (8) i ubrzivač kočenja i otkačivanja zadnjih točkova (9).

Na ulazeći u detaljniju analizu sistema kočenja sa pneumatskom instalacijom za prenos signala, u nastavku se daje primjer te instalacije na sl. 347 za teretno vozilo sa prikolicom, odakle se može sagledati sva kompleksnost pomenute instalcije.



1 – kompresor; 2 – regulator pritiska; 3 – sušač zraka; 4 – četvorokružni zaštitni ventil; 5 – rezervoar zraka;
6 – ventil za ispuštanje vode; 7 – pneumatski prekidač; 8 – kočioni ventil; 9 – ARSK ventil;
10 – tristop cilindar; 11 – menbranski cilindar; 12 – nepovratni ventil; 13 – ventil ručne kočnice;
14 – prelivni ventil; 15 – pneumatski prekidač; 16 – upravljački ventil prikolice; 17 spojničke glave;
18 – prečistač; 19 – kočni ventil prikolice; 20 – ventil za prilagođavanje sile kočenja; 21 – ARSK ventil;
22 – trostazni ventil; 23 – radni cilindar; 24 – odzračni ventil

Sl. 347 Pneumatska kočiona instalacija teretnog vozila sa prikolicom

Pored uobičajenih sistema za aktiviranje kočionog mehanizma često se koriste i tzv. kombinovani hidro-pneumatskih sistemi aktiviranja kočionog mehanizma.

22.4 Trajni usporivači motornih vozila – dopunski kočioni sistem

Razvoj motornih vozila u smislu poboljšanja ekonomičnosti kroz povećanje nosivosti, paralelno traži i zadovoljenje aktivne bezbjednosti u javnom saobraćaju, što se u prvom redu manifestuje kroz kočioni sistem.

Transportna motorna vozila većih masa, 10 tona i više, imaju izražen problem vožnje na putevima promjenljive konfiguracije, s obzirom na duže vrijeme kočenja pri vožnji na nizbrdici. Sila kočenja upravo je proporcionalna masi vozila i profilu puta pri konstantnoj brzini vožnje na nizbrdici. Ako se ovom doda i procenat usporenja gdje na kočionim mehanizmima treba prihvatiti i dio kinetičke energije vozila, onda se ovi mehanizmi nalaze u vrlo odgovornoj funkciji gdje treba veliki dio potencijalne i kinetičke energije pretvoriti u rad sila trenja, odnosno toplotu. Ovaj rad sile trenja proporcionalan je dužini kočionog puta, koji najčešće nije kratak.

Na osnovu naprijed rečenog može se konstatovati da se u određenim uslovima eksploatacije motornog vozila, trebaju intenzivno koristiti kočnice na kojima se oslobađa velika količina toplote. Oslobođena kočiona toplota koja se treba prenijeti u atmosferu, podiže temperaturno stanje kočionih elemenata.

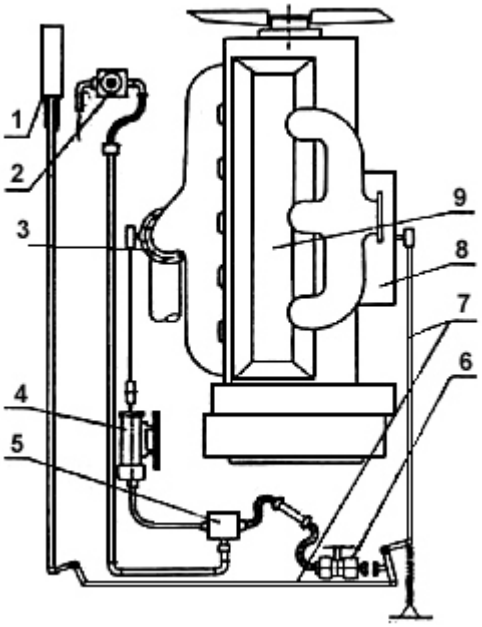
Na ovaj način dovodi se u pitanje funkcionisanja kočionih mehanizama radne kočnice i poremećaj u aktivnoj bezbjednosti. Da se ne bi dolazilo u kritične situacije, razrađeni su mehanizmi trajnih usporivača koji pouzdano održavaju vozilo u kvazi stacionarnom režimu, pri vožnji motornog vozila na nizbrdici. U tom smislu doneseni su i zakonski propisi o obaveznoj ugradnji trajnih usporivača na autobusima mase preko 7 tona i teretnim vozilima preko 10 tona. U zavisnosti od ukupne mase vozila i odgovarajuće efikasnosti razvio se veći broj konstruktivno različitih trajnih usporivača:

- leptir motorna kočnica,
- motor-kompresor trajni usporivači,
- elektromagnetski trajni usporivači,
- hidrodinamički trajni usporivači.

Naprijed navedeni osnovni tipovi trajnih usporivača imaju svoje specifičnosti u konstrukciji i kategoriji primjene.

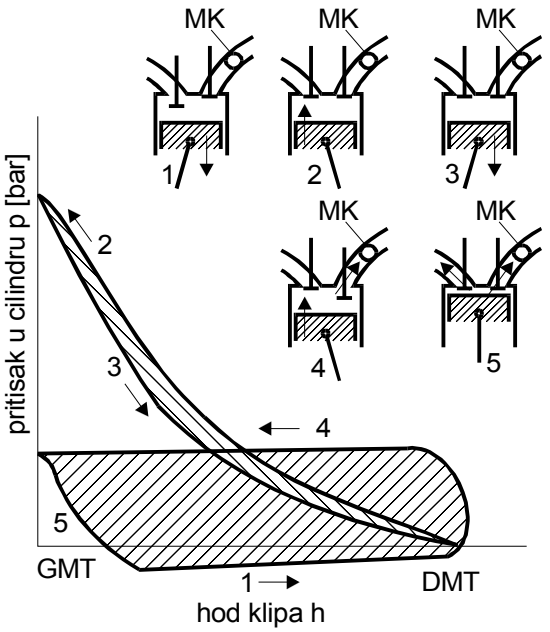
22.4.1 Leptir motorna kočnica – trajni usporivač

Leptir motorna kočnica kao trajni usporivač motornog vozila pri vožnji na nizbrdici ima relativno jednostavnu konstrukciju i ograničenu eksploatacionu upotrebu. Upotrebljava se kod motornih vozila manjih ukupnih masa.
Sistemsko rješenje ove kočnice pokazano je na šemi slike 348. Preko upusno ispusnog ventila pozicija (2), razvodi se komprimirani zrak na pneumatske cilindre (4) i (6). Pneumatski cilindar (4) preko polužnog mehanizma i leptira (3) zatvara izduvni kolektor motora. Na ovaj način, djelomično se rad motora pretvara u rad radne mašine kompresora.



Sl. 348 Dispoziciono rješenje leptir motorne kočnice

Da bi motor mogao raditi kao kompresor neophodno je oduzeti gorivo motoru što je ostvareno preko pneumatskog cilindra (6) i prenosnih poluga do pumpe visokog pritiska.
Na ovaj način dizel motor se pretvara u rad kompresora koji dobiva pogon od potencijalne i kinetičke energije motornog vozila koje se kreće na nizbrdici određenom brzinom. Rad sile kočenja od motora definisan je indikatorskim dijagramom pokaznim na slici 349, uvećan za prenosni odnos u transmisiji i ostvarene unutrašnje gubitke.
Rad sile kočenja izražen preko srednjeg efektivnog pritiska indikatorskog dijagrama na slici 349 nije zadovoljavajući.
Slabosti koje se pokazuju kod mehanizama leptir motorne kočnice, izražene su kroz efikasnost kočenja i promjene tehničkog stanja motora. Ispitivanje kočione efikasnosti, upućuje na kraće vremenske intervale upotrebe. Najveći efekti usporenja ostvaruju se u prvim momentima uključivanja kočnice sa trendom monotonog slabljenja. Na naprijed navedenu konstataciju upućuju rezultati eksploatacionih ispitivanja leptir motorne kočnice. Nedostatci naprijed date konstrukcije upućuju na nova-efikasnija rješenja.



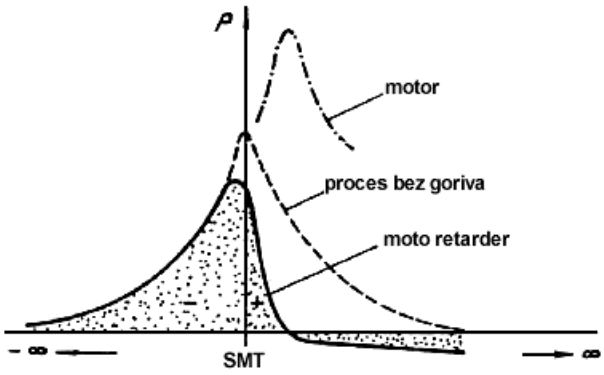
Sl. 349 Indikatorski dijagram motora kod upotrebe leptir motorne kočnice (MK)

22.4.2 Motor-kompresor-trajni usporivač

Na osnovu naprijed rečenog, razrađena je nova konstrukcija motorne kočnice. Ova konstrukcija bazira na principu pretvaranja motora kao energetske mašine u kompresor kao radnu mašinu, sa izvjesnim modifikacijama. Da bi se spriječilo međusobno poništavanje taktova kompresije i ekspanzije rekonstruisano je bregasto vratilo motora tako da se mogu odvijati dva različita procesa. Prvi proces, normalnog rada motora kao energetske mašine i drugi proces u kome se preko pneumatskog cilindra i polužnog mehanizma vrši uzdužno pomjeranje bregastog vratila i pravi poremećaj u procesu izduvavanja, prevodeći ga uslovno rečeno u kompresor.

U ovom položaju motorne kočnice kao trajnog usporivača, brijeg bregastog vratila ima slijedeću funkciju. Za vrijeme usisavanja, izduvni ventil je normalno potpuno zatvoren. Za vrijeme kompresije, izduvni ventil je najvećim dijelom zatvoren, da bi se pri kraju kompresije otvorio za minimalnu vrijednost (~2 mm) i ostaje otvoren do kraja ekspanzije, a onda nastavlja normalan rad otvaranja kao kod motora.

Na ovaj način je iskorišten dovedeni rad motoru od potencijalne energije vozila i djela njegove kinetičke energije. Rad kočenja može se sračunati preko srednjeg efektivnog pritiska indiciranog motora ili snimanjem, putem ispitivanja. Na ovaj način dobije se idnikatorski dijagram čiji je karakter promjene pritiska pokazan na dijagramu slike 350.

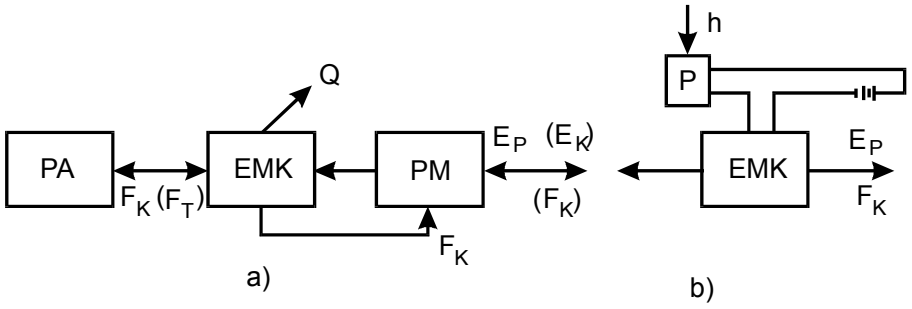


Sl. 350 Karakter promjene indikatorskog dijagrama kod moto-retardera

Negativan rad je rad kočenja motorom, uključujući i mehaničke gubitke u motoru i transmisiji.
Na ovaj način, a na osnovu provedenih laboratorijskih i eksploatacionih ispitivanja, postignute su prednosti u aktivnoj bezbjednosti, ekonomičnosti u potrošnji goriva i održavanja kočionih instalacija. Očekuju se i ostale manje važne prednosti, koje trebaju biti potvrđene kroz statističke pokazatelje dugotrajnih eksploatacionih praćenja.

22.4.3 Elektro-magnetna kočnica – trajni usporivač

Elektro-magnetne kočine (jedan od najpoznatijih proizvođača je firma TELMA), mogu se koristiti kao trajni usporivači teretnih motornih vozila srednje klase. Ovi agregati se ugrađuju na prenosna vratila između mjenjača i pogonskih mostova. Na ovaj način nesmetano prenose obrtni moment u jednom i drugom pravcu, a po potrebi kočenja prilikom uključivanja, djeluju kao trajni usporivači. Potencijalnu i kinetičku energiju motornog vozila pretvaraju u toplotu koja se odvodi u okolinu, kako je to pokazano na strukturnoj šemi slike 351 a). Elektromagnetna kočnica djeluje na principu Fukovih struja, pa u tom smislu treba provesti i električnu instalaciju, uključujući i mehanizam potenciometara za uključivanje kočnice i izbora stepena intenziteta kočenja. Ovaj mehanizam je takođe pokazan na strukturnoj šemi sl. 351 b).

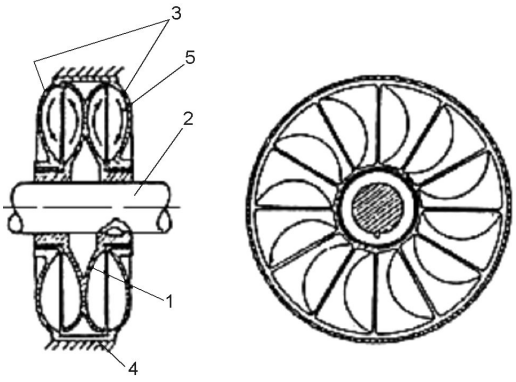


PA – pogonski agregat sa mjenjačem, EMK – elektromagnetna kočnica,
PM – pogonski most, P - potenciometar

Sl. 351 Mehanizam elektromagnetne kočnice

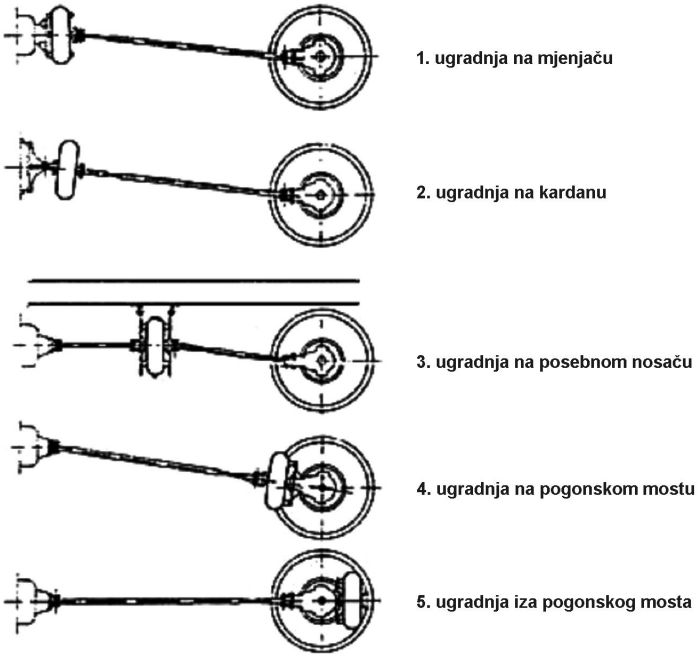
22.4.4 Hidrodinamička kočnica – trajni usporivač

Teška motorna vozila specijalne namjene kao: kiperi, damperi, skreperi i druga vozila visoke nosivosti i prohodnosti, imaju potrebu za ugradnjom trajnih usporivača većih snaga.
U tom kompeksu potreba razvijene su hidrodinamičke kočnice kao trajni usporivači. Ovi agregati razvijeni su kao posebni mehanizmi koji se mogu dograditi u transmisije vozila kao što su poznata rješenja firme "ATE", "VOITH" i drugih ili su ukomponovani u hidromehaničke mjenjače sa hidrodinamičkim transformatorima obrtnog momenta, kao što je slučaj kod mjenjača Allison CLBT ugrađeni u damperima KOCKUM ili VOITH DIWA – mjenjač serije D.
Princip rada i izvođenja hidro-dinamičkih usporača prikazan je šematski na slici 352. Šema odgovara usporaču da sva pumpna i dva turbinska kola, s tim što su pumpna kola (1) vezana za vratilo (2), koje je u vezi sa točkovima vozila, dok su turbinska kola (3) vezana za noseću strukturu (4). U tako formiran radni prostor dovodi se, u slučaju potrebe usporavanja vozila, odgovarajuće ulje, odnosno radni fluid (5).



Sl. 352 Hidrodinamički usporivač sa dva kola

Zahvaljujući obliku i radnim uglovima lopatica u oba radna kola (pumpi i turbini), javljaju se odgovarajući kočni momenti, koji se, preko nepokretnog turbinskog kola, prenose na noseću strukturu vozila. Kada prestane potreba za usporavanjem radni fluid se ispušta iz radnog prostora.
Rad ovog prenosnika na potpunom klizanju očigledno je opet skopčan sa generisanjem velikih količina toplote, pa i sa zagrijavanjem radnog fluida. Da bi ovakav usporač mogao da radi u dužim periodima, neophodno je da se ova količina toplote odvede, tj. da se obezbijedi sistem hlađenja.
Na slici 353 prikazana su mjesta ugradnje hidrodinamičke kočnice–trajnog usporivača na vozilu.

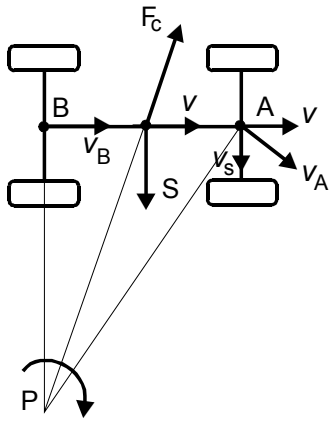


Sl. 353 Sistem ugradnje hidrodinamičke kočnice

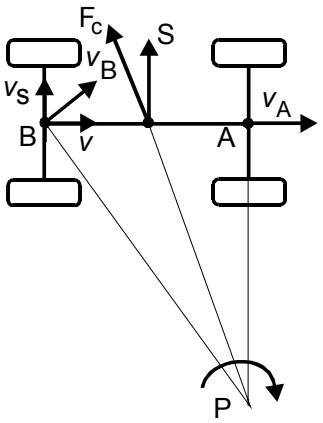
Ugradnja hidraulične kočnice–trajnog usporivača, praćena je sa ugradnjom pomoćnih agregata za njeno aktiviranje i održavanje normalnog termičkog i mehaničkog režima rada. Mehanički rad doveden na kočnicu inverzno preko transmisije, treba pretvoriti potencijalnu i dio kinetičke energije motornog vozila u toplotu radnog fluida i odvesti je u okolinu.
Hidrodinamička kočnica se uključuje prema potrebi trajnog usporavanja motornog vozila, preko ručnog komandnog ventila i pneumatske instalacije. Na ovaj način preko servo mehanizma vrši se punjenje radnog prostora hidrodinamičke kočnice sa radnim fluidom, uljem pod pritiskom.

22.5 Stabilnost vozila pri kočenju

Kako je važno da se vozilo u određenim uslovima bezbjedno zaustavi, toliko je važno da u toku kočenja ne izgubi svoju stabilnost, odnosno da se kreće po trajektoriji koju diktira vozač. Pri snažnim kočenjima, međutim, vozilo vrlo često postaje nestabilno, što može da izazove teške posljedice.
Stabilnost se gubi kada se kočenje vrši na granici prijanjenja na jednoj ili obe osovine vozila.
Na slici 354 prikazano je vozilo kod koga su blokirani točkovi prednje osovine i koje se kreće pravolinijski osnovnom brzinom kretanja v. Pod dejstvom poremećajne sile S, tačka A će dobiti komponentu brzine klizanja v_S u pravcu dejstva poremećajne sile pa će sada rezultujuća brzina tačke A biti v_A. Ako se pretpostavi da su točkovi kruti u bočnom pravcu, apsolutna brzina tačke B biće $v_B = v$. Vozilo se pod dejstvom bočne poremećajne sile počinje kretati krivolinijski, a mjesto trenutnog centra obrtanja je u tački P. Kao posljedica krivolinijskog kretanja pojaviće se centrifugalna sila (F_c). Sa slike se vidi da je komponenta centrifugalne sile normalna na podužnu osu vozila usmjerena suprotno od dejstva poremećajne sile i ona teži da spontano prekine zanošenje prednje osovine. Osnovni problem u ovom slučaju je, da pošto su prednji točkovi blokirani, vozilo gubi upravljivost.



Sl. 354 Vozilo sa blokiranim prednjim točkovima



Sl. 355 Vozilo sa blokiranim zadnjim točkovima

Na slici 355 prikazano je vozilo, koje se kreće pravolinijski osnovnom brzinom v, kod koga su blokirani točkovi zadnje osovine.
Pod dejstvom poremećajne sile tačka B dobiva komponentu brzine klizanja v_S u pravcu poremećajne sile, pa je apsolutna brzina račke B sada v_B, a trenutni centar obrtanja je u tačci P. Sa slike se vidi da bočna komponenta centrifugalne sile djeluje u istom smjeru kao i poremećajne sile S pa se klizanje progresivno povećava.
Na osnovu ove kratke analize, jasno je, da je zanošenje zadnje osovine daleko opasnije od zanošenja prednje osovine.
Zahtjevi za visokom efikasnošću kočionog sistema sa jedne strane i stabilnošću i upravljivošću sa druge strane su međusobno oprečni. Visoka efikasnost kočenja predstavlja potpuno iskorištenje prijanjanja na obe osovine. Kod konstantne raspodjele kočionih sila ovaj slučaj je moguć samo kod jednog koeficijenta prijanjanja (φ). Za sve druge slučajeve dolazi u procesu kočenja prvo do blokiranja jedne od osovine čime se ugrožava ili stabilnost ili upravljivost.
Upravo zbog ovoga, a u cilju povećanja efikasnosti kočenja, uvode se različiti tipovi uređaja za preraspodjelu kočionih sila između prednje i zadnje osovine. Kod regulisanja sile kočenja na prednjoj osovini obezbjeđuje se upravljivost i efikasnost, a pri regulaciji sila kočenja na zadnjoj osovini obezbjeđuje se stabilnost i efikasnost. Regulisanjem sila kočenja na obe osovine obezbjeđuje se upravljivost, stabilnost i efikasnost.
Uređaji koji regulišu raspodjelu kočionih sila se mogu podjeliti na:

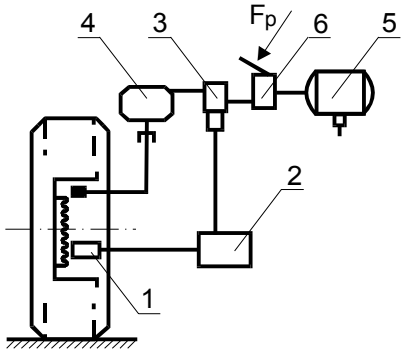
- uređaje za kontrolu raspodjele kočionih sila sa otvorenim kolom (korektori),

- uređaji za kontrolu raspodjele kočionih sila sa zatvorenim kolom (antiblokirajući uređaji – ABS).

Korektori rade na principu ograničenja pritiska u instalaciji kočenja (prednji dio, zadnji dio, cijela instalacija) na bazi:

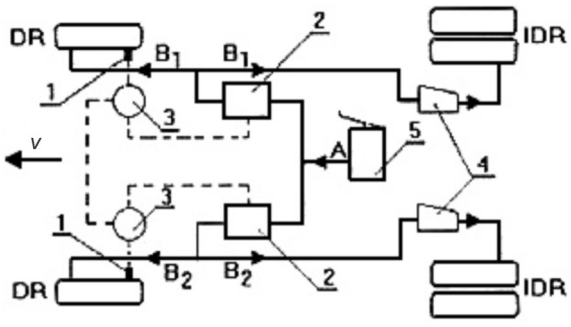
- unaprijed zadatog pritiska u instalaciji,
- veličine usporenja,
- opterećenja osovina,
- usporenja, normlanog opterećenja i pritiska.

Naprijed navedeni korektori se koriste sami na vozilima ili u kombinaciji sa antiblokirajućim sistemom. Oni imaju relativno ograničene mogućnosti i sve više se koriste uz obavezno prisustvo ABS-a.
Šema ABS-a data je na slici 356.



Sl. 356 Šema antiblokirajućeg sistema

Na ovoj šemi se vidi zatvoreno regulaciono kolo koje u svom sastavu ima slijedeće osnovne elemente: davač broja obrtaja točka (1) koji daje upravljačkoj jedinici (2) signal ugaone brzine, na osnovu čega se određuje promjena ugaone brzine točka, odnosno promjena klizanja točka. Na osnovu toga, upravljačka jedinica upravlja regulacionim ventilom (3) tako da se u kočioni cilindar točka (4) iz rezervoara (5), a na osnovu komande saopštene glavnom kočionom cilindru (6), dovodi pritisak koji je usklađen sa raspoloživim uslovima prijanjanja. Na taj način, bez obzira na komandu vozača (F_p), se spriječava dovođenje takvog pritiska u kočioni cilindar koji bi doveo do blokiranja točka.
Na slici 357 dat je primjer sa dva nezavisna regulaciona kruga sa direktnim regulisanjem prednjih točkova preko ABS-a i indirektnog regulisanja zadnjih točkova preko korektora.



DR – direktno regulisan, IDR – indirektno regulisan,
1 – davač broja obrtaja, 2 – regulacioni ventil,
3 – upravljačka jedinica, 4 – korektor,
5 – glavni kočioni cilindar

Sl. 357 Primjer ugradnje ABS-a i korektora na jednom vozilu

23. OSTALI UREĐAJI NA VOZILU

Pored do sada pobrojanih osnovnih uređaja i sistema, na vozilu se nalazi još dosta uređaja koji obezbjeđuju funkcionalan rad vozila. Ovdje će biti nabrojani samo oni koji su najvažniji.

a) Elektrooprema motornih vozila

Pod elektroopremom motornog vozila se podrazumjevaju svi elektrouređaji, instrumenti i elektroinstalacija motornog vozila. Kompletna elektrooprema se može razvrstati u: izvore električne struje, potrošače i provodnike. Kao izvori struje na vozilu koriste se: akumulator i generator istosmjerne struje ili alternator. Potrošači električne struje su: svjetla na vozilu, signalna svjetla, sirena, brisač stakala, brzinomjer, brojač kilometara, tahometar, manometar, termometar, mjerač nivoa goriva, grijači, radio na vozilu, itd. Obzirom na veliki broj potrošača potrebno je zaštititi akumulator od preopterećenja, zbog čega se ugradjuju osigurači.

b) Provjetravanje, grijanje i klimatizacija

Obzirom da su savremena vozila dobro zaptivena, onemogućen je ulazak prašine i vlage u vozilo. Ovo zahtijeva rješenje dobrog provjetravanja vozila. Provjetravanje treba da je tako rješeno da nema štetnih posljedica po zdravlje vozača i putnika. U određenom godišnjem dobu koristi se zagrijavanje prostora u vozilu. Za ove potrebe obično se iskorištava toplota koju motor ne može iskoristiti (toplota izduvnih gasova, toplota vode za hlađenje). Kao savremeno rješenje za grijanje i istovremeno hlađenje koriste se klima uređaji koji regulišu temperaturu i vlažnost zraka u prostoru vozila. Ovo rješenje je dosta skupa i rjeđe se primjenjuje.

c) Specijalni uređaji na vozilu

Od specijalnih uređaja na vozilu mogu se pomenuti slijedeći:

- uređaj za samoizvlačenje–vitlo,
- uređaj za samoistovar, kip–uređaj,
- uređaj za vuču prikolice,
- sistem (uređaj) za podmazivanje vozila, itd.

24. ZAKLJUČAK

Na kraju izučavanja kursa MOTORI i MOTORNA VOZILA čitaocu je omogućeno da u potpunosti razumije funkcionisanje svih važnih sistema na vozilu, da poznaje osnovne kostruktivne karakteristike istih i da shvati važnost pojedinih parametara vozila (energetske parametre, eksploatacione parametre, sociološke parametre, itd.). Većina važnih parametara na vozilu, kao i konstruktivnih karakteristika vozila (npr. pojasevi, sistem kočenja, …) su definisani, odnosno propisani, međunarodnim standardima i pravilnicima. To su npr.: ECE pravilnici (koriste se u Evropi), Federalni propisi (koriste se u US), Californija propisi, itd.
U novije vrijeme prvo mjesto od svih propisa koji se definišu, zauzimaju tzv. sociološki parametri. To su:

- emisija zagađujućih materija (CO, C_xH_y, NO_x, čvrste čestice – dim),
- emisija buke.

Upravo po ovim kriterijima, koji su definisani prema ECE propisima, odnosno EEC direktivama i koji se odnose na motore, danas su uobičajeni komercijalni nazivi za motore, npr. EURO I, EURO II, itd.
Propisani kriteriji za tzv. sociološke parametre motora su tačno definisani za pojedine kategorije vozila. Tako npr. za teretna vozila i autobuse sa dizel motorima ovi parametri su dati u narednoj tabeli.

	Datum primjene	CO [g/kWh]	C_xH_y [g/kWh]	NOx [g/kWh]	čestice [g/kWh]	dimnost m^{-1}
EURO I	1992.; p < 85 kW	4,50	1,10	8,00	0,612	---
	1992.; p > 85 kW	4,50	1,10	8,0	0,360	---
EURO II	1996.	4,00	1,10	7,00	0,250	---
	1998.	4,00	1,10	7,00	0,15	---
EURO III	2000.	2,10	0,66	5,00	0,10	0,80
EURO IV	2005.	1,50	0,46	3,50	0,02	0,50
EURO V	2008.	1,50	0,46	2,00	0,02	0,50

Pored emisije zagađivača, pažnja se posvećuje i emisiji buke čija je maksimalna vrijednost ograničena na 80 dB za motore snage veće od 150 kW, odnosno 78 dB za motore snage do 150 kW.

Uporedo sa motorima provode se odgovarajući propisi i sa ostalim sistemima kao što su: kočioni sistem, sistem svjetala, sistem zaštitnika od podlijetanja itd.
Upravo prema kriterijima koji se propisuju za pojedine kategorije vozila, zavisi i prohodnost vozila u pojedinim zemljama (posebno razvijenim).

Poseban segment u izučavanju motora i vozila odnosi se na tzv. “režime neustaljenog kretanja vozila”, koji su posebno karakteristični u urbanim sredinama. Ovi režimi daju ralnu sliku posebno za ekonomske parametre u eksploataciji vozila. Osnova za izučavanje režima neustaljenog (realnog) kretanja vozila je upravo kurs izložen u ovoj knjizi.

25. LITERATURA

1. Dučić R.: “Drumska prevozna sredstva”, Saobraćajni fakultet u Sarajevu, 1985.
2. Živković C.M.: “Motori sa unutrašnjim sagorijevanjem” I dio, IV izdanje, Mašinski fakultet Beograd, 1988.
3. Filipović I.: “Motori i motorna vozila”, predavanje, Strojarski fakultet Mostar, 1996.
4. Filipović I.: “Kinematika i dinamika motornog mehanizma”, Mašinski fakultet Sarajevo, 1998.
5. Filipović I.: “Torzione oscilacije motora sui”, Mašinski fakultet Sarajevo, 1998.
6. Drašković D., Radovanović M., Adžić M.: “Sagorevanje”, Mašinski fakultet Beograd, 1986.
7. Joksimović-Tjapkin S.: “Procesi sagorijevanja”, Tehnološko-Metalurški fakultet Beograd, 1981.
8. Dobovišek Ž., Černej A.: “Procesi sagorijevanja”, Mašinski fakultet Sarajevo, 1978.
9. Dobovišek Ž., Černej A.: “Idealni i stvarni ciklusi motora sa unutrašnjim sagorijevanjem”, Mašinski fakultet Sarajevo, 1976.
10. Filipović I.: “Konstrukcija motora”, Mašinski fakultet Sarajevo, 1998.
11. Dobovišek Ž., Černej A.: “Oprema motora SUS”, II dio, Mašinski fakultet Sarajevo, 1979.
12. Černej A., Dobovišek Ž.: “Napajanje gorivom dizel i oto motora”, IGKRO “Svjetlost” Sarajevo, 1980.
13. Janičijević N., Janković D., Todorović J.: “Konstrukcije motornih vozila”, Mašinski fakultet Beograd, 1991.
14. Hnatko E.: “Motorna cestovna vozila”, Tehnička knjiga Zagreb, 1977.
15. Černej A.: “Motorna vozila”, I dio, Tehnički fakultet Maribor, 1992.
16. Simić D.: “Motorna vozila”, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
17. Dučić R.: “Dinamika ABS”, Saobraćajni fakultet Sarajevo, 1995.
18. Milidrag S.: “Konstrukcije motornih vozila”, I, II, III i IV dio, Mašinski fakultet Sarajevo, 1983.-1988.
19. Zubakin A.: “Teorija i proračun motornih vozila”, I dio, Mašinski fakultet Sarajevo, 1980.
20. Janković D., Todorović J.: “Teorija kretanja motornih vozila”, Mašinski fakultet Beograd, 1990.
21. Filipović I., Bibić Dž., Pikula B.: “Uputstvo o pregledu vozila namjenjenih za međunarodni drumski transport”, Mašinski fakultet Sarajevo, 1997.
22. Filipović I.: “Cestovna vozila”, Fakultet za saobraćaj i komunikacije, Sarajevo, 2002.
23. Krpan D. Jeras D.: “Laki motori I”, Sveučiližna naklada Liber, Zagreb, 1976 god.
24. Knor P.: “Dinamika motornih vozila”, Mašinski fakultet sarajevo, 2004 god.
25. Knor P.: “Konstrukcija motornih vozila”, Mašinski fakultet sarajevo, 2004 god.
26. Prospektni materijali i standardi.
27. Stojičić T., Filipović I.:”Zbirka rješenih zadataka iz motora sa unutrašnjim sagorijevanjem – I dio”, Mašinski fakultet sarajevo, 1982 god.
28. Simić D. Radonjić R. :”Motorna vozila–zbirka zadataka”, Naučna knjiga; Beograd, 1990 god.

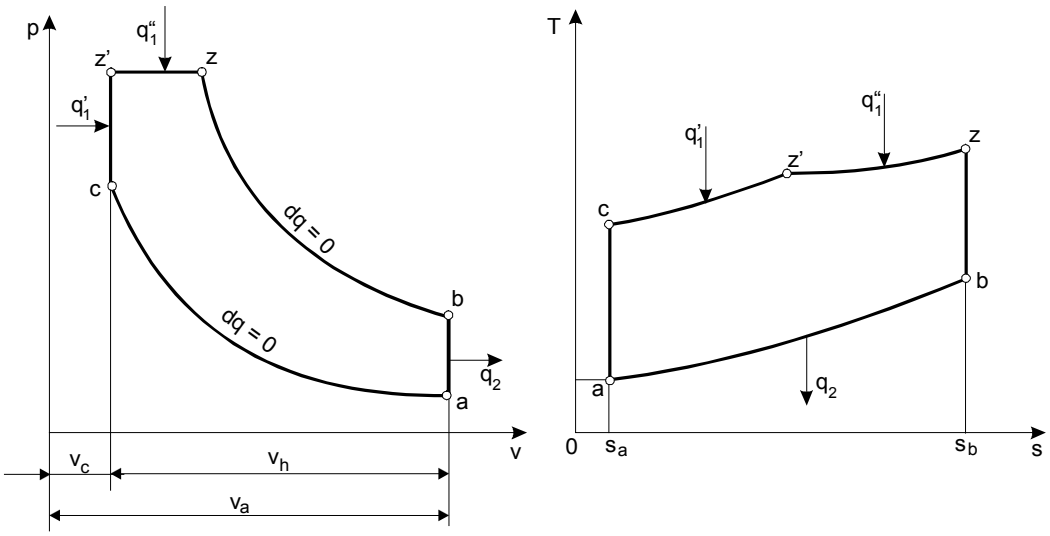
DODATAK (Vježbe)

A. Ciklusi motora sui

1. Za idealan ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote, prema slici 1, treba da se odredi srednja termodinamička temperatura ciklusa $T_{mt} = f(\varepsilon, \rho, \lambda, æ, T_a)$.

Rješenje:

Pretpostavlja se jedinična masa radne materije (m=1 kg). Poznati su odnosi $\varepsilon = \frac{v_a}{v_c}, \lambda = \frac{p_z}{p_c}, \rho = \frac{v_z}{v_c}$.



Sl.1 Idealni ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote

Srednja termodinamička temperatura:

$$T_{mt} = \frac{q_1 - \mid q_2 \mid}{s_b - s_a}$$

Dovedena toplota:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v\ (T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'})$$

Odvedena toplota:

$$q_2 = c_v(T_b - T_a)$$

Razlika entropija za proces pri v=const je:

$$s_b - s_a = c_v \cdot ln\, T \mid_a^b = c_v \cdot ln \frac{T_b}{T_a}$$

Sada je:

$$T_{mt} = \frac{c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}) - c_v(T_b - T_a)}{c_v \cdot ln \frac{T_b}{T_a}}$$

$$T_{mt} = \frac{(T_{z'} - T_c) + æ(T_z - T_{z'}) - (T_b - T_a)}{\ln \frac{T_b}{T_a}}$$

Jednačine stanja za tačke z' i c:

$$p_z \cdot v_{z'} = R \cdot T_{z'}$$
$$p_c \cdot v_c = R \cdot T_c$$
$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{T_{z'}}{T_c} \cdot \frac{v_c}{v_{z'}} = \frac{T_{z'}}{T_c} = \lambda \quad \text{jer je} \quad v_c = v_{z'}$$

Na osnovu adijabatske promjene stanja a - c može se pisati:

$$p_a \cdot v_a^{æ} = p_c \cdot v_c^{æ} \qquad \text{ili} \qquad \frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{v_a}{v_c}\right)^{æ}$$

$$\frac{p_c}{p_a} = \varepsilon^{æ} \tag{1}$$

Jednačine stanja za tačke a i c:

$$p_a \cdot v_a = R \cdot T_a$$
$$p_c \cdot v_c = R \cdot T_c$$
$$\frac{p_c}{p_a} = \frac{T_c}{T_a} \cdot \frac{v_a}{v_c} = \frac{T_c}{T_a} \cdot \varepsilon \tag{2}$$

Iz jednačina (1) i (2) dobije se:

$$\varepsilon^{æ} = \frac{T_c}{T_a} \cdot \varepsilon \quad \Rightarrow \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{æ\text{-}1}$$

Stepen povećanja pritiska pri dovođenju toplote:

$$\lambda = \frac{p_{z'}}{p_c} = \frac{T_{z'}}{T_c} \quad \Rightarrow \quad T_{z'} = \lambda \cdot T_c = \lambda \cdot T_a \cdot \varepsilon^{æ\text{-}1}$$

Stepen povećanja zapremine pri dovođenju toplote:

$$\rho = \frac{v_z}{v_{z'}} = \frac{T_z}{T_{z'}} \quad \Rightarrow \quad T_z = \rho \cdot T_{z'} = \lambda \cdot \rho \cdot T_a \cdot \varepsilon^{æ\text{-}1}$$

Za adijabatsku promjenu stanja z-b važi:

$$\frac{T_z}{T_b} = \left(\frac{v_b}{v_z}\right)^{æ\text{-}1} = \delta^{æ\text{-}1}, \quad \left(\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}\right)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{æ\text{-}1}} = \frac{T_z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{æ\text{-}1}} = \frac{T_a \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \varepsilon^{æ\text{-}1} \cdot \rho^{æ\text{-}1}}{\varepsilon^{æ\text{-}1}} = T_a \cdot \lambda \cdot \rho^{æ}$$

Koristeći prethodno izvedene izraze, konačno se dobije:

$$T_{mt} = \frac{T_a \cdot \varepsilon^{æ-1}\left(\lambda - 1\right) + æ \cdot \lambda \cdot T_a \cdot \varepsilon^{æ-1}\left(\rho - 1\right) - T_a\left(\lambda \cdot \rho^{æ} - 1\right)}{\ln\left(\lambda \cdot \rho^{æ}\right)}$$

ili

$$T_{mt} = T_a \frac{\varepsilon^{æ-1}\left(\lambda - 1\right) + æ \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{æ-1}\left(\rho - 1\right) - \left(\lambda \cdot \rho^{æ} - 1\right)}{\ln\left(\lambda \cdot \rho^{æ}\right)}$$

2. Uporediti idealne cikluse sa dovođenjem toplote pri p=const., dovođenjem toplote pri v = const. i sa kombinovanim dovođenjem toplote.

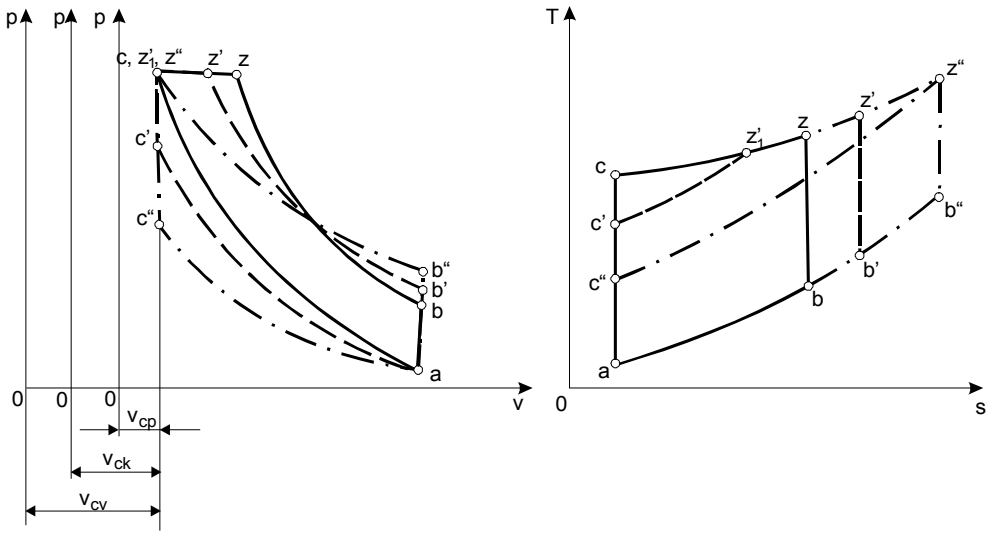
Poznati su sljedeći podaci:

- dovedena toplota q_1 = 1250 kJ/kg = const.
- maksimalni pritisak ciklusa p_z=5,0 MPa
- pritisak okoline p_a=0,1 MPa
- masa radne materije m=1 kg
- temperatura okoline T_a=293 K (t_a=20°C)

Radna materija je idealan gas. Gasna konstanta R = 287 J/kg. Stepen sabijanja kod kombinovanog dovođenja toplote je ε = 12.

Rješenje:

Na slici 2 je dato grafičko uoređenje ciklusa.

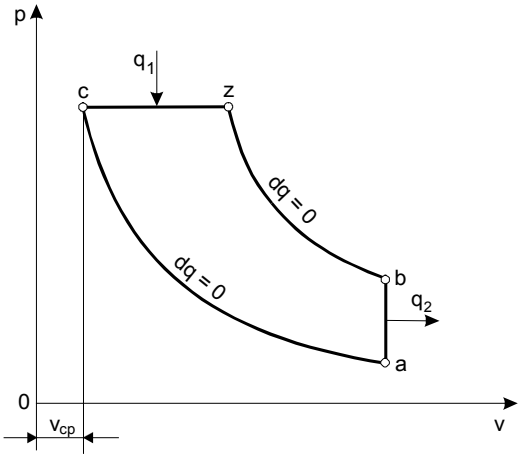


Sl. 2 Uoređenje idealnih ciklusa sa dovođenjem toplote pri v = const; p = const. i kombinovano dovođenje toplote

a) Ciklus sa dovođenjem toplote pri p = const. (v. sl.3)

Termodinamički stepen iskorištenja:

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}$$



Sl. 3 Idealni ciklus sa dovođenjem toplote pri p = const.

Prema slici 3 slijedi:

$$\frac{p_z}{p_a} = \frac{p_c}{p_a} = \varepsilon^{æ}$$

Odatle je:

$$\varepsilon = \left(\frac{p_z}{p_a}\right)^{\frac{1}{æ}} = \left(\frac{5{,}0}{0{,}1}\right)^{\frac{1}{1{,}4}}$$

$$\varepsilon = 16{,}35$$

Dovedena toplota:

$$q_1 = c_p\left(T_z - T_c\right) = \frac{æ \cdot \mathrm{R}}{æ - 1} \cdot T_a \cdot \varepsilon^{æ-1} \cdot \left(\rho - 1\right)$$

Ako se uvrste brojčane vrijednosti:

$$1250 \cdot 10^3 = \frac{1{,}4 : 287}{1{,}44 - 1} \cdot 293 \cdot 16{,}35^{1{,}4-1} \cdot \left(\rho - 1\right) \Rightarrow \rho = 2{,}389$$

Za ovaj ciklus važi $\lambda = 1$ i $\rho' = 1$.

Odvedena toplota za ciklus na sl. 3 $q_2 = q_{2p}$ se računa kao:

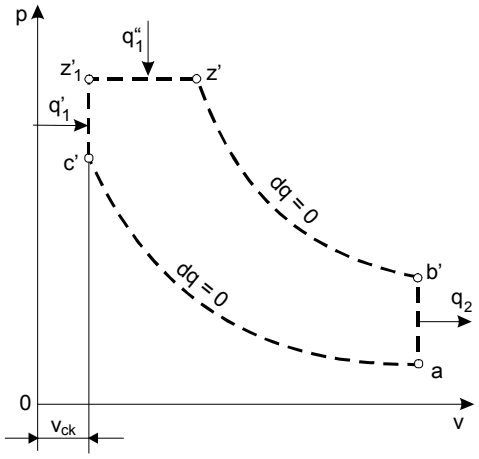
$$q_{2p} = c_v\left(T_b - T_a\right) = \frac{R}{æ - 1} \cdot T_a \cdot \left(\rho^{æ} - 1\right) = \frac{287}{1{,}4 - 1} \cdot (293 \cdot 2{,}389^{1{,}4} - 1) = 501{,}3 kJ / kg$$

Sada se dobije:

$$\eta_{tp} = 11 - \frac{501{,}3}{1250} = 0{,}599$$

b) Ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote (v. sliku 4)

Za ovaj ciklus je zadato $\varepsilon = 12$. Prema slici 4 slijedi:



Sl. 4 Idealni ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_{ck}} \Rightarrow v_{ck} = \frac{v_a}{\varepsilon}$$

Iz jednačine stanja za tačku a dobije se:

$$v_a = \frac{R \cdot T_a}{P_a} = \frac{287 \cdot 293}{0{,}1 \cdot 10^6} = 0{,}841 m^3 / kg$$

Sada je:

$$v_{ck} = v_{c'} = \frac{0{,}841}{12} = 0{,}07 \frac{m^3}{kg}$$

Na osnovu adijabatske promjene stanja a - c' slijedi:

$$T_{c'} = T_a \cdot \varepsilon^{æ\text{-}1} = 293 \cdot 12^{1{,}4-1}$$

$$T_{c'} = 792K$$

$$p_{c'} = \frac{R \cdot T_{c'}}{v_{c'}} = \frac{287 \cdot 792}{0{,}07} = 3{,}25 \cdot 10^6 \, Pa = 3{,}25 MPa$$

Stepen povećanja pritiska u toku dovođenja toplote:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_{c'}} = \frac{5{,}0}{3{,}25} = 1{,}538$$

Toplota dovedena pri v = const.:

$$q'_1 = c_v \left(T_{z_1'} - T_{c'} \right) = \frac{R}{æ\text{-}1} \cdot T_{c'} \left(\frac{T_{z'_1}}{T_{c'}} - 1 \right)$$

$$\frac{T_{z'_1}}{T_{c'}} = \frac{p_z}{p_{c'}} = \lambda = 1{,}538$$

$$q_1' = \frac{287}{1{,}4 - 1} \cdot 792 (1{,}538 - 1) = 305{,}7 \quad kJ / kg$$

Toplota dovedena pri p = const.:

$$q_1^{''} = q_1 - q_1' = 1250 - 305,7 = 944,3 \quad kJ/kg$$
$$q_1^{''} = c_p\left(T_{z'} - T_{z_1'}\right)$$

Temperatura u tački z':

$$T_{z'} = \frac{q_1^{''}}{c_p} + T_{z_1'}$$
$$T_{z_1'} = T_{c'} \cdot \lambda = 792 \cdot 1,538 = 1218 \quad K$$
$$T_{z'} = \frac{q_1^{''}}{\frac{æ \cdot R}{æ - 1}} + T_{z_1'} = \frac{944,3 \cdot 10^3}{\frac{1,4 \cdot 287}{1,4 - 1}} + 1218 = 2158 \quad K$$

Stepen povećanja zapremine pri dovođenju toplote:

$$\rho = \frac{v_{z'}}{v_{z_1'}} = \frac{T_{z'}}{T_{z_1'}} = \frac{2158}{1218} = 1,77$$

Sada se dobije:

$$T_b = T_a \cdot \lambda \cdot \rho^{æ} = 293 \cdot 1,538 \cdot 1,77^{1,4} = 1002 \quad K$$

Odvedena toplota za kombinovani ciklus računa se kao:

$$q_{2k} = c_v\left(T_b - T_a\right) = \frac{R}{æ - 1}\left(T_b - T_a\right) = \frac{287}{1,4 - 1}\left(1002 - 293\right) = 508,9 \quad kJ/kg$$

Termodinamički stepen iskorištenja je:

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{508,9}{1250} = 0,593$$

c) Ciklus sa dovođenjem toplote pri v = const. (v. sliku 5)

Termodinamički stepen iskorištenja:

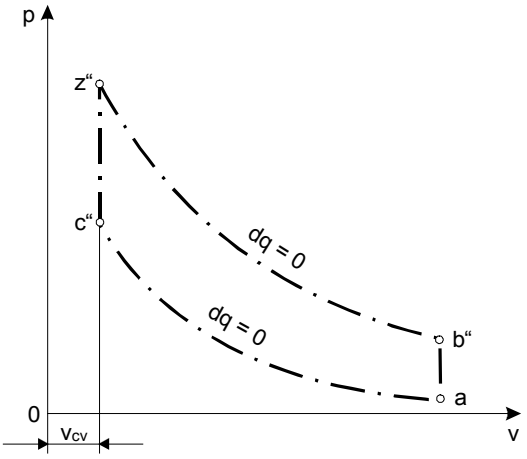
$$\eta_{tv} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}$$

Dovedena toplota:

$$q_1 = c_v\left(T_{z''} - T_{c''}\right) = \frac{R}{æ - 1} \cdot T_a \cdot \varepsilon^{æ-1} \cdot \left(\lambda - 1\right)$$

Odvedena toplota:

$$q_{2p} = c_v\left(T_{b''} - T_a\right)$$



Sl. 5 Idealni ciklus sa dovođenjem toplote pri v = const.

Stepen povećanja pritiska pri dovođenju toplote dat je sljedećim izrazom:

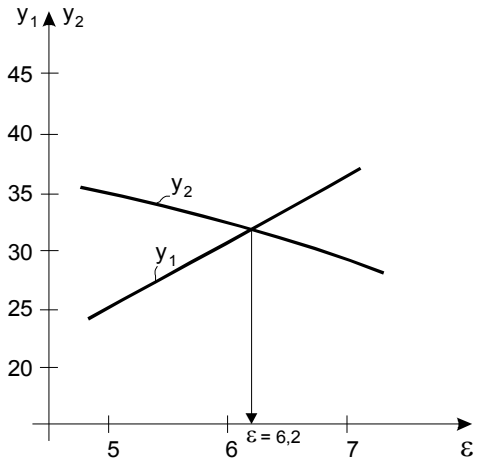
$$\lambda = \frac{p_{z"}}{p_{c"}} = \frac{5{,}0}{p_a \cdot \varepsilon^{æ}} = \frac{5{,}0}{0{,}1 \cdot \varepsilon^{æ}}$$

Sada je:

$$q_1 = \frac{R \cdot T_a}{æ - 1} \cdot \left(\frac{50}{\varepsilon} - \varepsilon^{æ-1} \right)$$

ili

$$\underbrace{\frac{q_1 \cdot \varepsilon}{R \cdot T_a}(æ - 1)}_{y_1} = \underbrace{50 - \varepsilon^{æ}}_{y_2} \qquad (3)$$



Sl. 6 Grafičko rješenje jednačine (3)

Prethodna jednačina se rješava grafički, kako je prikazano na slici 6, a za konkretan slučaj stepen sabijanja ε iznosi $\varepsilon \approx 6{,}2$.

Sada se dobije:

$$p_{c"} = p_a \cdot \varepsilon^{æ} = 0{,}1 \cdot 6{,}2^{1{,}4} = 1{,}29 \quad MPa$$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_{c''}} = \frac{5{,}0}{1{,}29} = 3{,}876$$

$$T_b = T_a \cdot \lambda = 2933 \cdot 3{,}87 = 1136 \quad [K]$$

Odvedena toplota je:

$$q_2 = c_v (T_b - T_a) = \frac{R}{æ - 1}(T_b - T_a) = \frac{287}{1{,}4 - 1}(1136 - 293) = 604{,}8 \quad [kJ/kg]$$

Termodinamički stepen iskorištenja za ovaj ciklus je:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{604{,}8}{1250} = 0{,}516$$

Upoređujući dobivene rezultate odvedene količine toplote i termodinamičkog stepena iskorištenja za sva tri prethodna slučaja:

$$q_{2p} = 501{,}3 \quad [kJ/kg] \qquad \eta_{tp} = 0{,}599$$

$$q_{2k} = 508{,}9 \quad [kJ/kg] \qquad \eta_{tk} = 0{,}593$$

$$q_{2v} = 604{,}8 \quad [kJ/kg] \qquad \eta_{tv} = 0{,}516$$

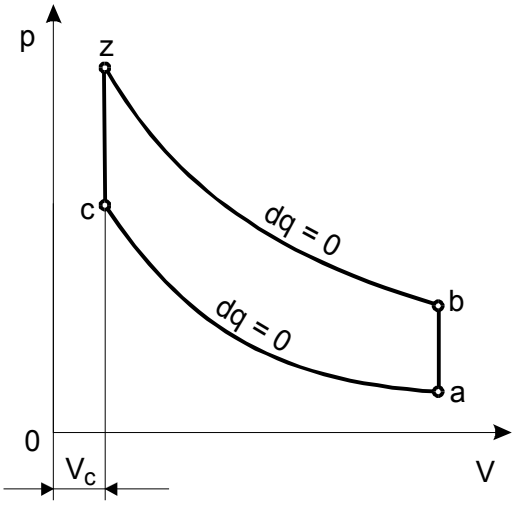
može se napisati zavisnost:

$$q_{2p} < q_{2k} < q_{2v} \quad \text{i} \quad \eta_{tp} > \eta_{tk} > \eta_{tv}$$

koja predstavlja ocjenski kriterij upoređenja prethodna tri ciklusa.

3. Dat je idealni ciklus, prikazan na slilci 7. Poznati su sljedeći podaci:

- pritisak okoline p_a=0,09 MPa,
- temperatura okoline T_a = 293 K (t_a = 20 °C),
- kompresiona zapremina V_c = 0,01 m^3,
- stepen sabijanja ε = 4,6,
- brzina obrtanja n = 10 o/s,
- dovedena toplota Q_1 = 64 kJ/ ciklus,
- specifična toplota c_v = 0,71 kJ/kg,
- gasna konstanta R = 287 J/kg K.



Slika 7

Odrediti:

a) termodinamički stepen iskorištenja η_t,
b) srednji termodinamički pritisak p_{mt},
c) snagu P, alo je motor četverotaktni.

Rješenje:
a) $\eta_t = 0{,}465$,
b) $p_{mt} = 0{,}827$ MPa,
c) P = 149 kW.

4. Dat je idealan ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote. Količina dovedene toplote je $q_1 = 2{,}5$ MJ/kg radne materije, pri čemu je $q_1' = q_{1'}''$. Maksimalni pritisak ciklusa je $p_z = 6{,}0$ MPa. Parametri početnog stanja su:

- pritisak $p_o = 0{,}1$ MPa,
- temperatura $T_o = 293$ K ($t_o = 20$ °C),
- specifična zapremina $v_a = 0{,}87$ m^3/kg.

Odrediti:

a) stepen sabijanja ε,
b) odnos pritiska λ pri dovođenju toplote kod v = const.,
c) odnos zapremine ρ pri dovođenju toplote kod p = const., i
d) termodinamički stepen iskorištenja η_t.

Napmena: Napisati jednačine za toplote q_1' i $q_{1'}''$, zatim odnose temperatura zamijeniti odgovarajućim odnosima pritisaka ciklusa.

Rješenje:
a) $\varepsilon = 7{,}2$,
b) $\lambda = 3{,}71$,
c) $\rho = 1{,}52$,
d) $\eta_t = 0{,}512$.

5. Odrediti termodinamički stepen iskorištenja η_t i koristan rad l_t idealnog ciklusa sa dovođenjem toplote pri v = const. Poznati su podaci:

- početno stanje okoline $p_a = 0{,}09$ MPa, $T_a = 293$ K ($t_a = 20$ °C),
- dovedena toplota $q_1 = 1{,}3$ MJ/kg,
- stepen sabijanja $\varepsilon = 4{,}6$,
- kompresiona zapremina $V_c = 0{,}01$ m^3.

Odrediti također snagu motora, ako je n = 16,7 o/s i ako je motor dvotaktni.

Rješenje:

a) $\eta_t = 0{,}465$,
b) $l_t = 605$ kJ/kg
c) P = 497,4 kW

6. Idealni ciklus sa dovođenjem toplote pri v = const. ima stepen sabijanja ε = 8. Stanje okoline je p_a = 6,0 MPa, t_a = 18 °C (T_a = 291 K). Dovedena toplota je q_l = 1800 kJ/kg.

Odrediti:

a) Pritisak i temperaturu u karateristićnim tačkama,
b) Termodinamički stepen iskorištenja η_t,
c) Srednji termodinamički pritisak p_{mt},
d) Specifičnu snagu (P_s) četvorotaktnog motora pri n = 16,7 o/s

Rješenje:

a) p_a = 0,1 MPa; t_a = 18 °C (T_a = 291 K),
p_c = 1,877 MPa; t_c = 410 °C (T_c = 683 K),
p_z = 8,95 MPa; t_z = 2985 °C (T_z = 3258 K),
p_b = 0,477 MPa; t_b = 1115 °C (T_b = 1388 K).

b) η_t = 0,574,

c) p_{mt} = 1,414 MPa,

d) P_s = 8638, 9 kW/kg.

7. Dat je prehranjivani 6-cilindričnii 4-taktni dizel-motor sa sljedećim podacima:

- ukupna hodna zapremina $V_h = 8 \cdot 10^{-3}\, m^3$
- prečnik cilindra D = 130 mm
- brzina obrtanja n = 43,3 o/s
- temperatura zraka na ulazu u motor $T_k \approx T_a = 380K$ (t_k=107°C)
- pritisak zraka na ulazu u motor $p_k \approx p_a$
- eksponent politrope sabijanja zraka u kompresoru n = 1,6
- stepen sabijanja u motoru $\varepsilon = 15$
- maksimalni pritisak ciklusa $p_z = 11{,}0\ MPa$
- maksimalna temperatura ciklusa $T_z = 2100K$ $(t_z = 1827°C)$
- eksponenti politrope za procese u motoru: za sabijanje n_1 = 1,3, za širenje n_2 = 1,25
- zavisnost pritiska mehaničkih gubitaka data je izrazom $p_m = 0{,}105 + 0{,}12 \cdot c_m\ [MPa]$, gdje je c_m $[m/s]$ srednja brzina klipa
- časovna potrošnja goriva $G_h = 56{,}4\ kg/h$
- stanje okoline: $p_0 = 0{,}1\ MPa$, $T_0 = 293\ K$ $(t_0 = 20°C)$

Ako se za osnovu uzme idealni ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote i dovođenje toplote u gasnu turbinu pri p = const. (slika 8), odrediti:

a) efektivnu snagu P_e i efektivni obrtni momenat motora M_e (koeficijent zaokruženja indikatorskog diagrama je $\varphi = 0{,}95$),
b) efektivni stepen iskorištenja η_e, ako je donja kaloričnа moć goriva $Q_d = 43500$ kJ/kg

Izrada:

a) Efektivna snaga motora

$$P_e = 2 \cdot \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{\tau}$$

$$\tau = 4$$

$$V_h = 8 \cdot 10^{-3} \quad m^3$$

$$n = 43{,}3 \quad o/s$$

$$p_e = p_i - p_m$$

$$p_m = 0{,}105 + 0{,}012 \cdot c_m$$

$$c_m = 2 \cdot s \cdot n$$

$$s = \frac{V_{h_1}}{\frac{D^2 \pi}{4}}$$

$$V_{h_1} = \frac{V_h}{6} = \frac{8}{6} = 1{,}667 \quad m^3$$

$$D = 1{,}3 \quad dm$$

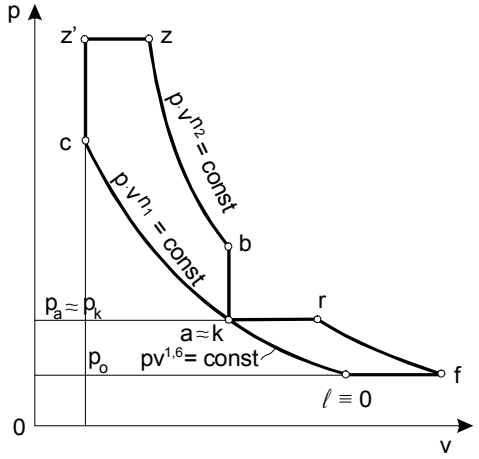
$$s = \frac{1{,}667 \cdot 4}{1{,}3^2 \cdot \pi} = 1\ dm = 0{,}1\ m$$

Srednja brzina klipa je:

$$c_m = 2 \cdot 0{,}1 \cdot 43{,}3 = 8{,}67 \quad m/s$$

Srednji pritisak mehaničkih gubitaka se računa kao:

$$p_m = 0{,}105 + 0{,}012 \cdot 8{,}67 = 0{,}105 + 0{,}104 = 0{,}209 \quad MPa$$



Sl. 8 Idealni ciklus nadpunjenog motora sa kombinovanim dovođenjem toplote

Indicirani pritisak idealnog ciklusa motora dat je sljedećim izrazom:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left\{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2 - 1}\right] - \frac{1}{n_1 - 1}\left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{n_1 - 1}\right]\right\}$$

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

Za promjenu stanja 0-a važi $p \cdot T^{\frac{1,6}{1,6-1}} = const.,$ pa se dobije:

$$p_a \approx p_k = \left(\frac{T_a}{T_0}\right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot p_0 = \left(\frac{380}{293}\right)^{\frac{1,6}{1,6-1}} \cdot 0,1 = 0,2 \quad MPa$$

odnosno pritisak čiste kompresije je:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,2 \cdot 15^{1,3} = 6,76 \quad MPa$$
$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{11,0}{6,76} = 1,627$$
$$\rho = \frac{v_z}{v_c} = \frac{v_z}{v_{z'}} = \frac{T_2}{T_{z'}}$$
$$T_z = 2100\ K$$
$$T_{z'} = T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 380 \cdot 1,627 \cdot 15^{1,3-1} = 1393\ K$$
$$\rho = \frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{2100}{1393} = 1,51$$

Sada je:

$$p_i' = \frac{6,76}{15-1} \cdot \left\{1,6255(1,51-1) + \frac{1,625 \cdot 1,51}{1,25-1}\left[1-\left(\frac{1,51}{15}\right)^{1,25-1}\right] - \frac{1}{1,3-1}\left[1-\left(\frac{1}{15}\right)^{1,3-1}\right]\right\} = 1,575 \quad MPa$$

Indicirani pritisak zaokruženog dijagrama:

$$p_i = p'_i \cdot \varphi = 1,585 \cdot 0,95 = 1,506\ MPa$$
$$p_e = p_i - p_m = 1,506 - 0,209 = 1,297\ MPa = 1,297 \cdot 10^6\ Pa$$

Konačno se dobiva snaga motora kao:

$$P_e = 2 \cdot \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{\tau} = 2 \cdot \frac{1,297 \cdot 10^6 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 43,3}{4} \cdot 2,246 \cdot 10^5\ w = 224,6\ kW$$

Efektivni obrtni momenat se računa kao:

$$M_e = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{2,246 \cdot 10^5}{2 \cdot \pi \cdot 43,3} = 826\ Nm$$

b) Efektivni stepen iskorištenja motora se može izraziti kao:

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_1} = \frac{P_e}{G_h \cdot Q_d} = \frac{2,246 \cdot 10^5}{56,4 \cdot \frac{1}{3600} \cdot 43500 \cdot 10^3} \approx 0,33$$

8. Pri ispitivanju 6-cilindričnog četverotaktnog dizel-motora određeni su sljedeći podaci:

- sila na kočnici F=677 N
- brzina obrtanja n=36,7 o/s
- vrijeme potrošnje 1 kg goriva $\tau = 2,25\,\text{min} = 135s$
- konstanta kočnice c=4,49 $\cdot 10^{-3}$ $[s \cdot kW / N]$

- hodna zapremina jednog cilindra $v_{h_1} = 1{,}6\ dm^3$
- koeficijent punjenja $\eta_v = 0{,}87$
- težinski sastav goriva: $C = 0{,}87, H = 0{,}13$
- okolni uslovi: $P_0 = 715\ mm \quad Hg = 0{,}0953\ MPa, \quad t_0 = 17°C \quad (T_0 = 290K)$
- specifična gustina goriva $\rho = 830\ kg/m^3$

Ako se faktor korekcije k definiše prema DIN 70020 (k = 1,058), odrediti:

a) Korigovane vrijednosti efektivne snage, efektivnog obrtnog momenta i specifične potrošnje goriva.
b) Ciklusno doziranje (količinu ubrizganog goriva po jednom ciklusu i cilindru) u mm^3/cikl.cil.
c) Efektivni stepen iskorištenja (η_e), ako je donja toplotna moć goriva $Q_d = 43100 \quad kJ/kg$.
d) Ekvivalentni odnos zraka α.

Izrada:

a) Efektivna snaga:

$$P_e = F \cdot n \cdot c = 677 \cdot 36{,}7 \cdot 4{,}49 \cdot 10^{-3} = 111{,}6 \quad kW$$

Korigovana vrijednost efektivne snage:

$$P_{eo} = k \cdot P_e = 1{,}058 \cdot 111{,}6 = 118{,}07 \quad kW$$

Obrtni momenat motora:

$$M_e = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{111{,}6 \cdot 10^3}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 36{,}7} = 484{,}2 \quad Nm$$

Korigovana vrijednost obrtnog momenta:

$$M_{eo} = M_e \cdot k = 484{,}2 \cdot 1{,}058 = 512{,}3 \quad Nm$$

Specifična potrošnja goriva:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} \quad g/kWh$$

$$G_h = 1kg \frac{60}{\tau} = 1 \cdot \frac{60}{2{,}25} = 26{,}7 \quad kg/h$$

$$g_e = \frac{26{,}7 \cdot 10^3}{111{,}6} = 239{,}25 \quad g/kWh$$

Korigovana specifična potrošnja goriva dobiva se uz pomoć korekcionog faktora k, kao:

$$g_{eo} = \frac{g_e}{k} = \frac{239{,}25}{1{,}058} = 226{,}13 \quad g/kWh$$

b) Ciklusno doziranje goriva po jednom cilindru u težinskim jedinicama:

$$\overset{\circ}{Q}_{cikl,cil} = \frac{G_h}{i} \cdot \frac{1}{3600} \cdot t_{cik} = \frac{G_h}{i} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{\tau}{2 \cdot n} = \frac{G_h}{6} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{2}{n} \quad \left[\frac{mg}{cikl \cdot cil}\right]$$

$$\overset{\circ}{Q}_{cikl,cil} = \frac{26,7}{6} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{2}{36,7} = 6,74 \cdot 10^{-5} \ \frac{kg}{cikl \cdot cil} = 0,0674 \quad \frac{g}{cikl \cdot cil}$$

Ciklusno doziranje goriva u zapreminskim jedinicama:

$$\overset{\circ}{V}_{cikl,cil} = \frac{\overset{\circ}{Q}_{cikl,cil.}}{\rho} \quad \left[cm^3 \ / \ cikl.cil\right]$$

$$\overset{\circ}{V}_{cikl,cil} = \frac{0,0674}{0,83} = 0,0812 \quad cm^3 / cikl.cil = 81,2 \quad mm^3 / cikl.cil.$$

c) Efektivni stepen iskorištenja:

$$\eta_e = \frac{P_e}{G_h \cdot Q_d} = \frac{111,6 \cdot 10^3}{\frac{26,7}{3600} \cdot 43100 \cdot 10^3} = 0,349$$

d) Ekvivalentni odnos zraka:

$$\alpha = \frac{G_{stv}}{G_h \cdot l_0} \quad [-]$$

Stvarna potrošnja zraka:

$$G_{stv} = \frac{V_{stv}}{t} \cdot \rho_0 = \frac{2 \cdot n \cdot V_{stv}}{\tau} \cdot \rho_0 \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$V_{stv} = V_h \cdot \eta_v = 6 \cdot V_{h_1} \cdot \eta_v = 6 \cdot 1,6 \cdot 0,87 = 8,35 \quad dm^3$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_0} = \frac{\frac{715}{750}10^5}{287 \cdot 290} = 1,145 \quad kg / m^3$$

$$G_{stv} = \frac{2 \cdot 36,7 \cdot 8,35 \cdot 10^{-3}}{4} \cdot 1,145 = 0,175 \ kg / s = 631,6 \ kg / h$$

Ako je poznat sastav goriva, stehiometrijski odnos l_0 može se izračunati na sljedeći način:

Prvo se odredi količina kisika, potrebna za reakcije sa ugljikom (C) i vodikom (H), a zatim se izračuna odgovarajuća količina zraka (molarni udio kisika u zraku = 20,99 %).

Reakcija kisika i ugljika:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$1 \ mol \ C + 1 \ mol \ O_2 \rightarrow 1 \ mol \ CO_2$$

$$12 \ kg \ C + 32 \ kg \ O_2 \rightarrow 44 \ kg \ CO_2$$

$$1 \ kg \ C + \frac{32}{12} \ kg \ O_2 \rightarrow \frac{44}{12} \ kg \ CO_2$$

za 1 kg C potrebno je $\frac{32}{12}$ kg O_2

Reakcija kisika i vodika:

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O$$

$$1\ mol\ H_2 + \frac{1}{2}\ mol\ O_2 \rightarrow 1\ mol\ H_2O$$

$$2\ kg\ H_2 + \frac{32}{2}\ kg\ O_2 \rightarrow 18\ kg\ H_2O$$

$$1\ kg\ H_2 + \frac{32}{4}\ kg\ O_2 \rightarrow 18\ kg\ H_2O$$

za 1 kg H_2 potrebno je $\frac{32}{4}\ kg\ O_2$

Iz prethodne dvije reakcije određuje se ukupno potrebna količina kisika za 1 kg goriva:

$$C\ \frac{32}{12} + H\ \frac{32}{4} = 0{,}87\frac{32}{12} + 0{,}13\frac{31}{4} = 2{,}322 + 1{,}04 = 3{,}36\ \frac{kg\ O_2}{kg\ goriva}$$

Odnos kisika i azota u zraku je:

$$\frac{N_2}{O_2} = \frac{79{,}01}{20{,}99} = 3{,}764\quad \frac{mol\ N_2}{mol\ O_2} = 3{,}313\quad \frac{kg\ N_2}{kg\ O_2}$$

Količina azota, prisutna pri sagorijevanju goriva je:

$$3{,}313 \cdot 3{,}36 = 11{,}132\ \frac{kg\ N_2}{kg\ goriva}$$

Količina zraka, potrebna za sagorijevanje:

$$l_0 = 3{,}36\ \frac{kg\ O_2}{kg\ goriva} + 11{,}132\ \frac{kg\ N_2}{kg\ goriva} = 14{,}5\ \frac{kg\ zraka}{kg\ goriva}$$

Stehiometrijski odnos l_0 može se izračunati i na sljedeći način:

$$l_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4}\right) \cdot M_z \approx \frac{1}{0{,}21} \cdot \left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}13}{4}\right) \cdot 29$$ ($M_z = 29$ – molekularna težina zraka)

$$l_0 = 14{,}5\ \frac{kg\ zraka}{kg\ goriva}$$

Sada se može izračunati ekvivalentni odnos zraka:

$$\alpha = \frac{G_{stv}}{G_h \cdot l_0} = \frac{630{,}7}{26{,}7 \cdot 14{,}5} = 1{,}629$$

9. Pri ispitivanju četvorotaktnog motora sa prinudnim paljenjem smješe, hodne zapremine V_h=0,63 dm^3, na probnom stolu određeni su sljedeći podaci:

- brzina obrtanja n = 83,3 o/s
- sila na kočnici F = 47,1 N
- konstanta kočnice c = $4{,}5 \cdot 10^{-3}$ $[s\ kW / N]$
- srednji indicirani pritisak p_i = 0,8 MPa
- izmjerena potrošnja goriva G_{min} = 6,24 kg/h
- donja toplotna moć goriva Q_d = 43400 kJ/kg
- stehiometrijski odnos $l_0 = 14{,}7\ \frac{kg\ zraka}{kg\ goriva}$

- stvarna potrošnja zraka $\overset{\circ}{Q}_h = 88 \quad kg/h$

Odrediti:

a) Stepene iskorištenja: mehanički $\eta_{m'}$ efektivni η_e i indicirani η_i.
b) Stepen punjenja η_v i ekvivalentni odnos zraka α.

Rješenje:

a) Stepen mehaničkih gubitaka računa se kao $\eta_m = P_e / P_i$,

Efikasna snaga se računa na osnovu mjerenja sila na kočnici (F) i broja obrtanja motora (n), uz poznatu konstantu kočnice (c) kao:

$P_e = c \cdot F \cdot n = 4{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 47{,}1 \cdot 83{,}3 = 17{,}65 \quad kW$

odnosno: $P_i = 2 \cdot \dfrac{V_h \cdot p_i \cdot n}{\tau} = 2 \cdot \dfrac{0{,}63 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 83{,}3}{4} = 20.992 \quad W = 20{,}99 \quad kW$

Konačno je $\eta_m = 17{,}65 / 20{,}99 = 0{,}84$
Efektivni stepen iskorištenja računa se kao:

$$\eta_e = \frac{P_e}{G_h \cdot Q_d} = \frac{17{,}65 \cdot 10^3}{\dfrac{6{,}24}{3600} \cdot 43400 \cdot 10^3} = 0{,}235$$

odnosno, indicirani stepen iskorištenja je :

$\eta_i = \eta_e / \eta_m = 0{,}235 / 0{,}84 = 0{,}28$

b) Stepen volumetrijskog punjenja motora je: $\eta_v = \overset{\circ}{Q}_h / \overset{\circ}{Q}_{teor}$ gdje je teoretski protok zraka:

$$\overset{\circ}{Q}_{teor} = \frac{V_h}{t} \cdot \rho_0 = \frac{V_h}{\tau/(2n)} \cdot \frac{p_0}{RT_0} = \frac{0{,}63 \cdot 10^{-3}}{4/(2 \cdot 83{,}3)} \cdot \frac{1 \cdot 10^5}{287 \cdot 293} = 0{,}031 \quad kg/s = 112{,}3 \quad kg/h$$

Konačno je volumetrijski stepen punjenja:

$\eta_v = 88 / 112{,}3 = 0{,}783$

Ekvivalentni odnos zraka (koeficijenat viška zraka) računa se kao:

$$\alpha = \overset{\circ}{Q}_h / G_h \cdot l_0 = 88/(6{,}24 \cdot 14{,}7) = 0{,}96.$$

10. Pri ispitivanju četvorotaktnog dizel-motora hodne zapremine V_h=1,6 dm^3, određeni su sljedeći podaci:

- brzina obrtanja n=33,3 o/s
- ekvivalentni odnos zraka $\alpha = 1{,}4$
- stepen punjenja $\eta_v = 0{,}87$
- efektivni stepen iskorištenja $\eta_e = 0{,}33$
- mehanički stepen iskorištenja $\eta_m = 0{,}8$

Za ispitivanje je korišteno dizel gorivo D2 sa sljedećim fizikalnim osobinama: $l_0 = 14{,}35 \quad \frac{kg\ zraka}{1\,kg\ goriva}$, $Q_d = 41300 \quad kJ/kg$ goriva.

Kompresor politropski predsabija zrak prije ulaska u cilindar na pritisak $p_k = 0{,}17 \quad MPa$, sa izložiteljem politrope n=1,6. Stanje okoilne je: p_0=0,1 MPa, t_0=20°C (T_0=293 K).
Odrediti:

a) Efektivnu P_e i indiciranu P_i snagu
b) Srednji efektivni pritisak p_e i srednji pritisak mehaničkih gubitaka p_m
c) Specifičnu potrošnju goriva g_e $\left[g/kWh\right]$
d) Zapreminsku količinu zraka koju motor troši za 1 sat $\left[m^3/h\right]$, preračunatu na stanje okolne atmosfere (prije ulaska u kompresor).

Rješenje:

Polazeći od poznatih izraza za proračun snage motora (uobičajenih) $P_e = c \cdot n \cdot F$ i $P_e = 2 \cdot V_h \cdot n \cdot p_e / \tau$ jasno je da za oba izraza nedostaje podataka da se sračuna snaga motora. U konkretnom slučaju može se prići proračunu indirektnim putem preko efektivnog stepena iskorištenja:

$$\eta_e = \frac{P_e}{G_h \cdot Q_d}$$

Za prethodni izraz koristiće se jednačina za ekvivalentni odnos zraka:

$$\alpha = \frac{\overset{\circ}{Q}_h}{G_h \cdot Q_d}$$

gdje je: $\overset{\circ}{Q}_h = \eta_v \cdot Q_{teor} = \eta_v \cdot \frac{V_h}{\tau/(2n)} \cdot \frac{p_k}{R \cdot T_k}$

Za ovaj proračun treba prvo odrediti stanje fluida iza kompresora, a na osnovu stanja ispred kompresora (okolnih uslova) i pritiska iza kompresora p_k.
Koristeći jednačinu politropske promjene i jednačinu stanja može se dobiti:

$$p \cdot v^n = const$$
$$p \cdot v = m \cdot R \cdot T$$
$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_k}\right)^{\frac{1-n}{n}} = 293 \cdot \left(\frac{0{,}1}{0{,}17}\right)^{\frac{1-1{,}6}{1{,}6}}$$
$$T_k = 357{,}5 \quad K$$

Sada je gustina fluida iza kompresora:

$$\rho_k = \frac{0{,}17 \cdot 10^6}{287 \cdot 357{,}7} = 1{,}657 \quad kg/m^3$$

Konačno je maseni protok zraka:

$$\overset{\circ}{Q}_h = 0{,}87 \cdot \frac{1{,}6 \cdot 10^{-3}}{4/2 \cdot 33{,}3} \cdot 1{,}657 = 0{,}044 \quad kg/s = 158{,}9 \quad kg/h$$

Sada se na osnovu jednačine za ekvivalentni odnos zraka može odrediti časovna potrošnja goriva kao:

$$G_h = \frac{\overset{\circ}{Q}_h}{l_0 \cdot \alpha} = \frac{158,9}{14,35 \cdot 1,4} = 7,91 \quad kg/h$$

Na osnovu izraza za efektivni stepen korisnosti može se odrediti efektivna snaga motora kao:

$$P_e = G_h \cdot Q_d \cdot \eta_e = 7,91 \cdot \frac{1}{3600} \cdot 41300 \cdot 0,33 = 29,95 \quad kW$$

Indicirana snaga se određuje na osnovu izraza:

$$P_i = P_e / \eta_m = 29,95 / 0,8 = 37,4 \quad kW$$

b) Srednji efektivni pritisak može se izračunati iz poznatog izraza za snagu kao:

$$p_e = \frac{P_e \cdot \tau}{2 \cdot V_h \cdot n} = \frac{29,95 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 33,3} = 11,24 \cdot 10^5 \quad Pa = 11,24 \quad bar$$

Srednji indicirani pritisak se računa kao:

$$p_i = p_e / \eta_m = 11,24 / 0,8 = 14,05 \quad bar$$

Pritisak mehaničkih gubitaka se sada može izračunati kao:

$$p_m = p_i - p_e = 14,05 - 11,24 = 2,81 \quad bar$$

c) Specifična potrošnja goriva određuje se kao:

$$g_e = G_h / P_e = 7,91 \cdot 10^3 / 29,95 = 264 \quad g/kWh$$

d) Zapreminski protok zraka, preračunat na okolne uslove računa se kao:

$$\overset{\circ}{Q}_{h_0} = \frac{Q_h}{\rho_0} = \frac{158,9}{\frac{1 \cdot 10^5}{287 \cdot 293}} = 133,6 \quad \frac{m^3}{h}$$

11. Odrediti indiciranu snagu P_i, efektivnu snagu P_e i obrtni momenat M_e četverotaktnog 4-cilindričnog motora, ako su poznati sljedeći podaci:

- srednji indicirani pritisak p_i=0,585 MPa
- brzina obrtanja n=10 o/s
- prečnik cilindra D=180 mm
- hod klipa s=220 mm
- mehanički stepen iskorištenja $\eta_m = 0,80$.

Rješenje:

$$P_i = 65,5 \quad kW; \quad P_e = 52,4 \quad kW; \quad M_e = 834,4 \quad Nm$$

12. Pri ispitivanju četverotaktnog 6-cilindričnog dizel-motora, sa ukupnom hodnom zapreminom V_h=7,5 dm^3, određeni su sljedeći podaci:

- sila na kočnici F=618 N
- brzina obrtanja n=36,7 o/s

- stvarna količina usisanog zraka $\overset{\circ}{V}_{st} = 400 \quad m^3 / h$
- časovna potrošnja goriva G_h=26 kg/h
- stanje okolne atmosfere: p_0=0,0966 MPa; t_0=20°C
- konstanta kočnice $c = 4{,}5 \cdot 10^{-3}$
- stehiometrijski odnos zrak/gorivo l_0=14,35.

Odrediti:

a) stepen punjenja η_v
b) ekvivalentni odnos zraka α
c) specifična potrošnja goriva g_e

Rješenje:

a) $\eta_v = 0{,}807; \quad b) \quad \alpha = 1{,}23; \quad c) \quad g_e = 255 \quad g / kWh$

13. Za dvotaktni 4-cilindrični motor sa prinudnim paljenjem dati su sljedeći podaci:

- prečnik cilindra D=65 mm
- hod klipa s=70 mm
- stepen punjenja $\eta_v = 0{,}70$
- časovna potrošnja goriva G_h=14 kg/h
- brzina obrtanja n=83,3 o/s
- stanje okoline: p_0=0,0973 MPa; t_0=35°C.

Ako je stehiometrijski odnos zrak/gorivo l_0=14,65 odrediti ekvivalentni odnos zraka α.

Rješenje:

$\alpha = 1{,}495$

14. Za četvorotaktni 6-cilindrični dizel-motor dati su sljedeći podaci:

- efektivna snaga P_e = 147 kW,
- brzina obrtanja n = 43,3 o/s,
- srednji efektivni pritisak p_e = 0,72 Mpa,
- odnos s/D = 0,75.

Odrediti srednji indicirani pritisak p_i i mehanički stepen iskorištenja, ako za pritisak trenja važi sljedeći izraz:

$P_m = 0{,}035 + 0{,}015 \cdot c_m$ [MPa] [c] = m/s

Rješenje:

p_i = 0,89 MPa η_m = 0,809

15. Pri ispitivanju četvorotaktnog motora na kočnici sa konstantom $c = 4{,}5 \cdot 10^{-3}$ određeni su sljedeći podaci:

- brzina obrtanja motora n = 26,7 o/s,
- hodna zapremina V_h = 10,5 dm^3,
- sila na kočnici F = 936 N,

- stanje okoline $p_o = 0{,}0944$ MPa, $t_o = 17$ °C ($T_o = 290$ K),
- časovna potrošnja goriva $G_h = 28{,}3$ kg/h,
- stehiometrijski odnos $l_o = 14{,}35$ kg zraka/kg goriva,
- časovna potrošnja zraka $V_{st} = 427$ m^3/h.

Odrediti:

a) efektivnu snagu P_e, obrtni moment M_e i specifičnu potrošnju goriva g_e,
b) stepen punjenja η_v i efektivni odnos zraka α.

Rješenje:

a) $P_e = 112{,}5$ kW,
$M_e = 671$ Nm,
$g_e = 251{,}6$ g/kWh.

b) $\eta_v = 0{,}846$,
$\alpha = 1{,}192$.

16. Na četvorotaktnom četvorocilindričnom oto motoru sa vodenim hlađenjm, hodne zapremine $V_h = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$ m^3, snimljeni su na probnom stolu sljedeći podaci:

- brzina obrtanja motora $n = 75$ s^{-1},
- sila na kočnici $F = 35$ N (konstantna kočnice $c = 4{,}5 \cdot 10^{-3}$ [s·kW/N]),
- potrošnja goriva $V_g = 25 \cdot 10^{-6}$ m^3 za vrijeme $\tau_1 = 0{,}39$ min (specifična gustina goriva $\rho_g = 750$ kg/m^3),
- protok zraka $V_{vz} = 1$ m^3 za vrijeme $\tau_2 = 1$ min,
- okolni uslovi: $p_o = 0{,}0961$ MPa, $T_o = 288$ K ($k = 1{,}013$ faktor korekcije),
- stehiometrijski odnos $l_o = 14{,}5$ kg z/kg g
- donja toplotna moć goriva $Q_d = 41{,}9 \cdot 10^6$ J/kg.

Odrediti:

a) efektivnu snagu (P_e) i korigovanu snagu (P_{eo}),
b) efektivni obrtni moment (M_e) i korigovani obrtni momenat(M_{eo}),
c) časovnu potrošnju goriva (G_h),
d) efektivnu specifičnu potrošnju goriva (g_e) i korigovanu specifičnu potrošnju goriva (g_{eo}),
e) srednji efektivni pritisak (p_e),
f) ekvivalentni odnos zraka (α), stepen punjenja (η_v) i efektivni stepen iskorištenja (η_e).

Rješenje:

a) $P_e = 11{,}81$ kW $P_{eo} = 11{,}96$ kW,
b) $M_e = 25$ Nm $M_{eo} = 25{,}3$ Nm,
c) $G_h = 2{,}885$ kg/h,
d) $g_e = 244{,}3$ g/kW h $g_{eo} = 241{,}2$ g/kW h,
e) $p_e = 0{,}525$ MPa,
f) $\alpha = 1{,}67$, $\eta_v = 0{,}741$, $\eta_e = 0{,}35$,

17. Pri ispitivanju četvorotaktnog četvorocilindričnog motora sa prinudnim paljenjem smješe, čija je hodna zapremina po jednom cilindru $V_{h_1} = 0{,}325 \cdot 10^{-3}$ m^3, na probnom stolu su snimljeni sljedeći podaci:

- brzina obrtanja n = 90 s^{-1},
- sila na kočnici F = 118 N (konstantna kočnice c = 4,5 · 10^{-3} [s·kW/N]),
- potrošnja goriva G_h = 14 kg/h,
- stehiometrijski odnos l_o = 14,5 kg z/kg g,
- protok zraka $V_{VZ_{st}}$ = 168,5 m^3/h,
- okolni uslovi: p_o = 0,097 MPa, T_o = 290 K,
- Gasna konstanta za zrak R = 287 J/kg K.

Odrediti

a) efektivnu snagu motora (P_e),
b) srednji efektivni pritisak (p_e),
c) stepen punjenja motora (η_v),
d) efektivni odnos zrak (α).

Rješenje:

a) P_e = 47,78 kW,
b) p_e = 0,8174 MPa,
c) η_v = 0,817,
d) α = 0,967.

18. Pri ispitivanju četverotaktnog 6-cilindričnog dizel-motora na probnom stolu izmjereni su sljedeći podaci:

Brzina obrtanja n $[o/s]$	16,7	23,3	30,0	33,3	36,7	38,3
Sila na kočnici F $[N]$	510	616	621	603	575	362
Vrijeme potrošnje 2 kg goriva t_1[min]	10,26	7,27	5,83	5,38	5,08	7,50

Ostali podaci:

- ukupna hodna zapremina $V_h = 10 \quad dm^3$
- stehiometrijski odnos zrak/gorivo $l_0 = 15{,}6$
- stvarna potrošnja zraka $\overset{\circ}{V}_{st} = 500 \quad m^3/h$ (pri max. snazi motora)
- stanje okoline: $p_0 = 0{,}1 \quad MPa, \; t_0 = 20°C.$

Odrediti:

a) Vrijednosti $P_e, p_e, G_h, g_e, M_e \quad i \quad q_c$
b) nacrtati brzinske karakteristike ovih pokazatelja
c) odrediti matematski izraz za krivu snage u radnom području u obliku

$$P_e = P_{e\max} \cdot \left[A_1 \left(n / n_{\max}\right) + A_2 \left(n / n_{\max}\right)^2 + A_3 \left(n / n_{\max}\right)^3 \right]$$

d) odrediti elastičnost obrtnog momenta i elastičnost broja okretaja motora (e_m, e_n)

e) odrediti stepen punjenja η_v i ekvivalentni odnos zraka α na režimu maksimalne snage.

Rješenje:

a) Snaga motora određuje se preko izraza $P_e = c \cdot F \cdot n$

Srednji efektivni pritisak se određuje kao $p_e = P_e \cdot \tau / (2 \cdot n \cdot V_h)$

Časovna potrošnja goriva određuje se kao $G_h = 2\,(kg)/t_1\,(h)$

Specifična potrošnja goriva određuje se kao $g_e = G_h / P_e$

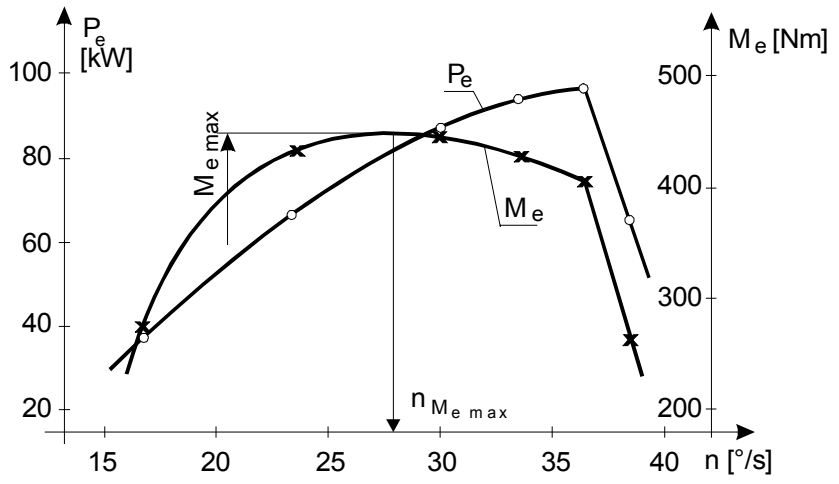
Efektivni obrtni moment se računa kao $M_e = P_e / \omega$

Ciklusna dobava goriva se računa kao $q_c = G_h \cdot \frac{\tau}{2n} \cdot \frac{1}{i_{cil}} \cdot \frac{1}{\rho_{D2}} \quad \left(\rho_{D2} = 840 \quad kg/m^3\right)$

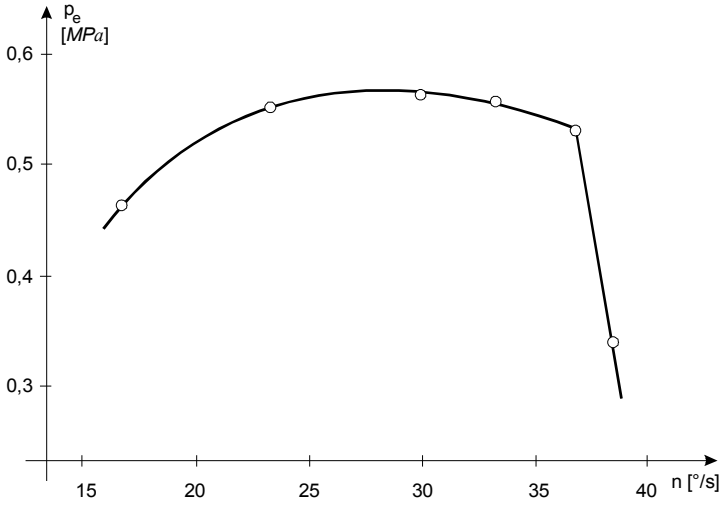
Rezultati ovog proračuna dati su tabelarno:

n $[o/s]$	16,7	23,3	30,0	33,3	36,7	38,3
P_e $[kW]$	38,2	64,6	88,2	90,5	94,8	62,5
p_e $[MPa]$	0,468	0,565	0,57	0,554	0,527	0,332
G_h $[kg/h]$	11,3	16,5	20,6	22,3	23,6	16,0
g_e $[g/kWh]$	295,8	255,4	233,6	246,4	248,95	256,0
M_e $[Nm]$	265	441	444	432	412	259
q_c $[mm^3/cik.cil]$	74,0	78,0	75,5	73,7	70,7	46,0

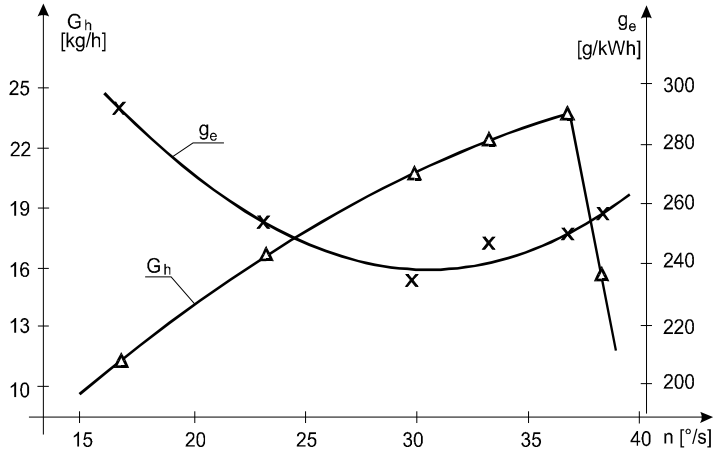
b) Brzinske karakteristike motora dobivene na bazi prethodne tabele date su diagramski na sl. 9; sl. 10; sl. 11 i sl. 12.



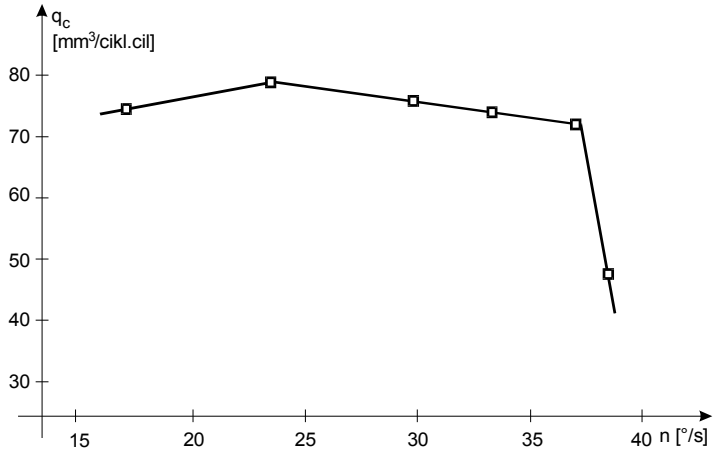
Sl. 9 Brzinska karakteristika efektivne snage i efektivnog obrtnog momenta



Sl. 10 Brzinska karakteristika srednjeg efektivnog pritiska



Sl. 11 Brzinska karakteristika časovne i specifične potrošnje



Sl. 12 Brzinska karakteristika ciklusne dobave goriva

c) Jednačina:

$$p_e = p_{e\max} \cdot \left[A_1 \left(\frac{n}{n_{\max}} \right) + A_2 \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^2 + A_3 \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^3 \right]$$

je tzv. Ledermanov obrazac, koji je jedan od najčešćih koji se koriste prilikom matematskog predstavljanja krive snage. Uzimanjem tri karakteristične tačke sa krive snage $P_e = f(n)$ (sl. 9) mogu se odrediti konstante A_1, A_2, i A_3. Konačan izgled izraza je:

$$P_e = P_{e\,max} \cdot \left[-0{,}41 \cdot \frac{n}{n_{max}} + 4{,}06 \cdot \left(\frac{n}{n_{max}} \right)^2 - 2{,}66 \cdot \left(\frac{n}{n_{max}} \right)^3 \right]$$

d) Parametri elastičnosti motora računaju se preko:

- elastičnosti momenta

$$e_m = \frac{M_{e\max}}{M_{e_{Pe\max}}} = \frac{461}{412} = 1{,}12$$

- elastičnosti broja obrtaja

$$e_n = \frac{n_{Me\max}}{n_{Pe\max}} = \frac{28{,}3}{36{,}7} = 0{,}77$$

e) Volumetrijski stepen punjenja motora određuje se iz izraza

$$\eta_v = \frac{\overset{\circ}{V}_{st}}{\overset{\circ}{V}_t}$$

gdje je $\overset{\circ}{V}_t = \frac{V_h}{\tau / 2n} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{4/(2 \cdot 36{,}7)} = 0{,}183 \quad m^3/h$

Konačno je:

$$\eta_v = \frac{500}{660} = 0{,}757$$

Ekvivalentni odnos zraka određuje se pomoću izraza

$$\alpha = \frac{\overset{\circ}{V}_{st} \rho_0}{G_h \cdot l_0}$$

gdje je gustina okolnog zraka

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{0{,}1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1{,}189 \quad kg/m^3$$

Konačno je ekvivalentni odnos zraka

$$\alpha = \frac{500 \cdot 1{,}189}{23{,}6 \cdot 15{,}6} = 1{,}62$$

A. Dinamika motornih vozila

19. Za teretno vozilo, koje ima sljedeće podatke:

- sopstvena težina G_0=29 kN
- nosivost G_e=35 kN
- širina vozila B=1570 mm
- razmak osovina L=3700 mm
- visina vozila H=2200 mm
- dinamički radius točka r_d=537 mm
- maksimalna brzina v_{max}=70 km/h=19,44 m/s
- brzina obrtanja motora n_{nom}=56,7 o/s
- četvorostepeni mehanički mjenjač

Treba odrediti:

a) otpore kretanja, snagu otpora kretanja i snagu motora
b) sile vuče na točkovima za razne varijante pogona vozila
c) granične brzine zanošenja i prevrtanja vozila
d) prenosni odnos u transmisiji (glavnog prenosa i mjenjača)
e) maksimalne uspone, koje vozilo može da savlada
f) normalni diagram vuče i dinamičku karekteristiku vozila
g) vrijeme zaleta vozila do brzine od 70 km/h.

Rješenje:

a) Otpori kretanja se sastoje od otpora kotrljanja (R_f), otpora zraka (R_v), otpora uspona (R_u) i otpora ubrzanja vozila (R_j). U zadatku će se ispustiti otpor ubrzanja zbog toga što samo ubrzanje može biti vrlo različito i teško ga je definisati.

- Otpor kotrljanja računa se kao $R_f = G_a \cdot f$ gdje je:

  G_0 = 29 kN - sopstvena težina vozila
  G_e = 35 kN – nosivost vozila
  $G_č$ = 1,5 kN – težina dva čovjeka u vozilu.
  f – koeficijent otpora kotrljanja i bira se po preporukama iz literature, a na osnovu kvaliteta puta:

Asfaltni put dobrog stanja	$f = 0{,}015 \div 0{,}02$
Kamena kocka	$f = 0{,}023 \div 0{,}03$
Suvi makadam	$f = 0{,}025 \div 0{,}03$
Vlažni makadam	$f = 0{,}05 \div 0{,}15$
Pijesak	$f = 0{,}1 \div 0{,}3$

Za konkretan slučaj usvaja se f = 0,02.
Sada je $G_a=G_o+G_e+G_č$ =29+35+1,5=65,5 kN

$$R_f = G_a \cdot f = 65{,}5 \cdot 0{,}02 = 1{,}31 \quad kN = const.$$

- Otpor zraka računa se kao $R_v = K \cdot A \cdot v^2$ gdje je:
  K – koeficijent otpora kretanja i bira se po preporukama iz literature kao:

Putnički automobil Kamioni sandučastog oblika Autobusi	K = 0,25 ÷ 0,6 kg/m^3 K = 0,5 ÷ 0,7 kg/m^3 K = 0,3 ÷ 0,5 kg/m^3

Za konkretan primjer kamiona usvaja se K=0,5.
$A = B \cdot H = 1{,}57 \cdot 2{,}2 = 3{,}454 \quad m^2$ - čeona površina kamiona.

Sada je:

$$R_v = 0{,}5 \cdot 3{,}454 \cdot v^2 = 1.727 \cdot v^2 = f(v) \quad [N], \quad v\,[m/s]$$

- Otpor uspona se računa kao $R_u = G_a \cdot \sin\alpha$. Usvaja se uspon od 1 % pri max. brzini vozila. Ugao uspona α se računa kao $tg\,\alpha = 1/100 = 0{,}01 \approx \sin\alpha$. Sada je $\alpha = 0{,}573°$.

Otpor uspona je $R_u = 65{,}5 \cdot 0{,}01 = 0{,}655 \quad kN = const.$

Ukupni otpor se računa kao:

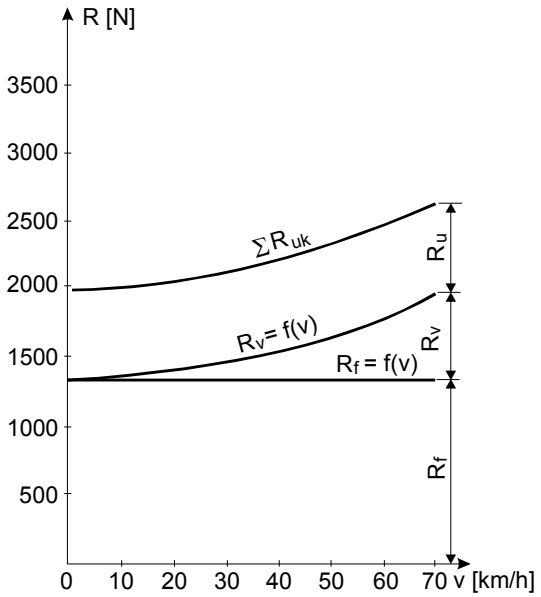
$$R_{uk} = R_f + R_v + R_u = 1310 + 1{,}727 \cdot v^2 + 655 = 1965 + 1{,}727 \cdot v \quad [N] = f(v), \quad v[m/s]$$

Promjena pojedinih sila otpora sa promjenom brzine data je u tabeli 1.

Tabela 1.

$v \quad [km/h]$	10	20	30	40	50	60	70
$v \quad [m/s]$	2,78	5,56	8,34	11,11	13,89	16,68	19,94
$R_f \quad [N]$	1310	1310	1310	1310	1310	1310	1310
$R_v \quad [N]$	13,37	53,75	121,2	215	334	482	655
$R_u \quad [N]$	655	655	655	655	655	655	655
$R_{uk} \quad [N]$	1978,37	2018,75	2086,5	2180	2299	2447	2620

Ovi rezultati prikazani su diagramski na sl. 13.



Sl.13 Diagram sila otpora u zavisnosti od brzine kretanja vozila

Snaga otpora kretanja vozila računa se kao:

- snaga otpora kotrljanja $P_f = R_f \cdot v = 1310 \cdot v \quad [W], \quad v[m/s]$
- snaga otpora zraka $P_v = R_v \cdot v = 1{,}727 \cdot v^3 \quad [W], \quad v[m/s]$
- snaga otpora uspona $P_u = R_u \cdot v = 655 \cdot v \quad [W], \quad v[m/s]$

Ukupna snaga otpora kretanja se računa kao:

$$P_{uk} = R_{uk} \cdot v = R_f \cdot v + R_v \cdot v + R_u \cdot v = 1310 \cdot v + 1{,}727 \cdot v^3 + 655 \cdot v = 1965 \cdot v + 1{,}727 \cdot v^3 \quad [W]$$

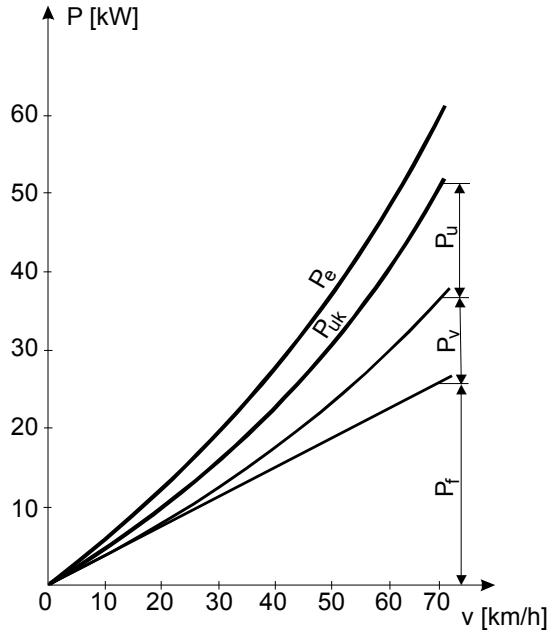
Snaga potrebna na zamajcu motora računa se kao: $P_m = P_{uk} / \eta_T = P_e$
gdje je η_T - koeficijent korisnosti transmisije vozila. Obično se kreće u granicama:

$\eta_T = 0{,}8 \div 0{,}85$ - za više stepene prenosa
$\eta_T = 0{,}85 \div 0{,}9$ - za niže stepene prenosa.

U konkretnom slučaju usvojeno je $\eta_T = 0{,}85$.
Izračunate vrijednosti P_f, P_v, P_u, i P_e date su utabeli 2. Isti rezultati prikazani su dijagramski na sl. 14.

Tabela 2.

$v[km/h]$	10	20	30	40	50	60	70
$v[m/s]$	2,78	5,56	8,34	11,11	13,89	16,68	19,94
$P_f[kW]$	3,64	7,13	10,69	14,26	17,83	21,39	25,47
$P_v[kW]$	0,036	0,297	0,99	2,28	4,55	7,86	12,74
$P_u[kW]$	1,78	3,56	5,34	7,12	8,89	10,67	12,74
$P_{uk}[kW]$	5,3819	10,983	17,029	23,64	31,28	39,94	50,94
$P_e[kW]$	6,338	12,97	20,0	27,86	36,78	47,06	60



Sl. 14 Diagram snage motora i snage pojedinih otpora u funkciji brzine vozila

Na osnovu ovog proračuna usvojena je max. snaga motora P_m=60 kW pri n=56,7 o/s. Brzinska karakteristika snage motora P_e=f(n) i efektivnog obrtnog momenta M_e=f(n) može se odrediti pomoću izraza Ledermana za snagu kao (usisni motor):

$$P_e = P_m \cdot \left[\frac{n}{n_{\max}} + \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^3 \right]$$

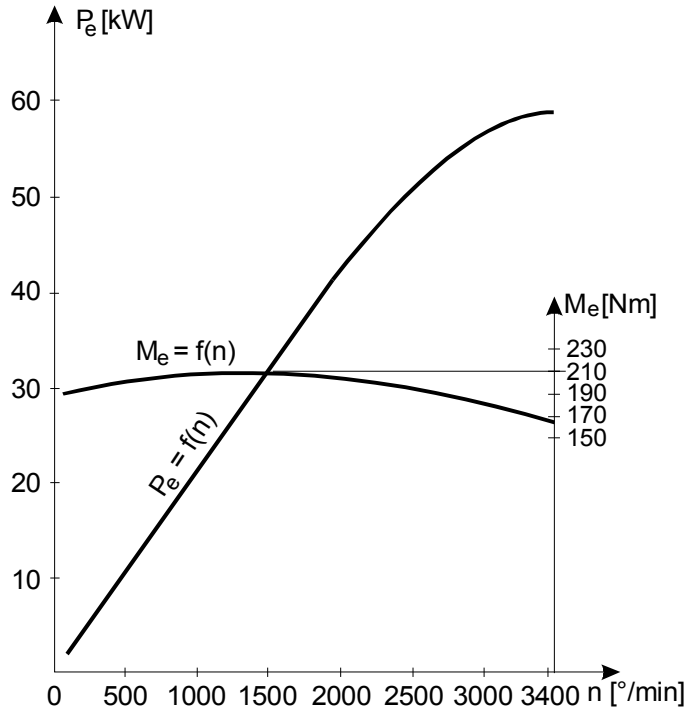
$$M_e = \frac{P_e}{\omega} = P_e / (2 \cdot \pi \cdot n)$$

Rezultati ovog proračuna su dati u tabeli 3.

Tabela 3.

$n[o/\min]$	500	1000	1500	2000	2500	3000	3400
$P_e[kW]$	9,9	21,3	33,0	43,9	52,7	58,44	60,0
$M_e[Nm]$	175,0	203,0	210,2	209,7	201,4	186,1	168,6

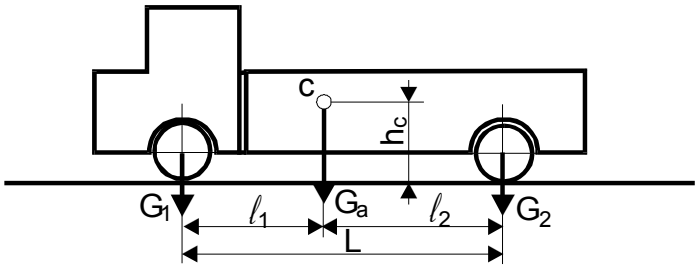
Ovi rezultati dati su i dijagramski na slici 15.



Sl. 15 Brzinske karakteristike snage (P_e) i obrtnog momenta (M_e) motora

b) Sile vuče na točkovima

Statičko opterećenje vozila vidi se na sl. 16. Položaj težišta vozila može se odrediti na osnovu



Sl. 16 Statičko opterećenje vozila

literaturnih preporuka, a prema tabeli 4.

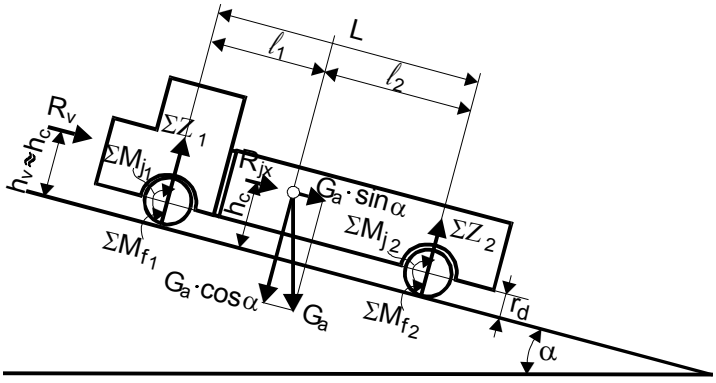
Tabela 4.

	Putničko vozilo	Teretno vozilo	Autobus	Primjedba
l_1 / L	$0{,}45 \div 0{,}55$	$0{,}55 \div 0{,}75$	$0{,}4 \div 0{,}55$	Opterećeno vozilo
l_2 / L	$0{,}45 \div 0{,}55$	$0{,}25 \div 0{,}45$	$0{,}45 \div 0{,}6$	
$h_c\,[m]$	$0{,}45 \div 0{,}6$	$0{,}65 \div 1{,}0$	$0{,}7 \div 1{,}2$	Vozilo bez opterećenja

Usvaja se: $l_1 / L = 0{,}626, \quad h_c = 1m.$
Sada je:

$$l_1 = 0{,}626 \cdot 3{,}7 = 2{,}316 \quad m$$
$$l_2 = L - l_1 = 3{,}7 - 2{,}316 = 1{,}384 \quad m$$
$$G_2 = G_a \cdot l_1 / L = 65{,}5 \cdot 0{,}626 = 41 \quad kN$$
$$G_1 = G_a - G_2 = 65{,}5 - 41 = 24{,}5 \quad kN.$$

Za definisanje sile vuče na točkovima prvo treba odrediti dinamičke vertikalne reakcije prednjih $\left(\sum Z_1\right)$ i zadnjih $\left(\sum Z_2\right)$ točkova. Za definisanje ovih reakcija koristiće se sl. 17.



Sl. 17 Analiza sila na vozilu

Iz uslova da je suma momenata na napadnu tačku reakcije $\sum Z_2$ ravna nuli, dobija se:

$$\sum Z_1 \cdot L + R_v \cdot h_c + R_{jx} \cdot h_c + G_a \cdot h_c \cdot \sin\alpha + \sum M_{f2} + \sum M_{f1} + \sum M_{j2} + \sum M_{j1} - G_a \cdot l_2 \cdot \cos\alpha = 0$$

$$\sum Z_1 = \frac{G_a \cdot l_2 \cdot \cos\alpha - R_v \cdot h_c - R_{jx} \cdot h_c - \sum M_{j1} - \sum M_{j2} - G_a \cdot h_c \cdot \sin\alpha - \sum M_{f1} - \sum M_{f2}}{L}$$

Po istoj analogiji dobija se i izraz za silu $\sum Z_2$.

$$\sum Z_2 = \frac{G_a \cdot l_1 \cdot \cos\alpha + R_v \cdot h_c + R_{jx} \cdot h_c + \sum M_{j1} + \sum M_{j2} + G_a \cdot h_c \cdot \sin\alpha + \sum M_{f1} + \sum M_{f2}}{L}$$

Uzimajući pretpostavke:

$\sum M_{j1}$ *i* $\sum M_{j2}$ - zanemarivo mali

$\sum M_{f2} + \sum M_{f2} = f \cdot G_a \cdot r_d \cdot \cos\alpha$ - momenti otpora kotrljanja.

Sila vuče prijanjanja na mjestu reakcije ΣZ_2 je:

$$F_{p2} = R_{f1} + R_{f2} + R_v + R_{jx} + G_a \cdot \sin\alpha = f \cdot G_a \cdot \sin\alpha + R_v + R_{jx} + G_a \cdot \sin\alpha$$

$F_{p2} = \varphi \cdot \sum Z_2$, gdje je φ - koeficijent prijanjanja.

Izraz za $\sum Z_2$ se konačno može pisati kao:

$$\sum Z_2 = \frac{G_a \cdot (l_1 - f \cdot h_c) \cdot \cos\alpha}{L - \varphi \cdot h_c}$$

Najveća sila prijanjanja za pogon na zadnje točkove je

$$F_{p2\max} = \varphi \cdot \sum Z_2 = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot (l_1 - f \cdot h_c) \cdot \cos\alpha}{L - \varphi \cdot h_c}$$

Po istoj analogiji dobija se i reakcija na prednjim točkovima:

$$\sum Z_1 = \frac{G_a \cdot (l_2 - f \cdot h_c) \cdot \cos\alpha}{L + \varphi \cdot h_c}$$

odnosno sila vuče prijanjanja pri pogonu na prednje točkove

$$F_{p1\max} = \varphi \cdot \sum Z_1 = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot (l_2 - f \cdot h_c) \cdot \cos\alpha}{L + \varphi \cdot h_c}$$

Najveća sila prijanjanja pri pogonu na sve četiri točka je:

$$F_{p4\max} = \varphi \cdot G_a \cdot \cos\alpha$$

Koeficijent prijanjanja φ se preporučuje u zavisnosti od vrste puta i dat je tabelarno u tabeli 5(literaturni izvor).

Tabela 5. Vrijednost koeficijenta prijanjanja φ

Vrsta puta	suvi	vlažan
Asfalt	0,7÷0,8	0,5÷0,6
Kamena kocka	0,8÷0,9	0,55÷0,65
Makadam	0,5÷0,6	0,2÷0,4
Seoski put	0,3÷0,5	0,15÷0,3
Pješčani put	0,2÷0,4	0,4÷0,5
Put pokriven snijegom	0,2÷0,4	
led	0,05÷0,1	

U konkretnom slučaju usvaja se $\varphi = 0{,}5$.
Vrijednosti sila su (za slučaj $\cos\alpha \approx 1$):

$$\sum Z_1 = G_a \cdot \frac{l_2 + f \cdot h_c}{L + \varphi \cdot h_c} = 65{,}5 \cdot \frac{1{,}384 + 0{,}02 \cdot 1}{3{,}7 + 0{,}5 \cdot 1} = 28{,}72 \quad kN$$

$$\sum Z_2 = G_a \cdot \frac{l_1 - f \cdot h_c}{L - \varphi \cdot h_c} = 65{,}5 \cdot \frac{2{,}316 - 0{,}02 \cdot 1}{3{,}7 - 0{,}5 \cdot 1} = 53{,}13 \quad kN$$

Sile vuče prijanjanja su:

$$F_{p1\max} = \varphi \cdot \sum Z_1 = 0{,}5 \cdot 28{,}72 = 14{,}36 \quad kN$$

$$F_{p2\max} = \varphi \cdot \sum Z_2 = 0{,}5 \cdot 53{,}13 = 26{,}565 \quad kN$$

$$F_{p4\max} = \varphi \cdot G_a = 0{,}5 \cdot 65{,}5 = 32{,}75 \quad kN$$

Odnosi prethodnih sila mogu se komentarisati kao:

$\left(F_{p2} / F_{p1}\right)_{\max} = 26{,}565 / 14{,}36 = 1{,}85$ - pogon na zadnje točkove je bolji od pogona na prednje točkove za 85 %

$\left(F_{p4} / F_{p2}\right)_{\max} = 32{,}75 / 26{,}565 = 1{,}233$ - pogon na sva četiri točka je bolji od pogona na zadnje točkove za 23,3 %.

$\left(F_{p4} / F_{p1}\right)_{\max} = 32{,}75 / 14{,}36 = 2{,}28$ - pogon na sva četiri točka je bolji od pogona na prednje točkove za 128 %.

Ovi odnosi se mogu prikazati i kao:

$$F_{p1\max} : F_{p2\max} : F_{p4\max} = 1 : 1{,}85 : 2{,}28.$$

c) Granična brzina zanošenja se računa kao:

$$v_{gr\cdot z} = \sqrt{g \cdot r \cdot tg\left(\beta + \rho\right)}$$

Za slučaj ravnog puta $\left(\beta = 0\right)$ izraz prelazi u formu:

$$v_{gr\cdot z} = \sqrt{g \cdot r \cdot tg\rho}$$

Za razne vrijednosti radijusa krivine "r" može se izračunati i $v_{gr\cdot z}$
Za slučaj, npr. r = 100 m slijedi:

$$v_{gr\cdot z} = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot 0,5} = 22,15 \quad m/s = 79,7 \quad km/h.$$

Granična brzina prevrtanja se računa kao:

$$v_{gr\cdot pr} = \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{e + h_c \cdot tg\beta}{h_c - e \cdot tg\beta}}$$

Za slučaj $\beta = 0$, dobiva se izraz:

$$v_{gr\cdot pr} = \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{e}{h_c}} = \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{B}{2 \cdot h_c}}$$

Npr. za r = 100 m granična brzina prevrtanja vozila na putu bez bočnog nagiba je:

$$v_{gr\cdot pr} = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot 1,57/(2 \cdot 1)} = 27,8 \quad m/s = 100 \quad km/h$$

d) Prenosni odnos u pogonskom mostu se računa kao (slučaj $i_{mk} = 1$ - direktni prenos):

$$i_0 = \frac{r_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{v_{max}} = \frac{0,537 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 56,7}{19,44} = 9,84$$

Prenosni odnos u prvom stepenu mjenjača, za slučaj pogona na zadnje točkove računa se kao:

$$i_I = \frac{F_{p2\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot \eta_T \cdot i_0} = \frac{26565 \cdot 0,537}{210,2 \cdot 0,85 \cdot 9,84} = 8,1 \approx 8$$

Ova vrijednost se provjerava sa stanovišta uspona i prijanjanja. Mora biti ispunjen uslov:

$$\frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta_T} \le i_I \le \frac{\sum Z_2 \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta_T}$$

gdje je $\psi = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha$. Uzet je slučaj $\psi_{\max}$ za $\alpha = 19°$.
$\psi_{\max} = 0,02 \cdot \cos 19 + \sin 19 = 0,345.$

Takođe je:

$$\frac{\sum Z_2 \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta_T} = \frac{53130 \cdot 0,5 \cdot 0,537}{210,2 \cdot 9,84 \cdot 0,84} = 8,114$$

Odavde slijedi da je prethodni uslov zadovoljen.
Prenosni odnosi u pojedinim stepenima prenosa mjenjačke kutije idu po geometrijskoj progresiji:

$$q = \sqrt[z-1]{i_I} = \sqrt[3]{8} = 2$$

Sada je:

$$i_{IV} = i_d = 1$$
$$i_{III} = q \cdot i_{IV} = 2$$
$$i_{II} = q^2 \cdot i_{IV} = 4$$

$$i_I = q^3 \cdot i_{IV} = 8$$

e) maksimalni uspon koji vozilo može da savlada računa se kao:

$$\sin\alpha_{\max} = \frac{\frac{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_n \cdot \eta_T}{r_d} - R_{v_i}}{G_a} = \frac{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_{\max} - R_{v_i} \cdot r_d}{r_d \cdot G_a}$$

Maksimalne brzine u pojedinim stepenima prenosa su:

$$v_I = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot r_d}{i_0 \cdot i_I} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 56{,}7 \cdot 0{,}537}{9{,}84 \cdot 8} = 2{,}43 \quad m/s = 8{,}75 \quad km/h$$

$$v_{II} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot r_d}{i_0 \cdot i_{II}} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 56{,}7 \cdot 0{,}537}{9{,}84 \cdot 4} = 4{,}86 \quad m/s = \quad 17{,}5 \quad km/h$$

$$v_{III} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot r_d}{i_0 \cdot i_{III}} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 56{,}7 \cdot 0{,}537}{9{,}84 \cdot 2} = 9{,}72 \quad m/s = 35 \quad km/h$$

$$v_{IV} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot r_d}{i_0 \cdot i_{IV}} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 56{,}7 \cdot 0{,}537}{9{,}84 \cdot 1} = 19{,}44 \quad m/s = 70 \quad km/h$$

Otpori zraka za prethodne brzine su:

$$R_{vI} = 1{,}727 \cdot v^2 = 10{,}2 \quad N$$
$$R_{vII} = 1{,}727 \cdot v^2 = 40{,}8 \quad N$$
$$R_{vIII} = 1{,}727 \cdot v^2 = 163 \quad N$$
$$R_{vIV} = 1{,}727 \cdot v^2 = 673 \quad N$$

Sada je max. uspon po pojedinim stepenima prenosa:

$$\sin\alpha_{\max I} = \frac{210{,}2 \cdot 9{,}84 \cdot 8 \cdot 0{,}85 - 10{,}2 \cdot 0{,}537}{65500 \cdot 0{,}537} = 0{,}3997$$
$$\alpha_{\max I} = 23°15'$$
$$\alpha_{\max II} = 11°45'$$
$$\alpha_{\max III} = 5°40'$$
$$\alpha_{\max IV} = 2°15'$$

Potrebna snaga (P_i) i raspoloživa snaga $\left(\sum P_i\right)$ na točku se računa kao:

- potrebna snaga na točku je:

$$P_i = F_{P_i} \cdot v_i = \frac{M_{e\,max} \cdot i_0 \cdot i_i \cdot \eta_T}{r_d} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{i_0 \cdot i_i} = \frac{M_{e\,max} \cdot \eta_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{r_d}$$

- Brzina za pojedine brojeve okretaja motora je:

$$v_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_i}{i_0 \cdot i_i} \cdot r_d$$

Ovi podaci su obrađeni tabelarno u tabeli 6..
Snaga otpora zraka (P_v) i zbir snage otpora kotrljanja i uspona $\left(P_f + P_k\right)$ računaju se prema ranijim izrazima i dati su u tabeli 7.

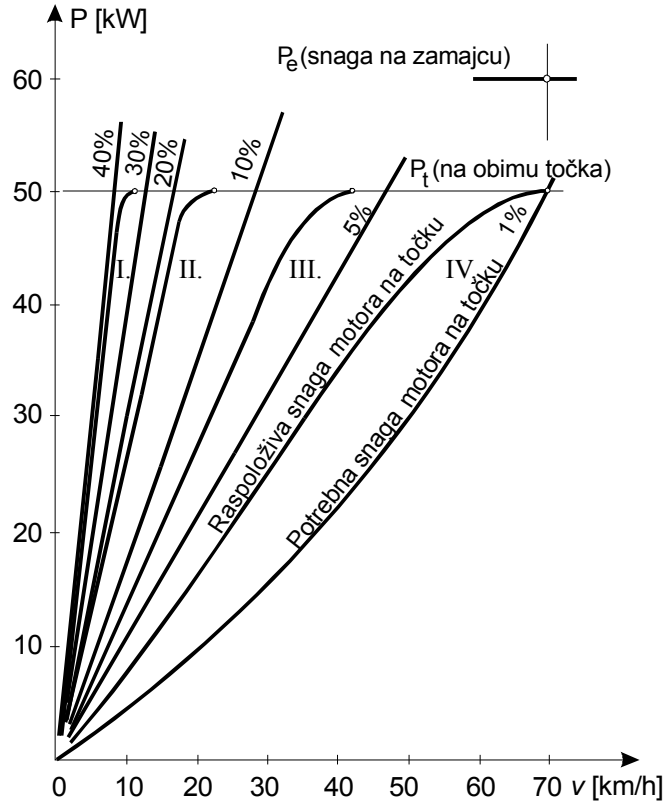
Rezultati proračuna iz tabela 6 i 7 prikazani su diagramski na sl. 18.

Tabela 6.

Stepen prenosa	$n_x\left[o/\min\right]$	400	500	700	1000	1400	1500	2000	2500	2800	3000	3400
	$P_x\left[kW\right]$	8,82	9,85	14,91	21,76	30,14	32,35	42,79	51,48	55,79	56,76	60
I	$v_I\left[km/h\right]$	10,3	1,89	2,58	3,6	3,86	5,95	6,45	7,21	7,74	7,79	8,75
	$P_I\left[kW\right]$	6,84	8,53	12,35	18,23	26,1	27,7	36,47	43,82	47,42	48,53	50
II	$v_{II}\left[km/h\right]$	2,06	2,58	3,62	5,15	7,21	7,72	10,3	12,88	14,42	15,45	17,5
	$P_{II}\left[kW\right]$	6,84	8,53	12,35	18,23	26,1	27,7	36,47	43,82	47,42	48,53	50
III	$v_{III}\left[km/h\right]$	4,12	5,15	7,21	10,3	14,45	15,45	20,6	25,8	28,82	30,9	35
	$P_{III}\left[kW\right]$	6,84	8,53	12,35	18,23	26,1	27,7	36,47	43,82	47,42	48,53	50
IV	$v_{VI}\left[km/h\right]$	8,24	10,31	14,41	20,6	29,8	30,9	41,2	51,5	57,6	61,75	70
	$P_{VI}\left[kW\right]$	6,84	8,53	12,35	18,23	26,1	27,7	36,47	43,82	47,42	48,53	50

Tabela 7.

uspon	$v\left[km/h\right]$	10	20	30	40	50	60	70
	$P_v\left[kW\right]$	0,036	0,292	0,99	2,28	4,55	7,86	12,74
5%	$P_f + P_u\left[kW\right]$	12,5	25	37,5	50	62,5	-	-
	$\sum P_i\left[kW\right]$	12,536	25,28	38,49	52,28	-	-	-
10%	$P_f + P_u\left[kW\right]$	21,45	42,94	-	-	-	-	-
	$\sum P_i\left[kW\right]$	21,484	43,23	-	-	-	-	-
20%	$P_f + P_u\left[kW\right]$	39,26	-	-	-	-	-	-
	$\sum P_i\left[kW\right]$	39,93	-	-	-	-	-	-
30%	$P_f + P_u\left[kW\right]$	56,985	-	-	-	-	-	-
	$\sum P_i\left[kW\right]$	57,02	-	-	-	-	-	-
40%	$P_f + P_u\left[kW\right]$	-	-	-	-	-	-	-
	$\sum P_i\left[kW\right]$	-	-	-	-	-	-	-



Sl. 18 Diagram potrebne i raspoložive snage u pojedinim stepenima prenosa

f) Normalni diagram vuče

Sila na točkovima za pojedine stepene prenosa računa se kao:

$$F_{pi} = \frac{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_i \cdot \eta_T}{r_d}$$

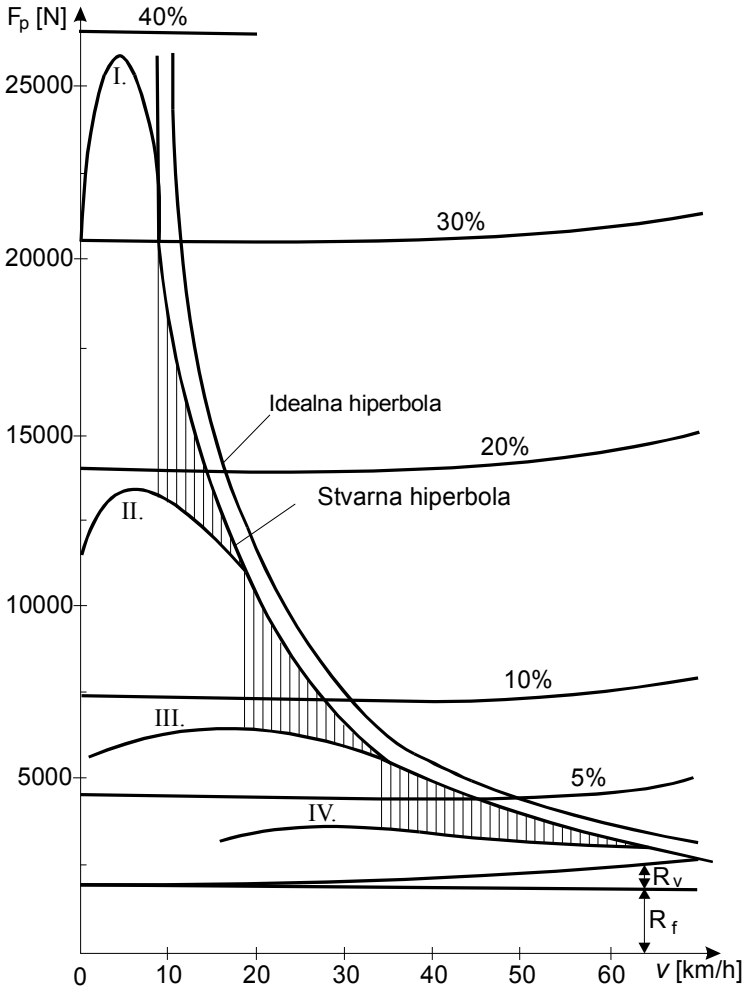
Sila otpora zraka je $R_v = K \cdot A \cdot v^2$

Dinamički faktor se računa kao $D = \left(F_p - R_v\right) / G_a$

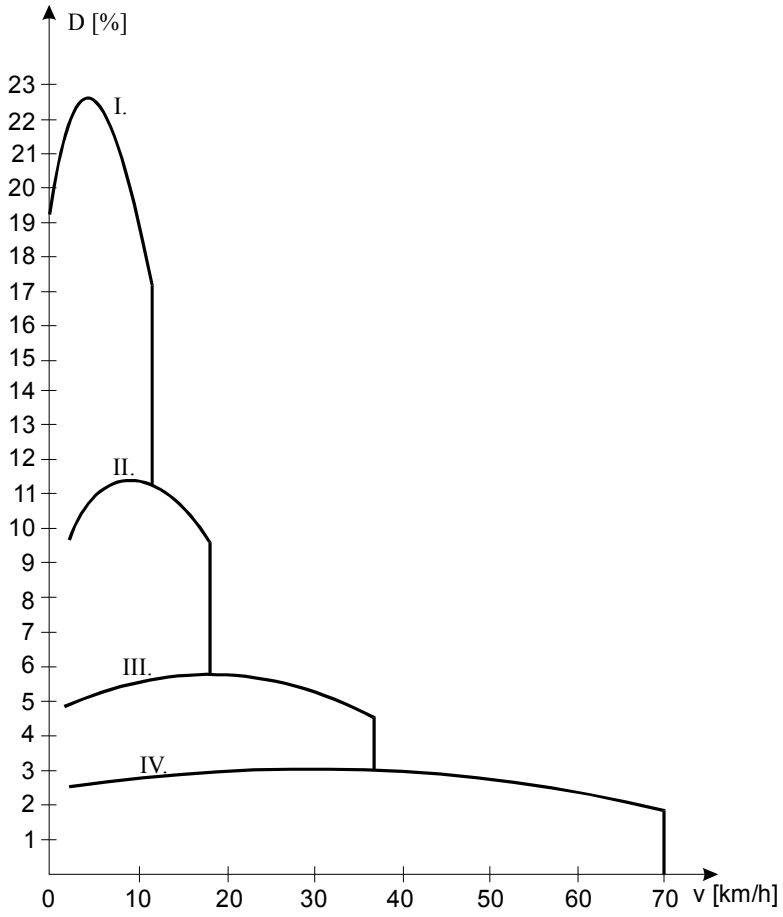
Rezultati proračuna veličina F_p, R_v i D dati su tabelarno u tabeli 8, a njihov grafički prikaz dat je na sl. 19 i sl. 20.

Tabela 8.

	n_M *[o/min]*	500	700	1000	1400	1500	2000	2500	2800	3000	3400
	M_x *[Nm]*	198	200,2	206	212,1	212	208	201	194	185	169
$i_I = 8$	*v* [km/h]	1,29	1,8	2,58	3,6	3,86	5,95	6,45	7,21	7,74	8,75
	R_v *[N]*	0,2158	0,321	0,764	1,684	1,946	4,6	5,4	6,74	7,78	9,95
	F_p *[N]*	24620	25170	25610	26550	26400	25900	25000	24190	23100	21100
	D	0,376	0,384	0,391	0,405	0,403	0,395	0,381	0,369	0,352	0,322
$i_{II} = 4$	*v* [km/h]	2,58	3,62	5,15	7,21	7,72	10,3	12,88	14,42	15,45	17,5
	R_v *[N]*	0,764	1,68	3,44	6,74	7,7	3,79	21,6	26,95	31,2	39,5
	F_p *[N]*	12310	12585	12805	13275	13200	12900	12500	12095	11550	11150
	D	0,188	0,192	0,1955	0,202	0,201	0,198	0,1905	0,184	0,176	0,173
$i_{III} = 2$	*v* [km/h]	5,15	7,21	10,3	14,45	15,45	20,6	25,8	28,82	30,9	35
	R_v *[N]*	3,44	6,74	13,79	26,95	31,2	55,1	86,5	107,8	124,2	159,25
	F_p *[N]*	6160	6280	6400	6637	6600	6450	6250	6047	5775	5575
	D	0,0942	0,0959	0,0976	0,101	0,100	0,0975	0,0942	0,091	0,0864	0,0825
$i_d = i_{IV} = 1$	*v* [km/h]	10,3	14,41	20,6	29,8	30,9	41,2	51,5	57,6	61,75	70
	R_v *[N]*	13,79	26,95	55,1	115	124,2	250	344,7	431,3	510	655
	F_p *[N]*	30,80	3140	3200	3318,0	3300	322,5	3125	3025	2887,5	2737
	D	0,069	0,0477	0,0481	0,0489	0,0484	0,0454	0,0421	0,0395	0,0364	0,0319



Sl. 19 Normalni diagram vuče



Sl. 20 Dinamička karakteristika vozila

g) Vrijeme zaleta vozila

Veličina ubrzanja vozila dv/dt može se odrediti iz izraza:

$$D = \frac{F_p - R_v}{G_a} = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad \text{obzirom da je}$$

$$F_p = \frac{M_e \cdot i_m \cdot i_0 \cdot \eta_T}{r_d} = R_v + \psi \cdot G_a + \delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Sada je $dv / dt = (D - \psi) \cdot g / \delta$

Vrijednost koeficijenta δ određuje se kao $\delta = 1 + \sigma_1 \cdot i_n{}^2 + \sigma_2$

gdje je $\sigma_1 = 0{,}4 \div 0{,}5$ i $\sigma_2 = 0{,}3 \div 0{,}5$ - za teretna vozila i autobuse (liter.)

$\sigma_1 = 0{,}5 \div 0{,}65$ i $\sigma_2 = 0{,}2 \div 0{,}4$ - za putnička vozila (literat.)

Koeficijent otpora puta se računa kao:

$$\psi = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha$$

Izraz za dv/dt može se napisati i kao:

$$dv/dt = \frac{g}{\rho} \cdot \frac{1}{G_a}\left(F_p - R_{ost}\right)$$

gdje je $R_{ost} = R_v + \psi \cdot G_a$.

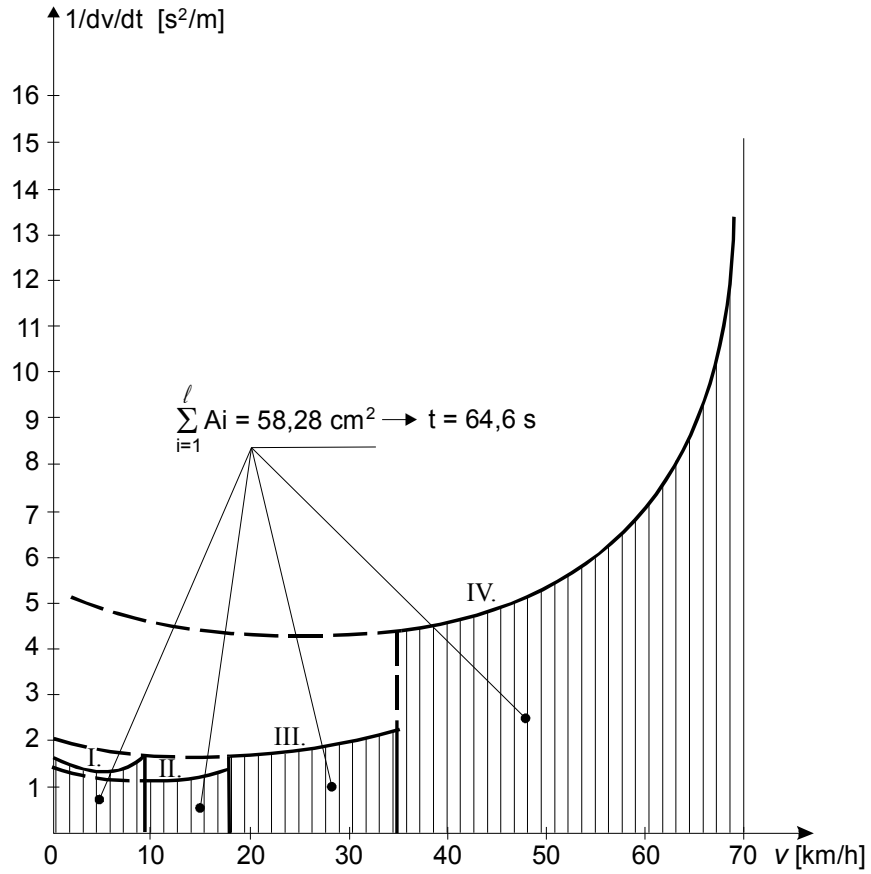
Ovi rezultati sređeni su tabelarno u tabeli 9, kao i diagramski na sl.20.
Vrijeme zaleta vozila računa se pomoću izraza:

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{\frac{dv}{dt}} \cdot dv = \int_{0}^{70\ km/h} \frac{1}{\frac{dv}{dt}} \cdot dv$$

Ukupno vrijeme zaleta vozila od brzine 0 do 70 km/h iznosi 64,6 s. (vidi sl. 20)

Tabela 9.

i_{MK}	δ	$\delta \cdot G_a/g$	m_M [o/min]	500	1000	1500	2000	2500	3000	3400
$i_I = 8$	4,84	32300	F_p [N]	24600	25610	26400	25900	25000	23100	21100
			R_{ost} [N]	1310,2	1310,7	131,2	1314,6	1316,7	1317,8	1319,9
			dv/dt [m/s^2]	0,722	0,753	0,776	0,76	0,734	0,678	0,615
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	1,385	1,33	1,29	1,288	1,362	1,475	1,625
$i_{II} = 4$	1,96	13100	F_p [N]	12310	1280,5	13200	12900	12500	11550	11150
			R_{ost} [N]	1310,7	1313,4	1317,7	1323,7	1331,6	1341,2	1449,8
			dv/dt [m/s^2]	0,841	0,876	0,905	0,884	0,851	0,78	0,749
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	1,19	1,14	1,105	1,132	1,175	1,282	1,337
$i_{III} = 2$	1,24	8270	F_p [N]	6160	6400	6600	6450	6250	577,5	557,5
			R_{ost} [N]	1313,4	1327,7	1341,2	1365,1	1396,5	1434,2	1469,2
			dv/dt [m/s^2]	0,588	0,613	0,637	0,614	0,588	0,527	0,498
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	1,700	1,631	1,57	1,63	1,70	1,898	2,01
$i_{IV} = 1$	1,06	7060	F_p[N]	3,80	3200	3300	3225	3125	2887,5	2735
			R_{ost}[N]	1323,1	1365,1	1434,2	1560	1664,7	1820	1965
			dv/dt [m/s^2]	0,249	0,26	0,264	0,236	0,206	0,15	0,109
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	4,02	3,85	3,79	4,24	4,85	6,66	9,175



Sl. 21 Vrijeme zaleta vozila

20. Izvršiti dinamički proračun za vozilo koje ima slijedeće poznate podatke:

- puna težina vozila $G_a = 12655 \quad N$,
- širina vozila: $B_1 = 1{,}545 \quad m$,
- širina traga točkova: $B = 1{,}295 \quad m$,
- osovinski razmak: $L = 2{,}425 \quad m$,
- maksimalna brzina vozila: $v = 140 \quad km/h$,
- broj okretaja motora: $n = 5200 \quad o/\min$,
- visina vozila: $H = 1{,}44 \quad m$.

Proračun:

I Izračunavanje vanjskih otpora:

Ovaj proračun se izvodi za maksimalnu brzinu od 140 km/h. Također se pretpostavlja stalni minimalni uspon od 0,5 %, za koji se može uzeti cosα ≈ 1.

I.1 Otpor kotrljanja

$$R_f = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha = 12655 \cdot 0{,}015 = 189{,}8 \quad N$$

Usvojeno je da se vozilo kreće po asfaltnom putu dobrog stanja za koji je koeficijent otpora kotrljanja f = 0,015.

I.2 Otpor zraka:

$$R_v = K \cdot A \cdot v^2 = 0,245 \cdot 1,8648 \cdot \left(\frac{140}{3,6}\right)^2 = 690,95 \quad N$$

Usvojen je koeficijent otpora zraka $K = 0,245 \quad kg/m^3$.
Čeona površina vozila:

$$A = B \cdot H = 1,295 \cdot 1,44 = 1,8648 \quad m^2$$

I.3 Otpor uspona:

Pretpostavlja se da je uspon od 0,5 %, ($\alpha = 0,28648$).

$$R_u = G_a \cdot \sin\alpha = 63,27 \quad N$$

I.4 Otpor ubrzanja:

Pošto se proračun radi za maksimalnu brzinu vozila, to znači da vozilo nema mogućnost daljeg ubrzavanja, pa je $R_j = 0$ (j = 0).

I.5 Ukupan vanjski otpor:

$$\sum R = R_{uk} = R_f + R_v + R_u = 944,05 \quad N$$

II Snaga potrebna za savladavanje pojedinih otpora:

II.1 Snaga otpora kotrljanja:

$$P_f = R_f \cdot v = 189,8 \cdot \left(\frac{140}{3,6}\right) = 7381\,W = 7,38 \quad kW$$

II.2 Snaga otpora zraka:

$$P_v = R_v \cdot v = 690,95 \cdot \left(\frac{140}{3,6}\right) = 26780\,W = 26,78 \quad kW$$

II.3 Snaga otpora uspona puta:

$$P_u = R_u \cdot v = 63,27 \cdot \left(\frac{140}{3,6}\right) = 2460,5 = 2,46 \quad kW$$

II.4 Ukupna snaga za savladavanje vanjskih otpora:

$$P_{uk} = P_f + P_v + P_u = 36,71 \quad kW$$

III Snaga na zamajcu motora:

$$P_M = \frac{P_{uk}}{\eta_{tr}} = \frac{36,71}{0,85} = 43,19 \quad kW$$

$\eta_{tr} = 0,85$ - koeficijent korisnog djelovanja transmisije – usvojena veličina.

Na temelju dobijene vrijednosti snage na zamajcu motora izabire se motor maksimalne snage 44,1 kW pri broju okretaja 5200 $o/\min$.

IV Statičko opterećenje vozila:

Položaj težišta vozila određen je odnosima $(l_1/L)=(l_2/L)=0{,}5$ (usvojena vrijednost)

$$l_1 = l_2 = \frac{L}{2} = 1{,}2125\ m$$

Statička reakcija zadnjih točkova:

$$G_2 = G_a \cdot \frac{l_1}{L} = 12655 \cdot 0{,}5 = 6327{,}5 \quad N$$

V Dinamičko opterećenje zadnje osovine:

Računa se za maksimalnu vučnu silu koja se može dovesti na zadnje pogonske točkove sa stanovišta prianjanja.

$$Z_2 = G_a \cdot \cos\alpha \cdot \frac{l_1 - fh_c}{L - \varphi h_c} = 12655 \cdot \frac{1{,}212 - 0{,}015 \cdot 0{,}55}{2{,}425 - 0{,}7 \cdot 0{,}55} = 7470{,}48 \quad N$$

gdje je h_c visina težišta vozila i usvojena je $h_c = 0{,}55$ m.
Pod pretpostavkom da se vozilo kreće na asfaltnom putu usvojen je koeficijent prijanjanja $\varphi = 0{,}7$.

VI Prenosni odnos u pogonskom (zadnjem) mostu:

Dinamički radius točka je usvojen $r_d = 0{,}303\ m$. Uz uslov da je prenosni odnos u mjenjaču pri postizanju v_{max} $i_{mj} = 1$, prenosni odnos u pogonskom mostu računa se kao:

$$i_0 = \frac{2\pi r_d \cdot n \cdot 3{,}6}{60 \cdot v_{max}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0{,}303 \cdot 5200 \cdot 3{,}6}{60 \cdot 140}$$

$$i_0 = 4{,}24$$

Provjera prenosnog odnosa pogonskog mosta preko koeficijenata turažnosti:

$$\eta_n = \frac{n_M}{v_{max}} = \frac{5200}{140} = 37{,}14$$

Kako se vidi koeficijent je u granicama predviđenim za putnička vozila.

VII Prenosni odnos u I stepenu prenosa:

Prenosni odnos I stepena mjenjačke kutije dobije se preko maksimalne sile vuče sa stanovišta prijanjanja:

$$i_I = \frac{F_{p2\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot \eta_{tr} \cdot i_0} = \frac{5229{,}34 \cdot 0{,}303}{101{,}18 \cdot 0{,}85 \cdot 4{,}24}$$

$$i_I = 4{,}345$$

gdje je:

$$F_{p2\,max} = \varphi \cdot Z_2 = 5229{,}34\ N$$

Provjera prenosnog odnosa preko otpora puta:

- preko uspona, uzimajući u ozir mogućnost savladavanja maksimalnog uspona:

$$i_{I,min} = \frac{G_a \cdot \psi_{max} \cdot r_d}{M_{e\,max} \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}} = \frac{12655 \cdot 0{,}323 \cdot 0{,}303}{101{,}18 \cdot 4{,}345 \cdot 0{,}85} = 3{,}314$$

gdje je:

$$\psi_{max} = f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}$$

usvojem maksimalni uspon 32,5 % ($\alpha_{max} = 18°$).

- preko prijanjanja, uzimajući u obzir maksimalno prijanjanje pogonskih točkova:

$$i_{I,max} = \frac{Z_2 \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{M\,max} \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}} = \frac{7470{,}48 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}303}{101{,}18 \cdot 4{,}345 \cdot 0{,}85} = 4{,}345$$

Odabrani prenosni odnos treba biti između izračunatih vrijednosti:

$$i_{I,min} \le i_I \le i_{I,max}$$

Ovdje je usvojen $i_I = 4{,}345$

VIII Prenosni odnosi u mjenjačkoj kutiji:

Količnik geometrijske progresije, za slučaj da je zadnji sepen prenosa direktni – $i_4 = 1$ iznosi:

$$q = \sqrt[z-1]{i_I} = \sqrt[4-1]{4{,}345} = 1{,}6318$$

gdje je:

z – broj stepeni prenosa

te su prenosni odnosi u mjenjačkoj kutiji:

$$i_d = i_{IV} = 1$$
$$i_{III} = q \cdot i_{IV} = 1{,}6318$$
$$i_{II} = q \cdot i_{III} = 2{,}663$$
$$i_1 = 4{,}345$$

Na osnovu ovih prenosnih odnosa, maksimalne brzine u pojedinim stepenima prenosa su:

$$v_i = \frac{v_{max}}{i_i}; \quad i = 1,2,3,4$$

$$v_I = \frac{140}{4{,}345} = 32{,}22 \quad km/h$$

$$v_{II} = \frac{140}{2{,}663} = 52{,}57 \quad km/h$$

$$v_{III} = \frac{140}{1{,}6318} = 85{,}79 \quad km/h$$

$$v_{IV} = v_d = 140 \quad km/h$$

IX Maksimalni usponi koje vozilo može savladati:

Maksimalni uspon se može odrediti na osnovu maksimalnog dinamičkog faktora u pojedinim stepenima prenosa:

$$D = \frac{F_0 - R_v}{G} = f\cos\alpha + \frac{j}{g}\cdot\delta$$

Maksimalni uspon se postiže krećući se konstantnom brzinom, pa je j = 0, odnosno:

$$D_{max} = f\cos\alpha_{max} + \sin\alpha_{max}$$

$$D_{1,max} = 0{,}413 \qquad \alpha_{1,max} = 23{,}5° \qquad U_{1,max} = 43{,}48°$$
$$D_{2,max} = 0{,}251 \qquad \alpha_{2,max} = 13{,}7° \qquad U_{2,max} = 24{,}4°$$
$$D_{3,max} = 0{,}151 \qquad \alpha_{3,max} = 7{,}8° \qquad U_{3,max} = 13{,}7°$$
$$D_{4,max} = 0{,}087 \qquad \alpha_{4,max} = 4{,}14° \qquad U_{4,max} = 7{,}24°$$

X Podaci za NDV-diagram

X.1 Sile vuče na pogonskim točkovima:

$$F_{p_n} = \frac{M_{e\max}\cdot i_0\cdot i_{mk}\cdot\eta_{tr}}{r_d} = 11{,}894\cdot i_{mk}\cdot M_{e\max}$$
$$F_{pI} = 11{,}894\cdot i_I\cdot M_{e\max} = 11{,}894\cdot 4{,}345\cdot M_{e\max} = 51{,}681 \quad M_{e\max}$$
$$F_{pII} = 11{,}894\cdot i_{II}\cdot M_{e\max} = 31{,}674\cdot M_{e\max}$$
$$F_{pIII} = 11{,}894\cdot i_{III}\cdot M_{e\max} = 19{,}41\cdot M_{e\max}$$
$$F_{pIV} = 11{,}894\cdot M_{e\max}$$

X.2 Brzine za pojedine brojeve okretaja:

$$v_i = \frac{2\pi r_d\cdot n_x\cdot 3{,}6}{60\cdot i_0\cdot i_{mki}} = k\cdot\frac{n_x}{i_{mki}} \qquad k = \frac{2\pi r_d\cdot 3{,}6}{60\cdot i_0} = \frac{2\pi\cdot 0{,}303\cdot 3{,}6}{60\cdot 4{,}24} = 0{,}0269406$$
$$v_I = 0{,}0062\cdot n_x$$
$$v_{II} = 0{,}0101\cdot n_x$$
$$v_{III} = 0{,}0165\cdot n_x$$
$$v_{IV} = 0{,}02694\cdot n_x$$

Napomena:

Prethodni izrazi su računati za razne vrijednosti broja obrtaja motora i brzine vozila, a obrađeni rezultati se nalaze u tabelama 10, 11, 12, 13, 14, 15 i 16.
Rezultati dobiveni u navedenim tabelama prikazani su grafički na sl. 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28 i 29.

Tabela 10. Podaci za diagram R = f(v)

v	km/h	20	40	60	80	100	120	140
R_v	N	14,1	56,4	126,9	225,6	352,5	507,6	691,0
R_f	N	189,8						
R_u	N	63,3						
R_{uk}	N	267,20	309,50	380,0	478,70	605,5	760,7	944,1

Tabela 11. Podaci za dijagram P = f(v)

v	km/h	20	40	60	80	100	120	140
P_f	kW	1,054	2,109	3,164	4,218	5,273	6,327	7,382
P_v	kW	0,078	0,624	2,108	4,998	9,762	16,869	26,787
P_u	kW	0,351	0,703	1,054	1,406	1,767	2,109	2,461
P_{uk}	kW	1,483	1,483	6,326	10,622	16,792	25,305	36,63
P_M	kW	1,745	4,042	7,44	2,496	19,755	29,83	43,19

Tabela 12. Podaci uz diagram P_e =f(n); M_e =f(n)

n	°/min	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5200
P_e	KW	4,609	9,79	15,33	20,97	26,49	31,65	36,21	39,95	42,61	43,97	44,1
M_e	Nm	88,02	93,56	97,60	100,15	101,18	100,75	98,80	95,36	90,41	83,98	81,00

Tabela 13. Podaci za potrebnu i raspoloživu snagu

st.pr.	n_x	°/min	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5200
	P_e	kW	4,61	9,79	15,33	20,97	26,49	31,65	36,21	39,95	42,61	43,97	44,1
I	v	km/h	3,1	6,2	9,3	12,4	15,5	18,6	21,7	24,8	27,9	31	32,2
	P	kW	3,92	8,32	13,03	17,82	22,51	26,9	30,8	33,9	36,2	37,4	37,5
II	v	km/h	5,05	10,1	15,15	20,2	25,25	30,3	35,35	40,4	45,45	50,5	52,52
	P	kW	3,92	8,32	13,03	17,82	22,51	26,9	30,8	33,9	36,2	37,4	37,5
III	v	km/h	8,25	16,5	24,75	33	41,25	44,5	57,75	66	74,25	84,5	85,8
	P	kW	3,92	8,32	13,03	17,82	22,51	26,9	30,8	33,9	36,2	37,4	37,5
IV	v	km/h	13,47	26,94	40,41	53,88	67,35	80,82	94,29	107,76	121,23	134,7	140
	P	kW	3,92	8,32	13,03	17,82	22,51	26,9	30,8	33,9	36,2	37,4	37,5

Tabela 14. Podaci raspoložive snage

uspon	v [km/h]	20	40	60	80	100	120	140
	P_v[kW]	0,078	0,63	2,12	5,01	9,79	16,92	26,87
5%	P_f	1,05	2,11	3,16	4,21	5,27	6,32	7,37
	P_u	3,51	7,02	10,53	12,29	15,80	19,31	22,82
	P_{uk}	4,59	9,76	15,81	21,51	30,86	42,55	57,06
10%	P_f	1,05	2,10	3,15	4,20	5,25	6,30	-
	P_u	7,0	13,99	20,99	27,98	34,98	41,97	-
	P_{uk}	8,13	16,72	26,26	37,19	50,02	65,19	-
15%	P_f	1,04	2,09	3,13	4,17	5,21	6,26	-
	P_u	10,43	20,86	31,29	41,72	52,15	62,58	-
	P_{uk}	11,55	23,57	36,53	50,90	60,15	85,75	-
20%	P_f	1,03	20,7	3,10	4,14	5,17	-	-
	P_u	13,79	27,58	41,36	55,15	68,94	-	-
	P_{uk}	14,90	30,27	46,58	64,30	83,90	-	-
25%	P_f	1,02	2,05	3,07	4,09	-	-	-
	P_u	17,05	34,10	51,15	68,21	-	-	-
	P_{uk}	18,15	36,78	56,34	77,31	-	-	-
30%	P_f	1,01	2,02	3,03	-	-	-	-
	P_u	20,20	40,40	60,61	-	-	-	-
	P_{uk}	21,29	43,05	65,75	-	-	-	-
35%	P_f	1,00	1,99	2,99	-	-	-	-
	P_u	23,23	46,45	69,68	-	-	-	-
	P_{uk}	24,30	49,07	74,78	-	-	-	-
40%	P_f	0,98	1,96	-	-	-	-	-
	P_u	26,11	52,22	-	-	-	-	-
	P_{uk}	27,17	54,81	-	-	-	-	-

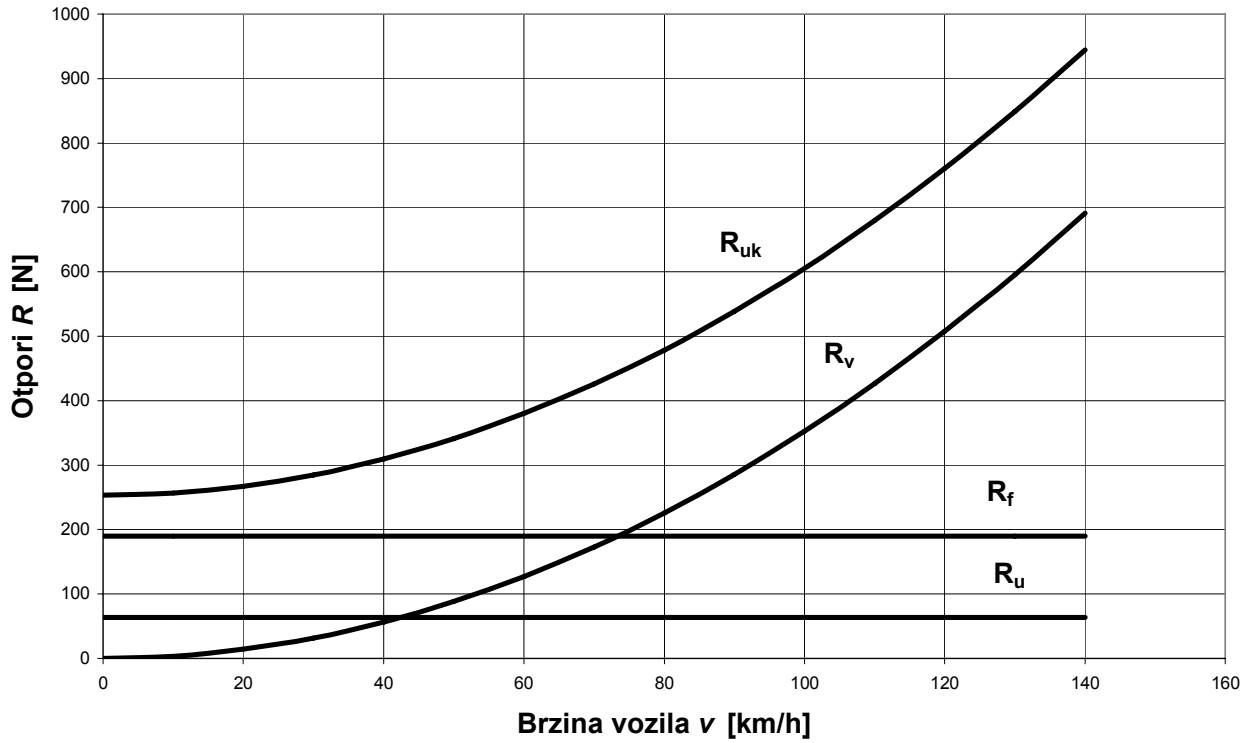
Tabela 15. Podaci za NDV-diagram

	n_M [°/min]	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5200
st.pr	M_z[Nm]	88,02	93,56	97,6	100,15	101,18	100,75	98,8	95,36	90,41	83,98	80,99
I	v [km/h]	3,1	6,2	9,3	12,4	15,5	18,6	21,7	24,8	27,9	31,0	32,24
	R_v [N]	0,34	1,35	3,04	5,4	8,44	12,16	16,55	21,62	27,36	33,77	36,53
	F_p [N]	4549	4835	5044	5176	5229	5207	5106	4928	4672	4340	4186
	D [-]	0,36	0,38	0,398	0,409	0,413	0,411	0,403	0,39	0,37	0,34	0,33
II	v [km/h]	5,05	10,1	15,15	20,2	25,25	30,3	35,35	40,4	45,45	50,5	52,52
	R_v [N]	0,89	3,58	8,06	14,34	22,4	32,26	43,92	57,36	72,59	89,62	96,94
	F_p [N]	2788	2963	3091	3172	3205	3191	3129	3020	2864	2660	2565
	D [-]	0,22	0,234	0,244	0,25	0,252	0,250	0,244	0,234	0,220	0,203	0,20
III	v [km/h]	8,25	16,5	24,75	33	41,25	44,5	57,75	66	74,25	84,5	85,8
	R_v [N]	2,39	9,57	21,53	38,27	59,8	69,59	117,2	153,08	193,75	250,94	258,72
	F_p [N]	1708	1816	1894	1494	1964	1956	1918	1851	1755	1630	1572
	D [-]	0,135	0,143	0,149	0,150	0,151	0,148	0,142	0,134	0,128	0,110	0,104
IV	v [km/h]	13,47	26,94	40,41	53,88	67,35	80,82	94,29	107,76	121,23	134,7	140
	R_v [N]	6,38	25,5	57,4	102,0	159,4	229,6	312,5	408,1	516,5	637,7	688,8
	F_p [N]	1047	1113	1161	1191	1203	1198	1175	1134	1075	999	963
	D [-]	0,082	0,085	0,087	0,086	0,083	0,077	0,068	0,057	0,044	0,028	0,022

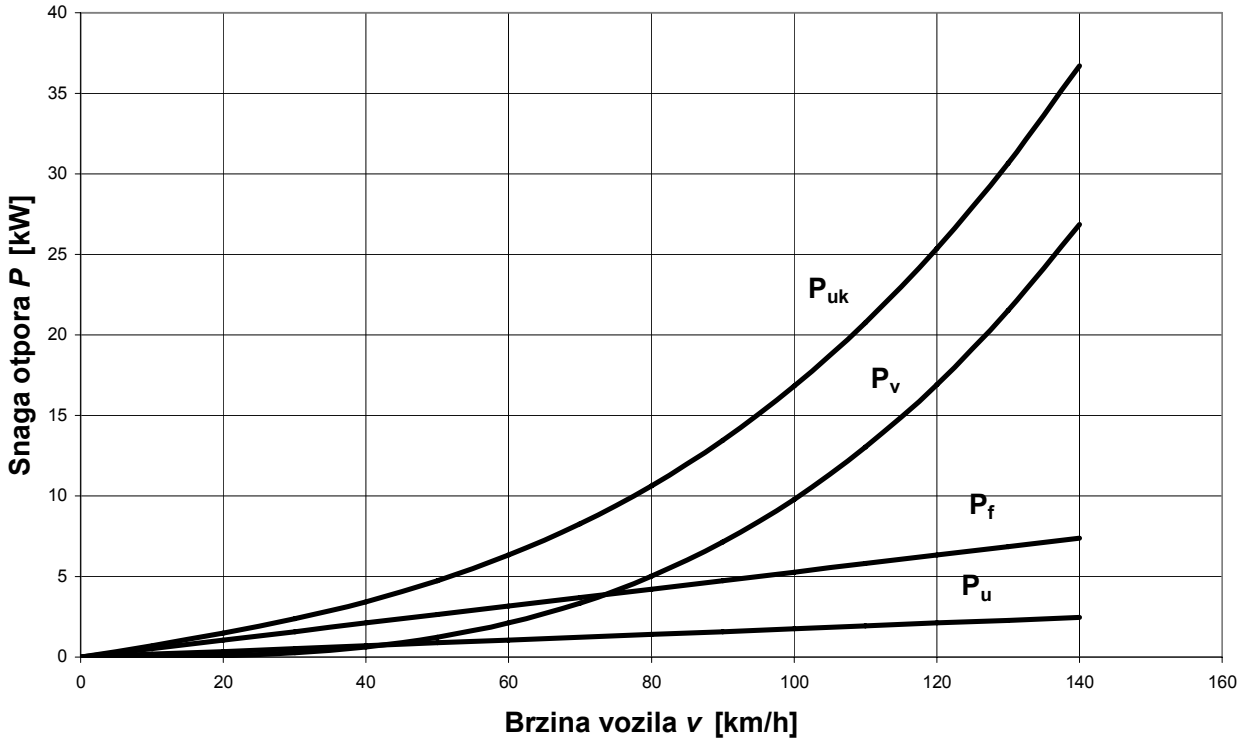
Tabela 16. Podaci za dijagram a=dv/dt = f(n)

i_{MK}	δ	$\delta \cdot G_a/g$	m_M[o/min]	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5200
4,345	1,974	2546,8	F_p[N]	4549	4835	5044	5176	5229	5207	5106	4928	4672	4340	4186
			R_{ost}[N]	190,16	191,17	192,86	195,24	198,28	201,98	206,37	211,44	217,18	223,56	226,35
			dv/dt [m/s^2]	1,711	1,823	1,905	1,955	1,975	1,965	1,924	1,852	1,75	1,616	1,554
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	0,584	0,548	0,525	0,511	0,506	0,508	0,519	0,539	0,571	0,618	0,643
2,663	1,384	1785,4	F_p[N]	2788	29,63	3091	3172	3204	3191	3129	3020	2864	2660	2566
			R_{ost}[N]	190,72	193,4	197,89	204,17	212,22	222,08	233,74	247,18	262,42	279,45	286,76
			dv/dt [m/s^2]	1,455	1,551	1,62	1,662	1,676	1,662	1,621	1,553	1,457	1,333	1,276
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	0,687	0,644	0,617	0,601	0,596	0,601	0,616	0,643	0,686	0,75	0,783
1,6318	1,163	1500,3	F_p[N]	1708	1816	1894	1944	1964	1956	1918	1851	1754	1630	1572
			R_{ost}[N]	192,2	199,4	211,35	228,09	249,62	259,42	307,02	342,91	383,57	440,76	448,54
			dv/dt [m/s^2]	1,01	1,077	1,121	1,143	1,142	1,13	1,073	1,005	0,913	0,792	0,749
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	0,989	0,928	0,891	0,874	0,875	0,884	0,931	0,994	1,094	1,261	1,335
1	1,08	1393,2	F_p[N]	1047	1113	1161	1191	1203	1198	1175	1134	1075	999	963
			R_{ost}[N]	196,2	215,4	247,2	291,8	349,2	419,3	502,3	597,9	706,3	827,5	878,7
			dv/dt [m/s^2]	0,61	0,644	0,655	0,645	0,613	0,559	0,483	0,385	0,264	0,123	0,06
			$1/dv/dt$ [s^2/m]	1,64	1,55	1,53	1,55	1,63	1,79	2,07	2,6	3,8	8,23	17,1

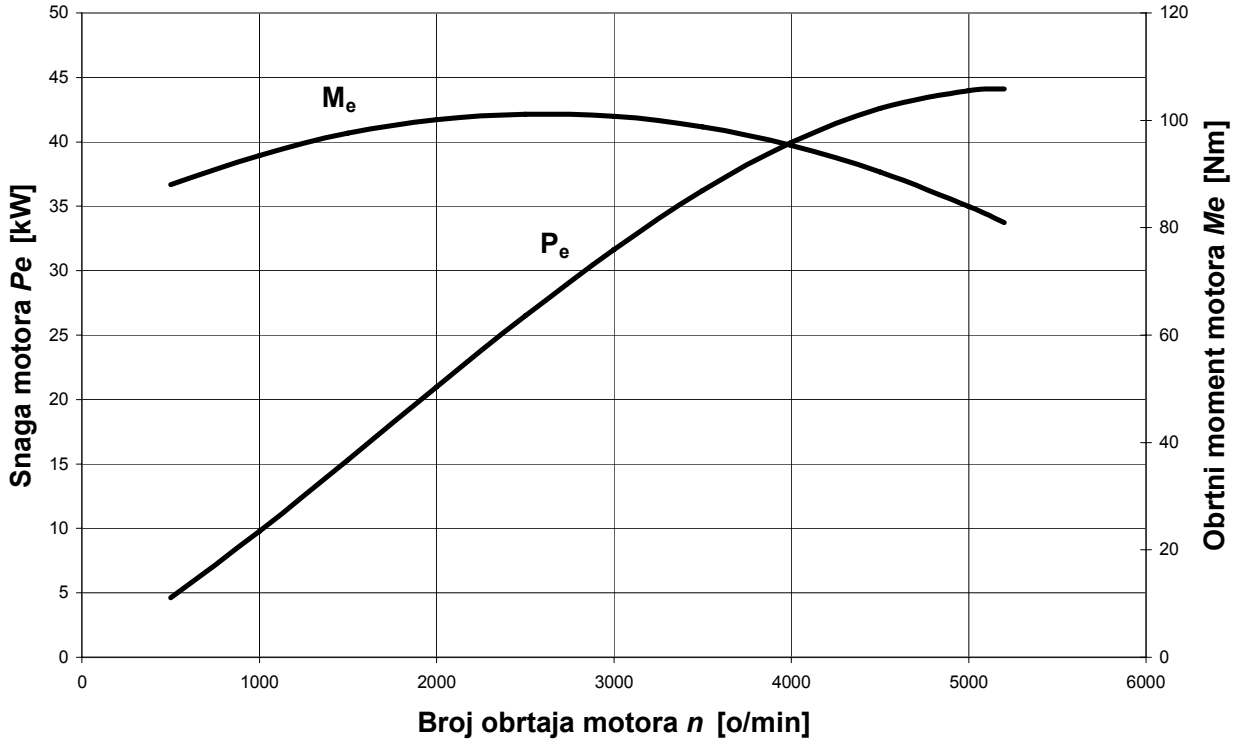
$$\delta = 1{,}03 + 0{,}05 \cdot i_{MK}^2$$



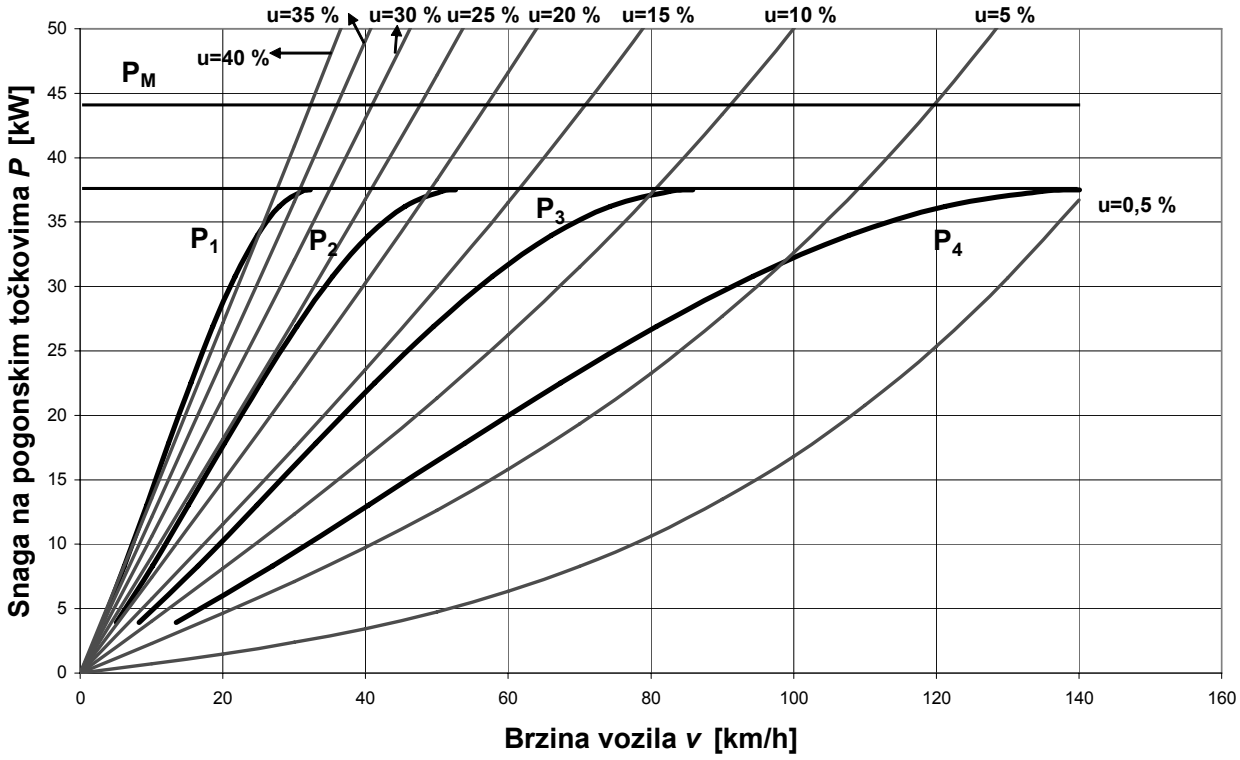
Sl. 22 Diagram vanjskih otpora u funkcije brzine za uspon 0,5%



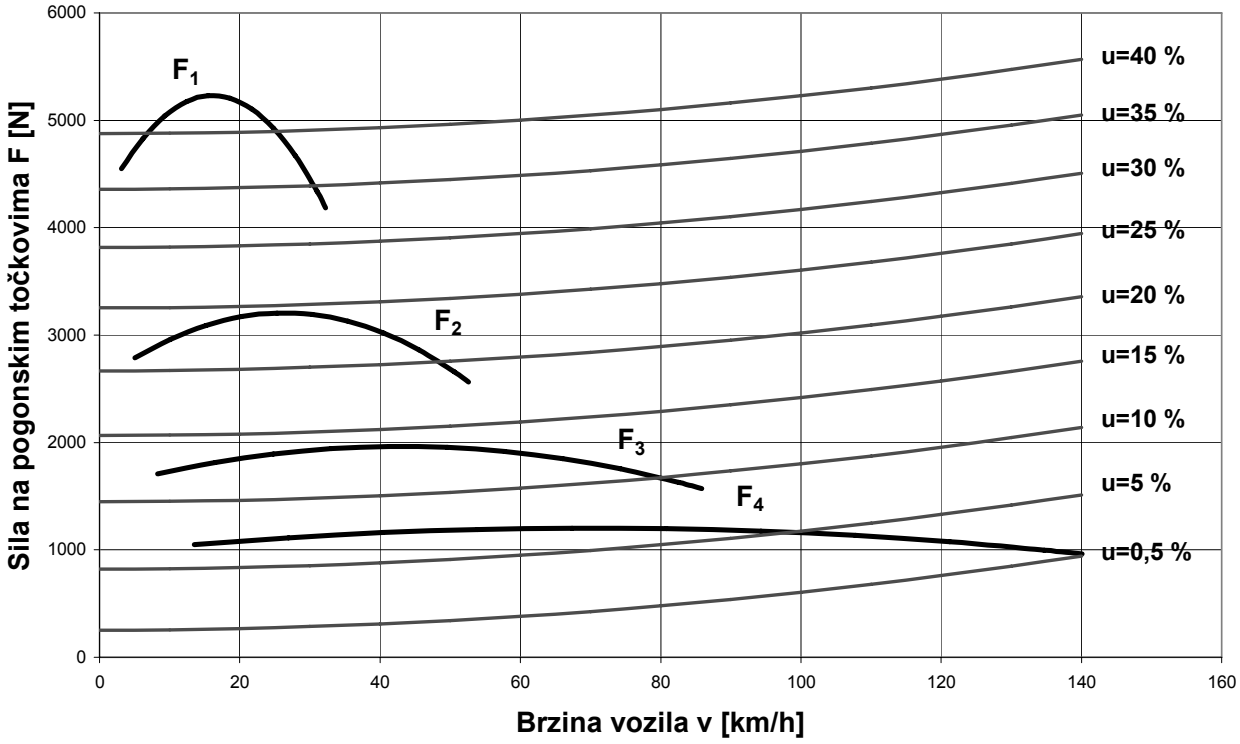
Sl. 23 Diagram snage na točku u funkciji brzine za uspon 0,5 %



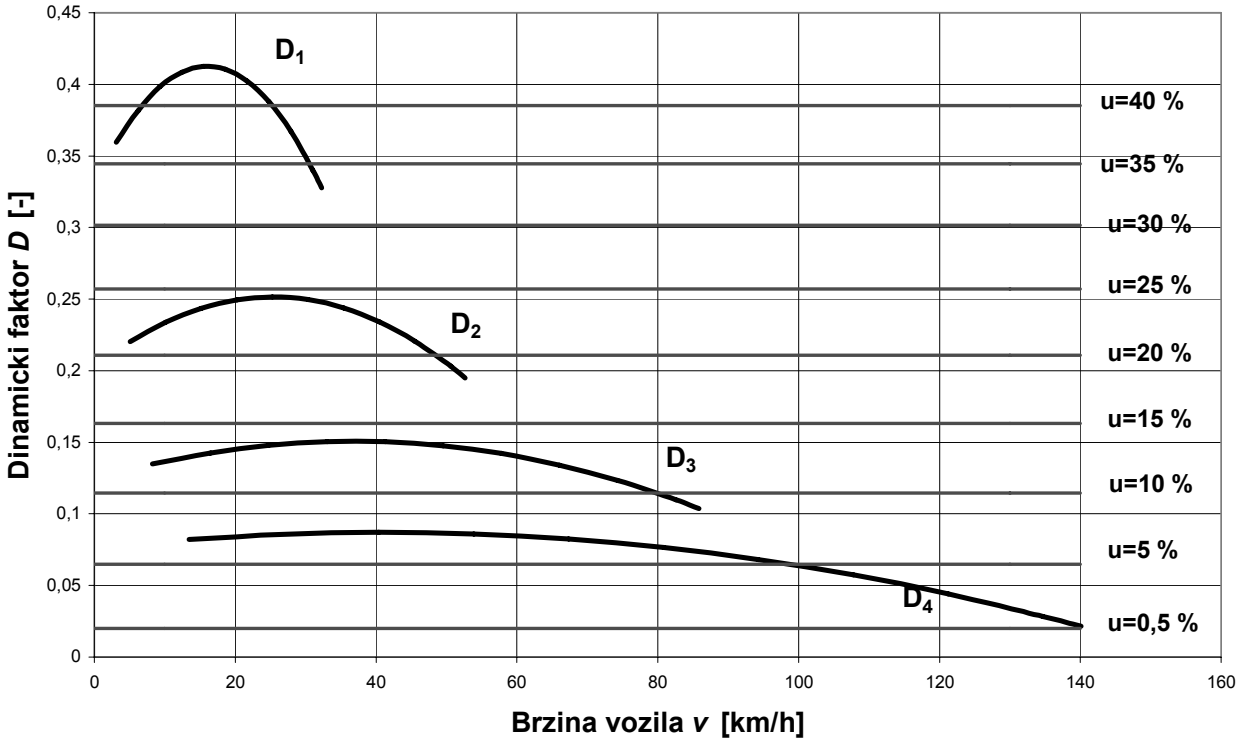
Sl. 24 Brzinska karakteristika motora



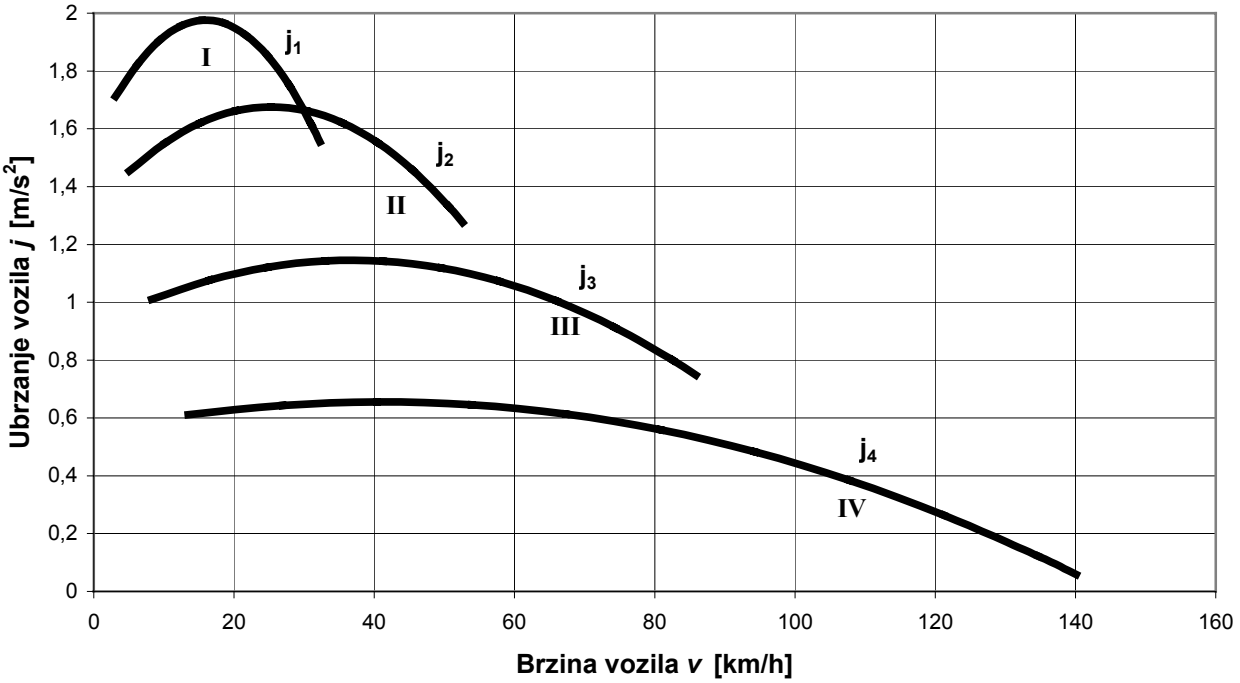
Sl. 25 Diagram potrebne i raspoložive snage u funkciji brzine



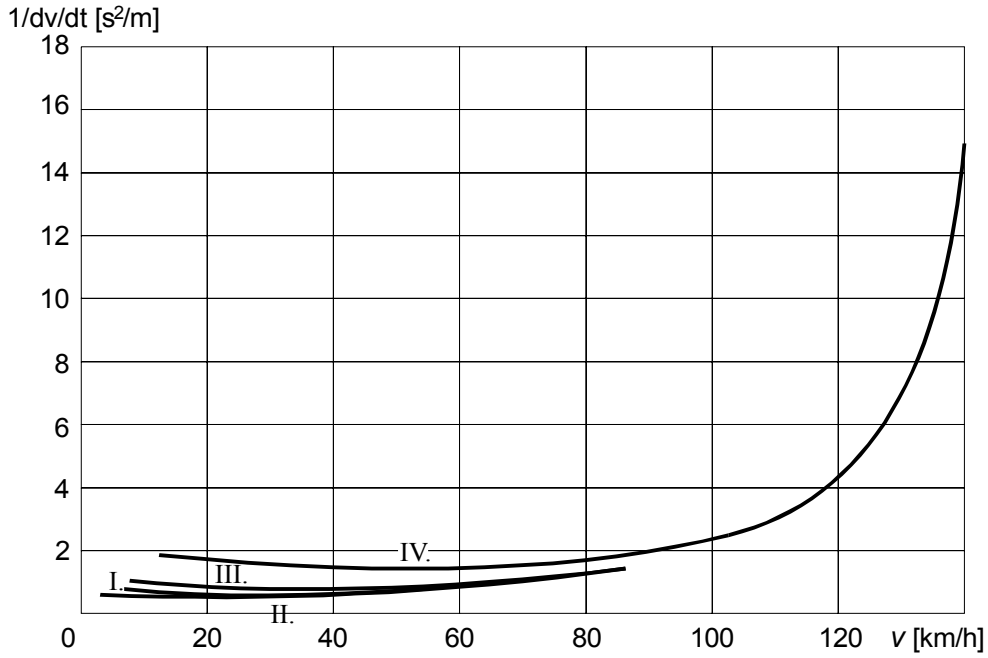
Sl. 26 Diagram sile vuče na točku



Sl. 27 Dinamički faktor vozila



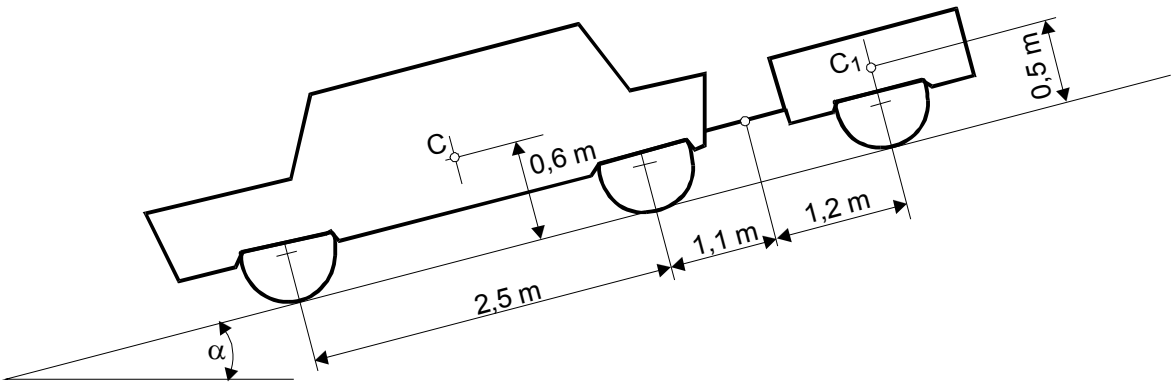
Sl. 28 Diagram ubrzanja



Sl. 29 Diagram recipročne vrijednosti ubrzanja

C. Kočenje i slobodno zaustavljanje

21. Putnički automobil sa jednoosovinskom prikolicom kreće se nizbrdicom 8 % ($\varphi = 0{,}6$; $f = 0{,}03$). Težina automobila je 6,5 kN. Automobil je kočen na sva četiri točka, dok prikolica nema svog vlastitog kočionog sistema. Ostali podaci dati su na sl. 30.



Sl. 30 Osnovne dimenzije vozila

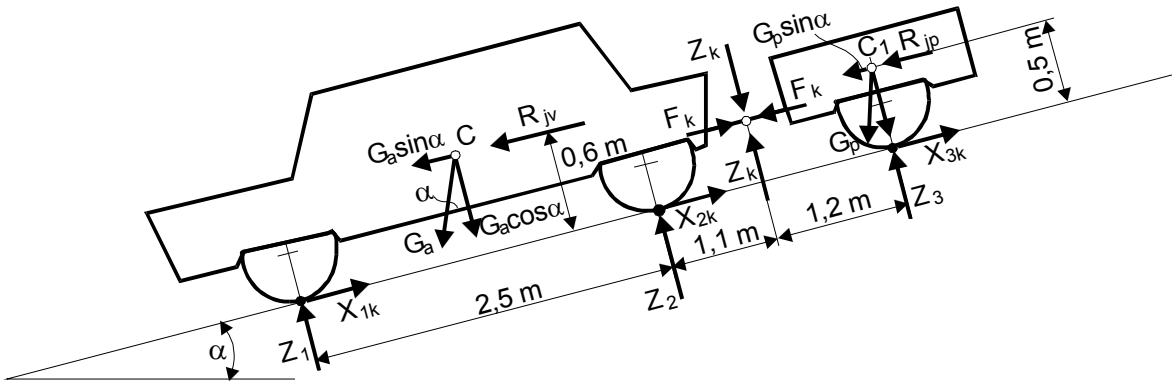
Koeficijent neravnomjernosti rotirajućih masa je $\delta \approx 1$.
Odrediti maksimalno usporenje cijelog sistema, a zatim posebno.
Osim toga, pronaći normalne reakcije tla na sve osovine sistema (vozilo + prikolica) i silu na kuki.

Napomena:

Otpor zraka i otpor kotrljanja zanemariti.

Rješenje:

Analiza sila na vozilu i prikolici data je na sl. 31.



Sl. 31 Analiza sila na vozilu i prikolici

Suma sila u pravcu kretanja vozila je:

$$G_a \cdot \sin\alpha + R_{jv} + G_p \cdot \sin\alpha + R_{jp} = X_{1k} + X_{2k} + X_{3k}$$

gdje je:

$$R_{jv} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \qquad R_{jp} = \frac{G_p}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Tangencijalna reakcija vozila (slučaj kočenja na sva četiri točka) je na granici prijanjanja tj. $X_{1k} + X_{2k} = G_a \cdot \varphi \cdot \cos\alpha$, dok se točak prikolice slobodno kotrlja, tj. $X_{3k} = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha$. Sada jednačina balansa sila prelazi u oblik:

$$\left(G_a + G_p\right) \cdot \sin\alpha + \left(G_a + G_p\right)\frac{1}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = G_a \cdot \varphi \cdot \cos\alpha + G_p \cdot f \cdot \cos\alpha$$

odakle se računa:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\left(G_a \cdot \varphi + G_p \cdot f\right) \cdot \cos\alpha - \left(G_a + G_p\right) \cdot \sin\alpha}{\frac{1}{g} \cdot \left(G_a + G_p\right)}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\left(14500 \cdot 0{,}6 + 6500 \cdot 0{,}3\right) \cdot \cos 4° - \left(14500 + 6500\right) \cdot \sin 4°}{\frac{1}{9{,}81} \cdot \left(14500 + 6500\right)} = 3{,}46 \quad \frac{m}{s^2}$$

Za samo vozilo je:

$$G_a \cdot \varphi \cdot \cos\alpha = G_a \cdot \sin\alpha + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

$$\frac{dv}{dt} = g \cdot \left(\varphi \cdot \cos\alpha - \sin\alpha\right) = 9{,}81 \cdot \left(0{,}6 \cdot \cos 4° - ° \sin 4°\right) = 5{,}187 \quad \frac{m}{s^2}$$

Sile na kuki se računaju kao:

$$F_k + R_{fp} = R_{up} + R_{jp} \rightarrow F_k = G_p \sin\alpha + \frac{G_p}{g}\left(\frac{dv}{dt}\right)_p - G_p \cdot f \cdot \cos\alpha = 2551{,}45 \quad N$$

$$Z_k \cdot 1{,}2 - G_p \cdot \sin\alpha \cdot 0{,}5 - R_{jp} \cdot 0{,}5 = 0 \rightarrow Z_k = 1144{,}15 \quad N$$

Normalne reakcije auta se računaju kao:

$$\sum M_A = 0$$

$$Z_2 \cdot 2{,}5 - Z_k\left(1{,}1 + 2{,}5\right) + F_k \cdot 0{,}3 + \left(G_a \cdot \sin\alpha + \frac{G_a}{g}\frac{dv}{dt}\right) \cdot 0{,}6 - G_a \cdot \cos\alpha \cdot \frac{2{,}5}{2} = 0$$

$$Z_2 = 7103{,}58 \quad N$$

$$\sum Z = 0$$

$$Z_1 + Z_2 = Z_k + G_a \cdot \cos\alpha \rightarrow Z_1 = 8505{,}24 \quad N$$

Normalne reakcije prikolice su:

$$\sum Z = 0 \qquad Z_3 = Z_k + G_p \cdot \sin\alpha$$

$$Z_3 = 1144{,}15 + 6500 \cdot \sin 4° = 1597{,}56 \quad N$$

22. Za vozilo ukupne težine 11 kN, koje se kreće na ravnom putu $\left(\varphi = 0{,}5; \quad f = 0{,}025\right)$, brzinom 90 km/h, odrediti:

- maksimalno moguće usporenje
- vrijeme kočenja do potpunog zaustavljanja zanemarujući pri tome kotrljanje, kao i odgovarajući put kočenja.

Ostali podaci:

- prenosni odnos mjenjačke kutije $i_{mk} = 1{,}6$
- prenosni odnos pogonskog mosta $i_0 = 4{,}5$
- moment inercije rotirajućih dijelova motora $J_M = 0{,}5$ kgm^2
- moment inercije točkova $J_t = 3$ kgm^2
- koeficijenat korisnog dejstva transmisije $\eta_{tr} = 0{,}85$
- dinamički radijus točka $r_d = 0{,}3$ m

Napomena:

Kočenje je na sve točkove i u svim slučajevima zanemaruje se R_v.

Rješenje:

Koeficijent neravnomijernosti rotirajućih masa je:

$$\delta = 1 + \frac{I_M \cdot g}{G_a} \cdot \frac{{i_{mk}}^2 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}{{r_d}^2} + 2I_t \frac{g}{G_a} \cdot \frac{1}{{r_d}^2}$$

$$\delta = 1 + \frac{0{,}5 \cdot 9{,}81}{11000} \cdot \frac{1{,}6^2 \cdot 4{,}5^2 \cdot 0{,}85}{0{,}3^2} + 2 \cdot 3 \cdot \frac{9{,}81}{11000} \cdot \frac{1}{0{,}3^2} = 1{,}277$$

- Maksimalno moguće usporenje vozila iznosi:

$$a_{\max} = \frac{g}{\delta}\left(\varphi + f\right) = \frac{9{,}81}{1{,}277}\left(0{,}5 + 0{,}025\right)$$

$$a_{\max} = 4{,}033 \quad m/s^2$$

- Vrijeme kočenja do potpunog zaustavljanja je:

$$t = \frac{\delta \cdot v}{\varphi \cdot g} = \frac{1{,}277 \cdot 90 / 3{,}6}{0{,}5 \cdot 9{,}81} = 6{,}5 \quad s$$

- put kočenja:

$$S_{min} = \frac{v^2}{2a_{max}} = \frac{(90/3{,}6)^2}{2 \cdot 4{,}033} = 77{,}48 \quad m$$

23. Za vozilo ukupne težine G_a=14,5 kN koje je podvrgnuto ispitivanju metodom slobodnog zaustavljanja, sa sljedećim podacima:

- faktor aerodinamičnosti KA = 0,6 kg/m
- koeficijenat otpora kotrljanja f = 0,015
- faktor neravnomijernosti $\delta = 1{,}038$

izračunati vrijeme slobodnog zaustavljanja:

a) ako vozilo smanji brzinu od 85 km/h na 26 km/h
b) ako se vozilo od gornje granice brzine potpuno zaustavi.

Rješenje:
Iz balansa sila na obimu točka:

$$F_p = \sum R = R_f + R_v + R_u + R_j = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha + KAv^2 + G_a \sin\alpha + \delta \frac{G_a}{g} \frac{dv}{dt}$$

Vozilo se zaustavlja na ravnom putu $(\alpha = 0)$, a sila na obimu točka je $F_p = 0$. Gornja jednačina prelazi u oblik:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta \cdot G_a} \cdot \left(G_a \cdot f + KAv^2\right)$$

Rješenjem diferencijalne jednačine dobiva se vrijeme smanjenja brzine i vrijeme zaustavljanja kao:

a) $dt = \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dv}{G_a f + KAv^2}$

$$t = \frac{\delta G_a}{g} \int_{v_{an}}^{v_n} \frac{dv}{G_a + KAv^2} = \frac{\delta G_a}{g\sqrt{G_a \cdot f \cdot KA}} \cdot arctg \frac{\sqrt{\frac{KA}{G_a \cdot f}}(v_n - v_{an})}{1 + \frac{KA}{G_a \cdot f} v_n \cdot v_{an}}$$

$$t = \frac{11{,}0388 \cdot 14500}{9{,}81\sqrt{14500 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}6}} \cdot arctg \frac{\sqrt{\frac{0{,}6}{14500 \cdot 0{,}015}}(23{,}61 - 7{,}22)}{1 + \frac{0{,}6}{14500 \cdot 0{,}015} \cdot 23{,}61 \cdot 7{,}22} = 71{,}1 \quad s$$

b) $t_2 = \frac{\delta \cdot G_a}{g\sqrt{G_a \cdot f \cdot KA}} arctg\left(\sqrt{\frac{KA}{G_a \cdot f}} \cdot v_n\right)$

$$t_2 = \frac{1{,}038 \cdot 14500}{9{,}81\sqrt{14500 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}6}} arctg\left(\sqrt{\frac{0{,}6}{14500 \cdot 0{,}015}} \cdot 23{,}61\right)$$

$$t_2 = 119{,}91 \quad s$$