

**TEHNIČKA
EKSPLOATACIJA
VOZILA**

SADRŽAJ:

UVOD	1
1 VUČNA DINAMIČNOST	4
1.1 Karakteristični režimi kretanja	4
1.2 Pokazatelji dinamičnosti pri ravnomernom kretanju pod dejstvom vučnih sila.....	4
1.3 Grafo-analitički metodi za određivanje pokazatelja vučne dinamičnosti.....	7
1.3.1 Metod ravnoteže sila.....	7
1.3.2 Metod slobodne vučne sile (Dijagram Ostrovцова)	8
1.3.3 Dinamički pasoš motornog vozila	9
1.3.4 Metod ravnoteže snaga	12
1.4 Vučna dinamičnost autovozova	14
1.5 Pokazatelji dinamičnosti pri neravnomernom kretanju.....	19
1.5.1 Ubrzavanje ili zalet motornih vozila.....	19
1.5.2 Dinamičko savlađivanje uspona	21
1.5.3 Kretanje po inerciji sa isključenim motorom.....	22
1.5.4 Preticanje	24
1.6 Uticaj eksploatacionih faktora na vučnu dinamičnost motornih vozila	25
2 KOČNA DINAMIČNOST	27
2.1 Proces kočenja motornih vozila	27
2.2 Jednačina kretanja u procesu kočenja	28
2.3 Izmeritelji kočne dinamičnosti transportnih vozila	29
2.3.1 Raspodela kočnih sila na osovine vozila	33
2.3.2 Eksperimentalno određivanje pokazatelja kočne dinamičnosti	36
2.4 Funkcija korektora kočne sile motornih vozila	38
2.4.1 Uređaji za ograničenje sile kočenja na zadnjoj osovini motornog vozila.....	38
2.4.2 Uređaj protiv blokiranja točkova (tzv. „Anti - blok” uređaj)	38
2.5 Kočna dinamičnost autovozova	39
2.6 Uticaj eksploatacionih faktora na kočnu dinamičnost transportnih vozila.....	44
3 EKONOMIČNOST POTROŠNJE GORIVA.....	47
3.1 Izmeritelji i pokazatelji potrošnje goriva transportnih vozila	47
3.2 Jednačina potrošnje goriva.....	48
3.3 Karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva.....	49
3.3.1 Eksperimentalno određivanje karakteristike ekonomičnosti potrošnje goriva	50
3.3.2 Analitičko određivanje karakteristike ekonomičnosti potrošnje goriva	51
3.4 Metod normiranja potrošnje goriva.....	52
3.5 Uticaj eksploatacionih faktora na potrošnju goriva	54

Uvod

Ovaj praktikum se zasniva uglavnom na ažuriranom materijalu iz udžbenika „Primenjena teorija kretanja i eksploatacione osobine transportnih vozila” autora dr V. Radovanovića (izdatog na Saobraćajnom fakultetu u Beogradu, oktobra 1979. god.).

Motorno vozilo je složeno tehničko sredstvo čije osobine nije moguće oceniti jednim parametrom. Složenost konstrukcije i veliki broj zahteva koji se postavljaju motornom vozilu u uslovima racionalne eksploatacije čine da se njegov kvalitet kao sredstva transportnog rada može oceniti samo preko niza eksploataciono-tehničkih osobina, odnosno preko vrednosti izmeritelja tih osobina.

Eksploataciono-tehničke osobine jednog motornog vozila zavise od osnovnih parametara konstrukcije, osobenosti radnih procesa u njegovim agregatima i od tehničkog stanja. Pored ovih „unutrašnjih faktora” stvarne vrednosti izmeritelja, eksploataciono-tehničkih svojstava zavisiće i od spoljnih faktora (putni i klimatski uslovi, kvalitet goriva i maziva, režim kretanja i način vožnje, intenzitet saobraćajnih tokova, daljina prevoza, tehnologija utovarno-istovarnih procesa itd.). Eksploataciono-tehničke osobine motornih vozila pokazuju prema tome, mogućnosti njihovog punog iskorišćenja u određenim uslovima. Isto tako, one omogućavaju da se oceni u kojoj meri određeno konstrukciono rešenje motornog vozila odgovara datim uslovima eksploatacije. Kvalitet jednog motornog vozila, odnosno njegove konstrukcije, ne može se ocenjivati nezavisno od uslova eksploatacije u kojima ono vrši transportni rad, jer ne postoji motorno vozilo koje bi podjednako dobro odgovaralo svim uslovima eksploatacije.

Eksploataciono-tehnička svojstva se mogu grupisati na ona koja su vezana za kretanje motornog vozila, te odražavaju i određene vrste kretanja. To su: dinamičnost, ekonomičnost, upravljivost, stabilnost, prohodnost i mekoća hoda.

- *Dinamičnost* je svojstvo (sposobnost) motornog vozila da vrši prevoz putnika i robe maksimalno mogućom srednjom brzinom u datim uslovima. Ovo svojstvo, u najvećoj meri, utiče na proizvodnost motornog vozila kao sredstva transportnog rada. Veća srednja brzina prevoza na određenoj udaljenosti omogućava da se u jedinici vremena preveze veća količina robe ili veći broj putnika tj. da se ostvari veći transportni rad uz iste „instalirane” kapacitete.
- *Ekonomičnost* potrošnje goriva je svojstvo (sposobnost) motornog vozila da što racionalnije iskoristi energiju goriva pri kretanju. Ovo svojstvo se odnosi i na potrošnju drugih pogonskih sredstava, ali kako je potrošnja goriva od najvećeg ekonomskog značaja, to se analiza ekonomičnosti svodi na analizu potrošnje goriva.
- *Upravlјivost* je svojstvo motornog vozila da po želji vozača menja pravac promenom položaja upravlјanih točkova.
- *Stabilnost* je svojstvo (sposobnost) motornog vozila da se suprotstavlјa zanošenju, proklizavanju i prevrtanju. Ovo svojstvo je veoma značajno kod kretanja po klizavim putevima i pri kretanju većim brzinama. Pored svojstva upravljivosti i kočione dinamičnosti ovo svojstvo ima najveći uticaj na bezbednost kretanja.
- *Prohodnost* motornog vozila je njegova sposobnost da se kreće u teškim putnim uslovima i van puteva. Od značaja je kod motornog vozila koja rade u šumskoj privredi, poljoprivredi, građevinarstvu kao i kod vojnih vozila.
- *Mekoća hoda* je svojstvo motornog vozila da se kreće po neravnim putevima sa što većom brzinom uz podnošljive vibracije karoserije, a bez štetnih posledica za putnike ili robu koja se prevozi. Od ovog svojstva zavisi srednja brzina kretanja, ali i stanje putnika i robe u toku transporta.

U drugu grupu ET svojstava ulaze: bezotkaznost, trajnost, prilagođenost održavanju i obnavljanju radne sposobnosti i očuvanje radne sposobnosti. Ove četiri osobine određuju kompleksno eksploataciono-tehničko svojstvo – pouzdanost.

- *Pouzdanost* motornog vozila je njegova sposobnost da vrši transportni rad, zadržavajući svoje eksploatacione pokazatelje na zadatom nivou u toku određenog vremena (pređene kilometraže,

izvršenih časova rada, izvršenog obima rada) u datim uslovima eksploatacije. Ova osobina motornog vozila, kao tehničkog sredstva rada, proizilazi iz nekoliko drugih osobina koje pokazuju kvalitet konstrukcije motornog vozila u odnosu na bezotkaznost, trajnost, prilagođenost održavanju i obnavljanju radne sposobnosti kao i na očuvanje radne sposobnosti u toku skladištenja ili transporta.

- *Bezotkaznost* je svojstvo motornog vozila da održi svoju radnu sposobnost u toku određenog vremena obavljajući transportni rad, bez prinudnih prekida koji bi bili izazvani otkazom ili bitnim smanjenjem radne sposobnosti. Za ovo svojstvo se koristi i termin „eksploataciona pouzdanost”.
- *Trajnost* je osobina motornog vozila da sačuva radnu sposobnost u toku određenog vremena i uslova eksploatacije, uz neophodne prekide radi tehničkog održavanja ili zamene delova, odnosno agregata.
- *Prilagođenost održavanju i obnavljanju radne sposobnosti* je osobina motornog vozila da se radovi tehničkog održavanja i opravki mogu obaviti uz što manji utrošak vremena, rada i materijala. Ova osobina se naziva i „eksploataciona tehnološkičnost”.
- *Očuvanje radne sposobnosti* je svojstvo motornog vozila da u toku stajanja, skladištenja ili transporta sačuva svoju radnu sposobnost.

Treću grupu sačinjavaju nosivost, udobnost (komfor) i prilagođenost utovarno-istovarnim procesima:

- *Nosivost*, kao eksploataciono-tehničko svojstvo određeno je količinom robe ili brojem putnika koji mogu biti odjednom prevezeni. Nosivost teretnog motornog vozila zavisi i od dimenzija tovarnog prostora, dok je nosivost ili kapacitet putničkih motornih vozila izražena brojem mesta.
- *Udobnost* ili *komfor* motornog vozila je svojstvo koje određuje nivo kvaliteta prevoza po ugodnostima koje pruža putnicima ili robi.
- *Prilagođenost utovarno-istovarnim procesima* je svojstvo koje omogućuje utovar ili istovar odnosno ukrcavanje ili iskrcavanje, uz najmanji utrošak vremena i rada i uz optimalne uslove za putnike i robu.

Izučavanje eksploataciono-tehničkih svojstava ima za cilj povećanje proizvodnosti transportnog rada i smanjenje troškova po jedinici toga rada. Da bi se taj cilj ostvario potrebno je povećati srednju brzinu kretanja pri punom iskorišćenju nosivosti, smanjiti potrošnju pogonskih materijala (u prvom redu goriva), osigurati bezbednost kretanja i povoljne uslove za putnike i robu u toku transportnog procesa.

Motorno vozilo je složeno tehničko sredstvo, koje u vršenju transportnog rada mora da zadovolji veliki broj zahteva. Zato nije moguće njegov kvalitet ocenjivati jednim jedinstvenim parametrom, već nizom eksploataciono-tehničkih svojstava.

Svako svojstvo ili eksploataciono-tehnička osobina izučava se odvojeno. U realnim uslovima pak, eksploataciono-tehnička svojstva su povezana međusobno i zavise jedna od drugih. Promene u konstrukciji, čiji je cilj poboljšanje jednog od svojstava neminovno se odražavaju i na druga svojstva obično u smislu pogoršanja drugog. Tako, na primer, povećanje dinamičnosti obično ima za posledicu smanjenje ekonomičnosti ili, povećanje stabilnosti spuštanjem težišta ima za posledicu smanjenje prohodnosti i obrnuto. Isto tako, u realnim uslovima eksploatacije motornih vozila, vrednosti izmeritelja jednog eksploataciono-tehničkog svojstva zavise i od toga koliko je moguće smanjiti stvarne vrednosti izmeritelja drugog svojstva. Brzina koju motorno vozilo može da ostvari zavisi prvenstveno od njegove dinamičnosti, ali stvarna brzina kretanja zavisice od stanja kolovoza, odnosno stabilnosti (klizav put) ili udobnosti (neravan put).

Ovakva međuzavisnost eksploataciono-tehničkih svojstava pokazuje da se u konstrukciji motornih vozila mora ići na kompromisna rešenja, u smislu poboljšanja onih eksploataciono-tehničkih osobina koje su karakteristične za namenu motornih vozila i uslove u kojima će raditi.

Konstrukciju motornog vozila odnosno njegova eksploataciono-tehnička svojstva određuje više faktora. Sa jedne strane, to su zahtevi transporta kao efikasnog proizvodnog procesa koji podrazumeva: vozila veće nosivosti, veće specifične snage, specijalizovana za određene vrste transportnog rada i određene vrste tereta, ali i vozila ekonomična i pouzdana u eksploataciji, prilagodljiva i drugoj vrsti transportnog rada i tereta. Sa druge strane, u proizvodnji motornih vozila mora se voditi računa o ograničavanju broja tipova, o unifikaciji agregata i delova što omogućava niže troškove i nižu cenu vozila. Na preseku ovih protivrečnih zahteva proizvodnje i eksploatacije nalaze se konkretna rešenja motornih vozila. Specijalna vozila, prilagođena određenoj vrsti tereta i određenim eksploatacionim uslovima ostvaruju veću proizvodnost rada, ali su obično skuplja i teže se mogu prilagoditi promenljivim zahtevima transportnog tržišta. Univerzalna vozila, odnosno vozila za širu namenu imaju nižu proizvodnost rada, nižu cenu, ali mogu da pokriju veći broj zahteva. Pojam univerzalno motorno vozilo treba uslovno shvatiti jer je reč o vozilima koja su manje specijalizovana, a ne o vozilima koja se mogu univerzalno koristiti za sve vrste tereta i u svim uslovima eksploatacije. Takva univerzalna vozila ne postoje jer konstruktor i proizvođač moraju početi od karakterističnih uslova u kojima će

motorno vozilo raditi i vrste tereta koju će prevoziti, a to u manjoj ili većoj meri određuje njegovu konstrukciju i eksploataciono-tehnička svojstva.

Za inženjere, koji rade u transportnoj privredi od velikog značaja je mogućnost određivanja izmeritelja eksploataciono-tehničkih osobina. Na taj način oni određuju u kojoj meri konstrukcija motornog vozila odgovara zahtevima eksploatacije, odnosno na taj način se opredeljuju za određeni tip vozila kada je reč o nabavci novih. Određivanje pokazatelja eksploataciono-tehničkih osobina vrši se ili eksperimentom ili metodom proračuna. Eksperimentalno određivanje pokazatelja zasnovano je na laboratorijskim ili putnim ispitivanjima određenog tipa vozila u određenim uslovima. U laboratorijama se koriste probni stolovi različitih vrsta, dok se putna ispitivanja izvode ili na specijalnim pistama ili na određenim deonicama puta. Sva ova ispitivanja su dosta skupa jer zahtevaju angažovanje kvalifikovanog osoblja i znatan utrošak sredstava i rada. Rezultati, dobijeni ovakvim ispitivanjima odgovaraju rezultatima koje će ispitivano motorno vozilo pokazati u realnim uslovima eksploatacije, u onoj meri, u kojoj su uslovi ispitivanja odgovarali realnim uslovima eksploatacije. Metod proračuna kod određivanja pokazatelja eksploataciono-tehničkih osobina je jednostavniji, brži i jeftiniji, ali rezultati koji se dobijaju na taj način mogu biti samo približni (analitičkom metodom je nemoguće uzeti u obzir sve faktore koji deluju, već se mora uprošćavati). Međutim, za praktične svrhe i osnovno opredeljivanje kada se radi o oceni eksploataciono-tehničkih osobina motornih vozila dovoljne su, u najvećem broju slučajeva, i približne vrednosti pokazatelja. Najbolje je ako se kod ocenjivanja eksploataciono-tehničkih osobina koriste i ispitivanja i proračuni, kombinovano.

Ako je izmeritelj jedinica kojim se meri eksploataciono-tehničko svojstvo motornih vozila, onda je pokazatelj broj tih jedinica koji određuje kvantitativnu vrednost jednog eksploataciono-tehničkog svojstva. Komparativnu vrednost ovi pokazatelji imaju samo ako su dobijeni u jednakim uslovima ispitivanja ili pri jednakim proračunskim uprošćavanjima. Sam izmeritelj mora da ima jasan fizički smisao koji jednoznačno određuje dato eksploataciono svojstvo. Isto tako, poželjno je da se određuje relativno lako, bilo eksperimentalno bilo proračunom. Sve veći značaj koji transportna motorna vozila imaju u procesu proizvodnje preuzimajući sve veći deo transportnog rada ukazuje na potrebu daljih istraživanja u oblasti teorije eksploataciono-tehničkih svojstava. Istraživanja će ići u pravcu razrade sistema i metoda određivanja eksploataciono-tehničkih osobina, čiji bi rezultati bili najpribližniji onima u realnim uslovima eksploatacije. Tehnologija i organizacija transportnog procesa kao i svakog drugog proizvodnog procesa, pretpostavlja detaljno poznavanje sredstava transportnog rada, motornih vozila, tj. poznavanje njegovih stvarnih mogućnosti u datim uslovima. Racionalna eksploatacija motornih vozila bez toga nije moguća.

1 Vučna dinamičnost

1.1 Karakteristični režimi kretanja

U realnim uslovima eksploatacije, brzina kretanja motornog vozila se često menja zbog promene faktora relevantnih za kretanje. U te faktore ubrajaju se putni uslovi - vrsta i stanje kolovoza, profil puta, zatim klimatski i meteorološki uslovi (sneg, led kiša, magla, vetar i slična). Od velikog značaja su i saobraćajni uslovi, npr. intenzitet i struktura saobraćajnih tokova, ukrštanja u nivou, prelazi preko pruga, pešački prelazi, naseljena mesta i drugo. Svi ovi faktori određuju uslove kretanja motornog vozila, a to znači i brzinu kretanja. Pored ovih „spoljnih”, na stvarnu brzinu kretanja utiču i tzv. „unutrašnji” faktori kao što su tehničko stanje motornog vozila, tehnika vožnje i drugi.

Promena faktora koji određuju uslove kretanja motornog vozila dovode dakle do čestih promena brzina kretanja i vučnih momenata. Kako dinamičnost kao eksploataciono-tehničko svojstvo najviše zavisi od brzine, izlazi da ovo ET svojstvo treba oceniti na osnovu srednje brzine koju motorno vozilo može da ostvari u datim uslovima eksploatacije. Međutim, analitičko izražavanje uticaja svih faktora na srednju brzinu kretanja nije moguće zbog njihovog velikog broja i promena u intenzitetu i pravcu delovanja u toku kretanja na određenom putu. Kako je, sa druge strane, izučavanje uslova kretanja važno zbog njihovog uticaja na brzinu, a time i na dinamičnost motornog vozila, to se umesto režima kretanja u realnim uslovima eksploatacije, izučavanju karakteristični režimi kretanja koji izražavaju uticaje određenog broja faktora. Na taj način se veoma složen proces kretanja automobila izučava preko nekoliko elementarnih karakterističnih režima, koji u realnim uslovima predstavljaju faze stvarnog režima kretanja.

Određivanje karakterističnih režima kretanja može biti zasnovano ili na silama koje deluju na automobil ili na karakteru promena brzina.

Sa tim u vezi, postoji i podela karakterističnih režima na kretanje pod dejstvom vučne sile, kretanje kada vučna sila ne deluje i kretanje pod dejstvom kočne sile.

Ako je određivanje karakterističnih režima zasnovano na karakteru promena brzina; onda se razlikuju kretanje konstantnom brzinom (ravnomerno), kretanje sa ubrzavanjem i kretanje sa usporavanjem.

Sasvim je razumljivo da kretanje pod dejstvom vučne sile može biti u odnosu na promene brzine ravnomerno, ubrzavanje ili usporavanje. Isto tako i druga dva mogu biti ravnomerna, sa ubrzavanjem ili usporavanjem.

1.2 Pokazatelji dinamičnosti pri ravnomernom kretanju pod dejstvom vučnih sila

Analitički izraz uslova za ravnomerno kretanje motornog vozila je:

$$F_{pr} \geq F_o = R_{\psi} + R_v + R_{pot}$$

gde je: F_{pr} - sila prijanjanja

F_o - vučna sila

R_{ψ} - otpor puta

R_v - otpor vazduha

R_{pot} - otpor na poteznici

Vidi se da je za ovakvo kretanje karakteristična ravnoteža između vučne sile i sila otpora kretanju.

Pokazatelji dinamičnosti pri ovakvom kretanju su:

- maksimalna moguća brzina kretanja v_{max} na horizontalnom putu u dobrom stanju;
- dinamički faktor pri kretanju maksimalnom brzinom D_v ;

- maksimalni koeficijent otpora puta koji vozilo može da savlada u najnižem ψ_{max} i najvišem stepenu prenosa ψ_v .

Kao približni izmeritelj dinamičkih svojstava često se koristi specifična snaga P_{sp} [kW/t]. Ona predstavlja odnos maksimalne efektivne snage koju razvija motor i pune mase motornog vozila izražene u tonama.

Analitičko određivanje ovih pokazatelja moguće je preko rešavanja diferencijalne jednačine kretanja automobila ukoliko je poznata funkcionalna zavisnost brzine i vučne sile, sile otpora transmisije i sile otpora kotrljanja. U protivnom jednačina kretanja rešava se približno i to grafoanalitičkim metodama. Eksperimentalno određivanje ovih pokazatelja definisano je standardima.

Maksimalna brzina određuje se ispitivanjima na pisti ili pravolinijskom delu puta dužine 1 km i širine 7,5 m, uz uslov da se i sa jedne i sa druge strane obezbedi od 300 do 500 m za zalet vozila.

Na obeleženi deo puta na kome se vrši merenje, vozilo nailazi „punim gasom“ (maksimalno otvoren leptir) u najvišem stepenu prenosa. Merenje vremena za koje vozilo pređe označeni deo puta vrši se štopericom iz kola i to dva puta, odnosno sa jedne i druge strane. Merodavno je srednje vreme odnosno srednja vrednost ova dva vremena.

Za određivanje maksimalnih vrednosti koeficijenta otpora puta koje vozilo može da savlada, potrebna je pista na kojoj je poznat nagib i koeficijent otpora kotrljanja sa kolovozom, koji omogućava maksimalni koeficijent prijanjanja. Vozilo nailazi na ovakav deo piste minimalnom brzinom u prvom stepenu prenosa, ako se određuje ψ_{max} (maksimalno moguća vrednost koeficijenta otpora puta) i u trenutku nailaska daje se pun gas. Kod određivanja maksimalne vrednosti koeficijenta otpora puta u najvišem stepenu prenosa - ψ_v , vozilo nailazi brzinom koja odgovara broju obrtaja motora za maksimalni moment. U oba slučaja ispitivanja se ponavljaju dok se ne odredi onaj koeficijent otpora puta koji vozilo može da savlada u prvom, odnosno najvišem stepenu prenosa. U narednoj tabeli (Tabela 1) date su vrednosti pokazatelja vučne dinamičnosti za različite vrste motornih vozila.

Tabela 1. Pokazatelji vučne dinamičnosti različitih motornih vozila

Vozilo	v_{max} [km/h]	D_v	ψ_{max}	Ψ_v	P_{sp} [kW/t]
Putničko vozilo *					
malo	100-120	0,025-0,030	0,25-0,30	0,08-0,1	15-30
srednje i veliko	130-200	0,030-0,035	0,35-0,50	0,12-0,18	35-90
Teretno vozilo **					
malo	90-110	0,03-0,04	0,35-0,45	0,07-0,10	25-40
srednje i veliko	65-85	0,03-0,035	0,30-0,40	0,05-0,06	7-20
Autobus ***					
gradski	75-85	0,04-0,06	0,30-0,35	0,05-0,07	15-20
prigradski	90-110	0,04-0,05	0,30-0,32	0,05-0,07	10-15
međugradski	100-130	0,03-0,035	0,28-0,32	0,05-0,06	8-12
Autovoz	60-70	0,02-0,025	0,18-0,25	0,035-0,045	4-8

Osnovni metodi grafo-analitičkog određivanja pokazatelja vučne dinamičnosti zasnivaju se na dijagramu vuče i dinamičkoj karakteristici.

Dijagram vuče transportnih vozila predstavlja grafički izraz jednačine vučne ravnoteže odnosno uslova ravnoteže vučnih sila i sile otpora za slučaj punog opterećenja motora. Primer dijagrama vuče dat je na sledećoj slici (Slika 1).

Dijagram vuče ili vučna karakteristika dobija se nanošenjem vrednosti vučne sile u pojedinim stepenima prenosa i sile otpora u zavisnosti od brzine kretanja automobila. Krive u_{1-7} odgovaraju vrednostima otpora za različite vrednosti otpora uspona. Sa F_o označen je višak vučne sile koji može da se koristi za savlađivanje uspona (R_u), za ubrzavanje (R_a), vuču prikolica (R_{pot}) ili za savlađivanje drugih dopunskih otpora.

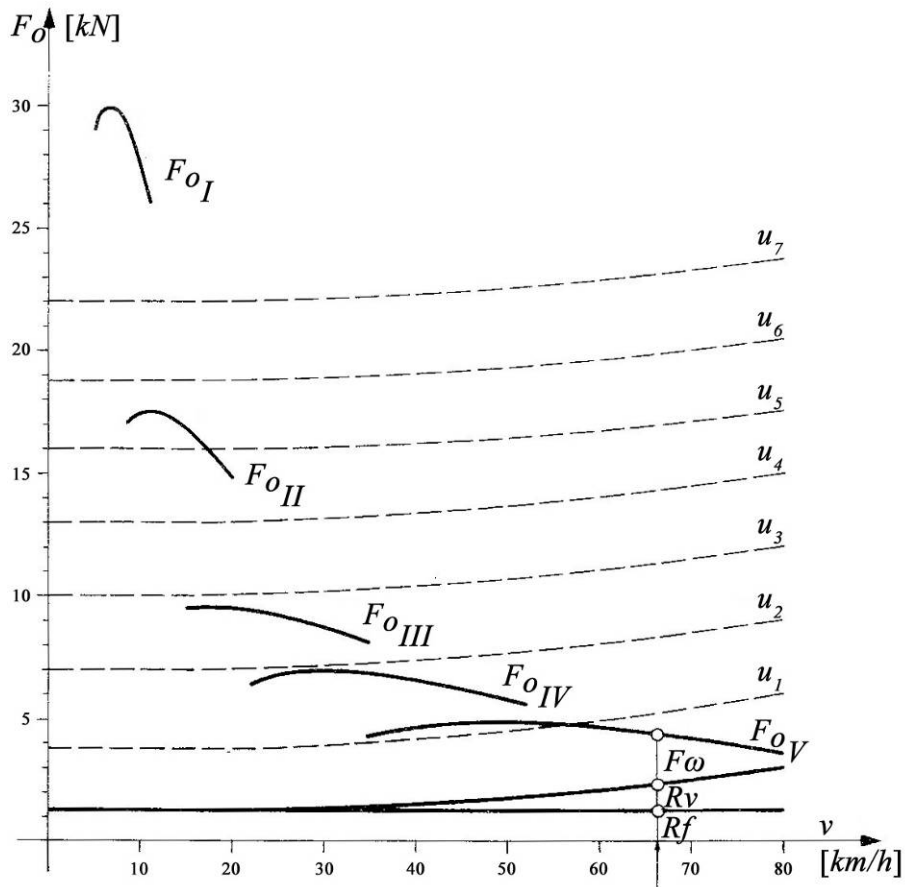
Dinamička karakteristika drumskih transportnih vozila je grafički izraz promene dinamičkog faktora D u zavisnosti od brzine kretanja vozila. Krive se crtaju za svaki stepen prenosa, a za maksimalno opterećenje vozila. Dinamički faktor predstavlja specifičnu slobodnu vučnu silu i određuje se kao odnos između obimne sile umanjene za veličinu otpora vazduha i ukupne težine vozila:

$$D = \frac{F_o - R_v}{G}$$

* prema radnoj zapremini motora

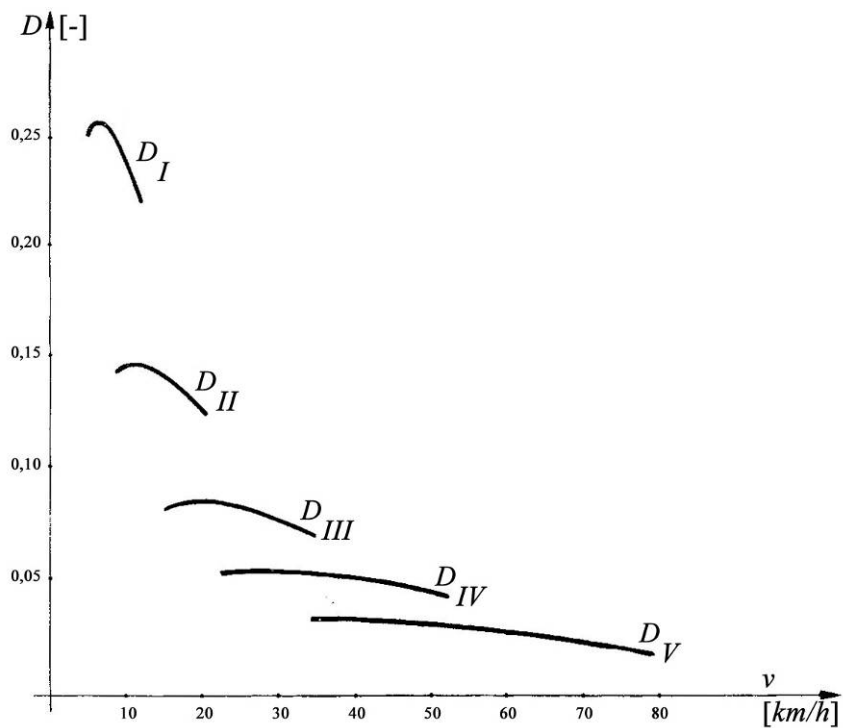
** prema nosivosti

*** prema nameni



Slika 1. Vučna karakteristika autobusa TAM AS 3500 CM

Na narednoj slici (Slika 2) prikazana je dinamička karakteristika vozila sa pet stepeni prenosa (autobus TAM AS 3500 CM)



Slika 2. Dinamička karakteristika autobusa TAM AS 3500 CM

1.3 Grafo-analički metodi za određivanje pokazatelja vučne dinamičnosti

1.3.1 Metod ravnoteže sila

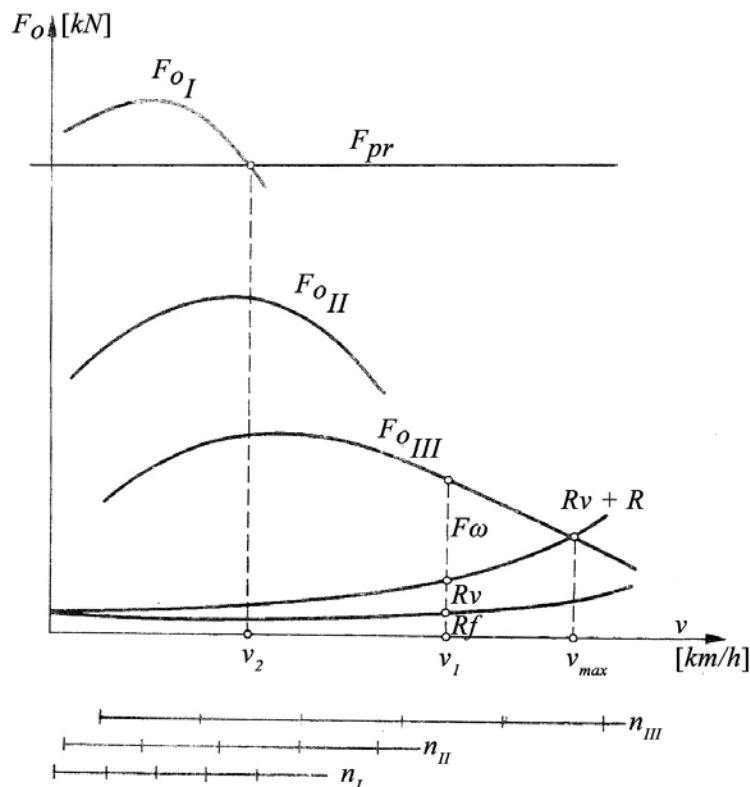
Da bi se vozilo kretalo, vučna sila koju ostvaruju pogonski točkovi treba da savlada sve otpore kretanja:

$$F_o = R_f + R_u + R_v + R_a + R_{pot} \quad [N]$$

Na osnovu ove jednačine odnosno njenog grafičkog izraza dijagrama vuče, moguće je odrediti maksimalnu brzinu kretanja (v_{max}) i maksimalni koeficijent otpora puta (ψ) koji vozilo može da savlada pri ravnomernom kretanju zadatom brzinom u određenom stepenu prenosa. U dijagramu vuče (Slika 3) nanose se prvo izračunate vrednosti vučnih sila u pojedinim stepenima prenosa. Radi pojednostavljenja uzeto je vozilo sa tri stepena prenosa i bez priključnog vozila $R_{pot} = 0$. Zatim se za određeni koeficijent nagiba puta (u) uz izračunati otpor kotrljanja pri različitim brzinama kretanja vozila nanose vrednosti otpora puta ($R_\psi = R_f + R_u$) za različite brzine. Otpor vazduha (R_v) nanosi se kao izračunata vrednost iznad brzine otpora puta R_ψ za određene vrednosti brzine kretanja vozila i na taj način dobija se kriva $R_v + R_\psi$. Ova kriva svojim vrednostima kod različitih brzina kretanja određuje potrebnu vrednost vučne sile (F_o) za ravnomerno kretanje.

Ordinata između krive vučne sile u određenom stepenu prenosa i krive zbira otpora $R_v + R_\psi$ pri određenoj brzini kretanja vozila, predstavlja vrednost viška vučne sile (F_ω) koji može da se koristi za savlađivanje dodatnih otpora kretanju.

Vrednost maksimalne brzine kretanja određena je apscisom tačke preseka krive F_{oIII} (kriva vučne sile u najvišem stepenu prenosa) i kriva $R_v + R_\psi$. U tački preseka vrednost viška vučne sile (F_ω) jednaka je nuli što znači da nema mogućnosti za savlađivanje bilo kojih dodatnih otpora kretanju pri toj brzini vozila. Vrednost vučne sile F_o može pod određenim uslovima da bude i manja od vrednosti zbira otpora, $R_v + R_\psi$, ali samo pri kretanju sa usporavanjem.



Slika 3. Dijagram vuče motornog vozila

Maksimalna vrednost koeficijenta otpora puta koji vozilo može da savlada zadatom brzinom u određenom stepenu prenosa, izračunava se tako što se prvo grafičkim putem odredi vrednost R_ψ (razlika $F_o - R_v$), a zatim na osnovu jednačine:

$$R_\psi = \psi \cdot G$$

i poznate vrednosti G (ukupna težina vozila) odredi vrednost ψ .

Kako je ravnoteža između vučne sile i sile otpora kretanja samo potreban, a ne i dovoljan uslov da će se kretanje vozila ostvariti, to je potrebno proveriti da li je sila prijanjanja F_{pr} u datim uslovima veća od potrebne vučne sile F_o .

$$F_{pr} > F_o$$

Silu prijanjanja $F_{pr} = \varphi_x \cdot G_{pog}$ treba izračunati za date vrednosti koeficijenta prijanjanja φ_x i težine na pogonskoj osovini G_{pog} . U određenoj razmeri naneti na dijagram kao pravu paralelnu apscisi. Iz dijagrama (Slika 3) se vidi da je kretanje moguće u celoj zoni ispod te prave, a to znači pri svim brzinama u drugom i trećem stepenu prenosa, dok je u prvom stepenu prenosa moguće samo brzinama većim od v_2 . Kretanje u prvom stepenu prenosa sa brzinama manjim od v_2 moguće je samo ako se smanji sila F_{ol} , a to znači obezbediti uslov da je:

$$F_{pr} > F_{ol}$$

Ovo se postiže smanjenjem opterećenja motora (smanjenjem gasa).

1.3.2 Metod slobodne vučne sile (Dijagram Ostrovцова)

Ovaj metod predložio je A. N. Ostrovcov kao metod koji olakšava rad i kod delimičnog iskorišćenja nosivosti transportnog vozila. Kod metoda ravnoteže sila računalo se sa punim iskorišćenjem nosivosti pa su u skladu sa tim određeni otpori kretanja. Sasvim je razumljivo da se kod delimičnog iskorišćenja nosivosti vozila, menjaju i otpori kretanja, a samim tim i vrednosti izmeritelja vučne dinamičnosti u datim uslovima. Metod slobodne vučne sile omogućava kompleksniju analizu jer uzima u obzir i promene opterećenja odnosno različite stepene iskorišćenja nosivosti. U tom cilju uveden je pojam slobodne vučne sile:

$$F_{sl} = F_o - R_v \geq R_\psi$$

Slobodna vučna sila jednaka je vučnoj sili umanjenoj za vrednost otpora vazduha.

Na narednoj slici (Slika 4) je prikazan dijagram vuče autobusa TAM AS 3500 CM. U koordinatnom sistemu $v - F_o$ treba grafički, u određenoj razmeri, od krivih $F_{ol} - F_{ov}$ oduzeti odgovarajuće vrednosti otpora vazduha R_v . Na taj način dobijaju se tačke krivih F_{sl} u svakom stepenu prenosa. U produžetku apscise, levo od koordinatnog početka, nanese se skala koeficijenta otpora puta ψ , u proizvoljnom merilu. Za određivanje ugla nagiba pravih koje polaze iz koordinatnog početka i izračunavaju stepen iskorišćenja nominalne nosivosti od $H = 0\%$ (prazno vozilo) do $H = 100\%$ (puno vozilo), potrebno je poći od jedne bilo koje tačke na krivama F_{sl} i povući pravu, paralelnu sa apscisom na levo, iznad skale koeficijenta otpora puta ψ . Zatim se za dati slučaj iskorišćenja nosivosti (0-100%) na osnovu jednačine:

$$\psi = \frac{F_{sl}}{G}$$

gde je G ukupna težina vozila (sopstvena težina + težina tereta za dati nivo iskorišćenja nosivosti) odredi vrednost koeficijenta otpora puta ψ . Iz tačke na skali koja određuje tu vrednost povuče se prava, paralelna sa ordinatom do preseka sa pravom povučenom iz tačke koja označava odabranu vrednost slobodne vučne sile F_{sl} . Kroz tačku preseka ovih pravih mora da prođe i prava odgovarajućeg nivoa iskorišćenja nosivosti koja polazi iz koordinatnog početka. Na ovaj način se odrede i druge prave koje izražavaju promene u iskorišćenju nosivosti. Ovde se pošlo od pretpostavke da ψ ne zavisi od brzine kretanja vozila, pa rezultati koji se dobijaju nisu potpuno tačni, jer koeficijent otpora kotrljanja f , a samim tim i koeficijent otpora puta ψ u stvari zavise od brzine kretanja. Međutim, za praktične svrhe, naročito kod teretnih vozila, greške su male (gotovo zanemarljive).

Za kontrolu proklizavanja koristi se desna strana (Slika 4) pri čemu se analognim postupkom proizvoljno određuje skala koeficijenta prijanjanja φ_x . Prave koje izražavaju nivo iskorišćenja nosivosti $H = 0\% - H = 100\%$, odnosno njihov ugao nagiba, određuju se polazeći od tačke na krivama (F_o) vučnih sila. Za određivanje vrednosti φ_x , analogno određivanju vrednosti ψ polazi se od jednačine:

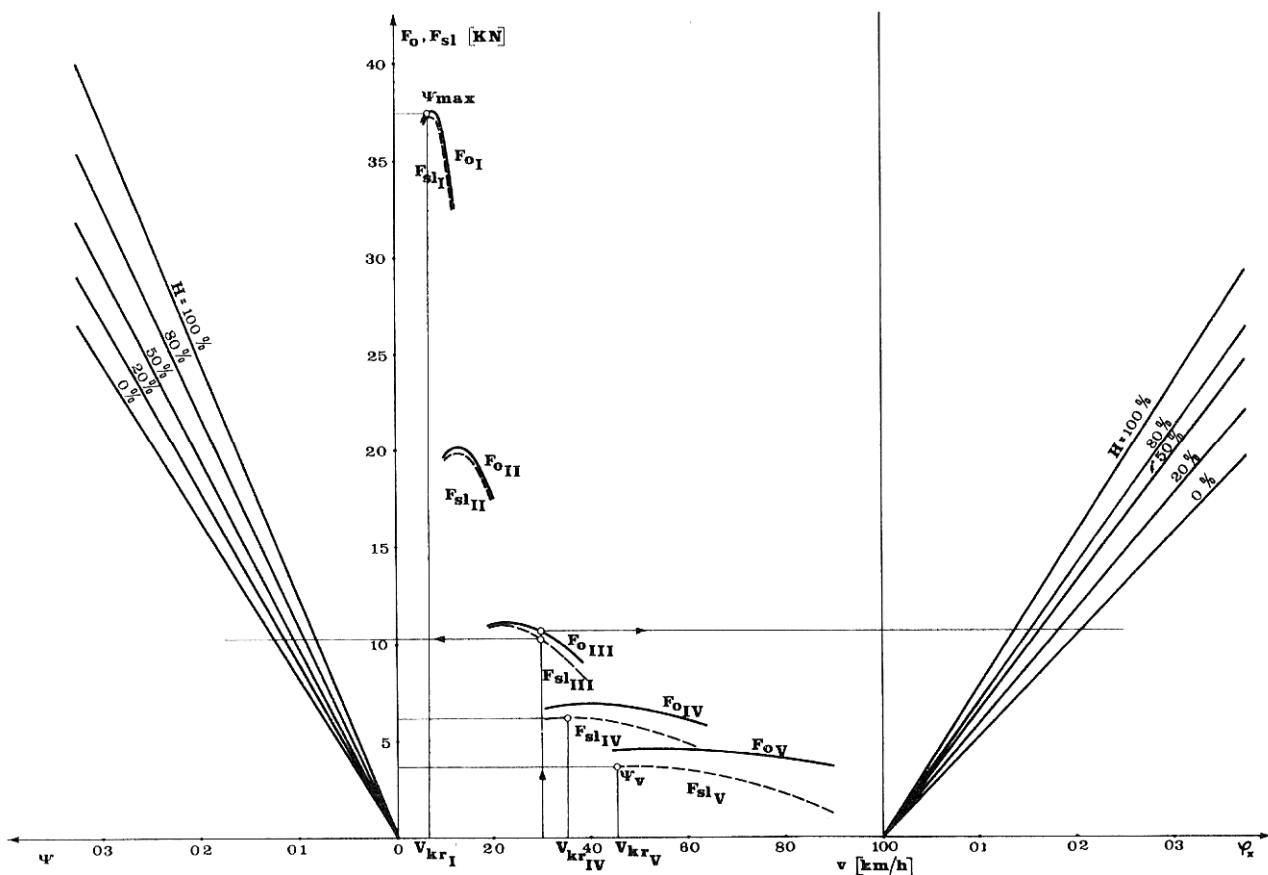
$$\varphi_x = \frac{F_o}{G_{pog}}$$

gde je G_{pog} ukupna težina vozila koja pri datom nivou iskorišćenja nosivosti pada na pogonske točkove. Ovde se koriste tehnički podaci o rasporedu težine posmatranog vozila.

Kod korišćenja ove metode treba imati u vidu da je vrednost koeficijenta otpora puta ψ , koja se dobija kao rezultat ili sa kojom se računa kao zadatom veličinom, uvek maksimalna vrednost koju vozilo u datim uslovima može da savlada. Koeficijent prijanjanja φ_x odnosno njegove vrednosti (bilo da su izlazne ili ulazne odnosno, bilo da su zadate ili da izlaze kao rezultat), uvek su minimalno potrebne da bi se ostvarilo kretanje.

Na osnovu dijagrama dobijenog ovom metodom moguće je za konkretno vozilo naći vezu između veličina: v , H , ψ i φ_x odnosno uz poznate dve odrediti druge dve.

Takođe je očigledno da se najveće vrednosti koeficijenta otpora puta dobijaju ako se polazi od maksimalnih vrednosti slobodne vučne sile F_{sl} u svakom stepenu prenosa. Za određivanje pokazatelja dinamičnosti ψ_v - maksimalni koeficijent otpora puta koji vozilo može da savlada u najnižem stepenu prenosa, dovoljno je tangirati krive slobodne vučne sile u datom stepenu prenosa pravom koja je paralelna apscisi. Ta prava odseca na ordinati vrednosti ψ_v i ψ_{max} . Apscisa tačke tangiranja krive slobodne vučne sile u datom stepenu prenosa pravom koja je određuje vrednost v_{kr} (kritična brzina u odnosu na vuču). Značaj ove brzine je u tome što pri svim brzinama kretanja koje su veće od v_{kr} u datom stepenu prenosa, kretanje vozila je u tome što pri svim brzinama kretanja koje su veće od v_{kr} u datom stepenu prenosa, kretanje vozila je stabilno tj. promene u otporima kretanja dovode samo do promena brzine kretanja, a ne zahtevaju od vozača promenu stepena prenosa ili promenu pritiska na papučicu gasa. Kod brzina kretanja koje su manje od v_{kr} u datom stepenu prenosa kretanje je nestabilno, jer kod povećanja otpora kretanju dolazi do smanjenja brzine, ali i do smanjenja F_{sl} što onda zahteva od vozača promenu stepena prenosa ili promenu pritiska na papučicu gasa (odnosno količine utrošenog goriva). Kretanje vozila se ne stabilizuje „samo od sebe” kao u slučaju kada je $v_a > v_{kr}$.



Slika 4. Dijagram Ostrovcova za autobus TAM AS 3500 D 150

1.3.3 Dinamički pasoš motornog vozila

Grafo-analički metodi određivanja pokazatelja vučne dinamičnosti zasnovani na ravnoteži sila pogodni su kod analiza jednog određenog vozila. Upoređivanje dinamičkih osobina različitih vozila na osnovu ovih metoda je teško. To je bio razlog da je E. A. Čudakov razradio metod dinamičkog pasoš koji omogućava uporednu analizu dinamičnosti različitih vozila kod kojih se veličine vučnih sila znatno razlikuju.

Za osnovu grafo-analičke metode uzima se dinamička karakteristika, odnosno grafički izražena zavisnost između dinamičkog faktora D (pri punom iskorišćenju nosivosti), od brzine kretanja u različitim stepenima prenosa. Kako je dinamički faktor definisan kao odnos između vučne sile umanjene za veličinu otpora vazduha i ukupne težine vozila ($G = G_s + G_t$),

$$D = \frac{F_o - R_v}{G}$$

to on zavisi samo od konstrukcijskih parametara vozila.

Iz ovakve definicije dinamičkog faktora sledi da se pri malim brzinama ($\leq 20 \text{ km/h}$) on može približno odrediti i na osnovu odnosa između vučne sile i ukupne težine vozila, zanemarujući silu otpora vazduha R_v .

$$D = \frac{F_o}{G}$$

Pri ravnomernom kretanju vozila važi jednačina da je:

$$F_o = R_\psi + R_v \quad [N]$$

a odavde sledi da je sila ukupnog otpora puta

$$R_\psi = F_o - R_v \quad [N]$$

Dinamički faktor, pri ravnomernom kretanju je

$$D = \frac{F_o - R_v}{G} = \frac{R_\psi}{G} = \frac{G \cdot \psi}{G} = \psi$$

Sledi da je potreban uslov kretanja

$$D \geq \psi$$

Ovaj uslov istovremeno znači da ordinata svake tačke na dinamičkoj karakteristici, pri ravnomernom kretanju, određuje koeficijent ukupnog otpora puta ψ i to kao najveći koji vozilo može da savlada pri toj brzini kretanja.

Dinamička karakteristika može se koristiti za određivanje pokazatelja vučne dinamičnosti (Slika 5) u uslovima punog iskorišćenja nosivosti.

Za određivanje maksimalne brzine kretanja na putu sa određenim koeficijentom otpora ψ , potrebno je na ordinatu (Slika 5) naneti datu vrednost u istoj razmeri u kojoj je određena skala dinamičkog faktora D . Iz te tačke povuč se prava, paralelna sa osom apscise na desno, pri čemu se može desiti da ta prava preseče jednu od krivih dinamičkog faktora u jednoj ili dve tačke ili da je uopšte ne preseče (a , b , c). U slučaju „ a “ (Slika 5) prava je presekla krivu dinamičkog faktora u drugom stepenu prenosa D_{II} u jednoj tački, čime je određena najveća brzina v_a koju vozilo može da postigne na putu sa koeficijentom otpora ψ_a .

U slučaju „ b “ (Slika 5), kada prava određene vrednosti koeficijenta otpora puta ψ_b , preseca krivu dinamičkog faktora u dve tačke, moguće su dve brzine ravnomernog kretanja v_b' i v_b'' uz uslov maksimalnog dovoda goriva - puna snaga. Da bi se ostvarilo ravnomerno kretanje nekom brzinom v_b koja bi bila $v_b' < v_b < v_b''$, potrebno je smanjiti snagu motora.

Slučaj „ c “ (Slika 5), pokazuje da je $\psi_c > D$ što protivreči osnovnom uslovu kretanja, pa je ravnomerno kretanje nemoguće.

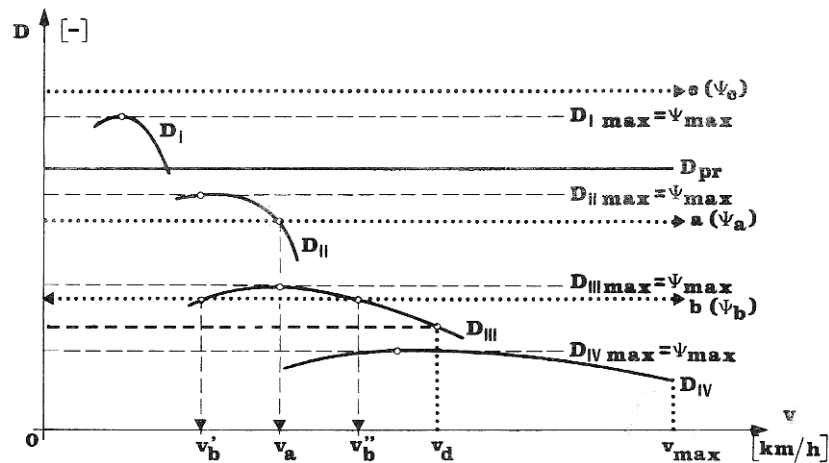
Za određivanje maksimalne vrednosti koeficijenta otpora puta koji vozilo može da savlada pri datoj brzini kretanja potrebno je povući pravu iz tačke zadate brzine kretanja v_d do preseka sa krivom dinamičkog faktora koji će dati najveću vrednost D . Ova vrednost dinamičkog faktora je istovremeno i najveća vrednost ψ za zadata brzinu ravnomernog kretanja v_d .

Maksimalne vrednosti dinamičkog faktora D_{max} , a to znači i maksimalne vrednosti koeficijenta otpora puta ψ_{max} , za svaki stepen prenosa i ravnomerno kretanje, određuju se pravama paralelnim sa osom apscise koje tangiraju krive dinamičkog faktora. Kontrola eventualnog proklizavanja pogonskih točkova vrši se tako što se na dinamičku karakteristiku nanese vrednost dinamičkog faktora u odnosu na prijanjanje u datim uslovima.

$$D_{pr} = \frac{F_{pr}}{G} = \frac{G_{pog}}{G} \cdot \varphi$$

Tako se za svaki konkretni slučaj uslova prijanjanja dinamička karakteristika podeli na dva područja pri čemu je u jednom području ispunjen uslov kretanja, a u drugom nije.

$$D_{pr} > D > \psi$$



Slika 5. Korišćenje dinamičke karakteristike za određivanje pokazatelja vučne dinamičnosti

Na prethodnom dijagramu (Slika 5) je pokazano da pri datoj vrednosti D_{pr} kretanje u prvom stepenu prenosa sa maksimalnom snagom motora nije moguće jer uslovi prijanjanja ne omogućavaju ostvarenje dinamičkog faktora koji bi inače, vozilo, po svojim konstrukcijskim karakteristikama i pri punoj snazi motora moglo da ostvari.

Kao što se vidi, dinamička karakteristika kao grafički izraz zavisnosti dinamičkog faktora od brzine kretanja vozila može se koristiti pri grafo-analičkom rešavanju jednačine kretanja, ali samo u uslovim punog iskorišćenja nosivosti $H = 100\%$. Kod delimičnog iskorišćenja nosivosti $H < 100\%$ sama dinamička karakteristika nije dovoljna i nužno je preračunavati dinamički faktor pri svakoj promeni opterećenja vozila. Zbog toga se dinamičkoj karakteristici dodaje nomogram iskorišćenja nosivosti koji treba da pokrije sve slučajeve od $H = 0\%$ (prazno vozilo pri čemu je $G = G_s$) do $H = 100\%$ (puno opterećenje vozila pri čemu je $G = G_s + G_t$) (Slika 6).

U produžetku apscise na levo nanosi se skala iskorišćenja nosivosti $H\%$ u proizvoljnoj razmeri.

Od tačke $H = 0\%$ (prazno vozilo, $G = G_s$) povuče se prava paralelna ordinati D i na nju nanese skala dinamičkog faktora D_o , koji odgovara praznom vozilu. Razmera, ove skale proizilazi iz odnosa G_s / G pa se tako i izračunava.

$$l_o = l \frac{G_s}{G}$$

gde je:

l - razmera skale dinamičkog faktora pri punom iskorišćenju nosivosti ($H = 100\%$),

l_o - razmera skale dinamičkog faktora pri praznom vozilu ($H = 0\%$),

G_s - sopstvena težina vozila,

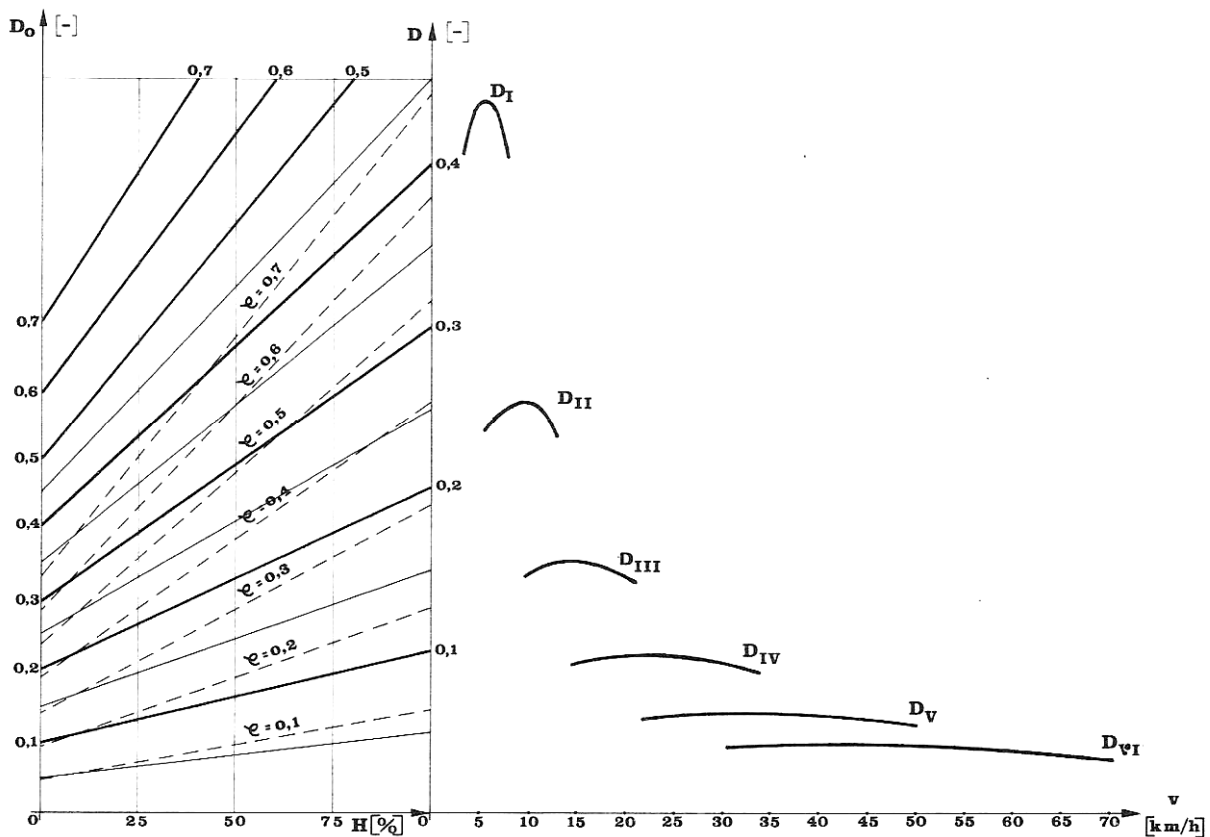
G - ukupna težina vozila.

Tačke istih vrednosti dinamičkog faktora na jednoj i drugoj ordinati spajaju se punim linijama (Slika 6).

Nomogram iskorišćenja nosivosti treba dopuniti na način koji će omogućiti kontrolu proklizavanja pogonskih točkova. U tom smislu se ucrtava nomogram kontrole proklizavanja. Pri tome se koristi dinamički faktor u odnosu na prijanjanje D_{pr} tako što se njegove izračunate vrednosti za slučaj punog iskorišćenja nosivosti $H = 100\%$ i za slučaj praznog vozila $H = 0\%$ nanose na odgovarajuće ordinate D i D_o . Kod ovog izračunavanja variraju se vrednosti koeficijenta prijanjanja u izrazima:

$$D_{pr} = \frac{G_{pog}}{G} \cdot \varphi$$

$$D_{opr} = \frac{G_{s\,pog}}{G_s} \cdot \varphi$$



Slika 6. Dinamički pasoš vozila FAP 1520 BD

Tačke istih vrednosti dinamičkog faktora u odnosu na prijanjanja spajaju se sada isprekidanim linijama. Na ovaj način urađen, dinamički pasoš vozila omogućava grafičko određivanje pokazatelja vučne dinamičnosti i to za sve slučajeve iskorišćenja nosivosti i za sve uslove prijanjanja. I u ovom grafo-analitičkom metodu, od četiri karakteristične veličine: brzine kretanja v [km/h], iskorišćenja nosivosti H [%], koeficijenta otpora puta ψ i koeficijenta prijanjanja φ , uvek je moguće odrediti dve ako su druge dve poznate. Pri ovome se koeficijent otpora puta ψ smatra najvećim koji vozilo u datim uslovima može da savlada, a koeficijent prijanjanja φ najmanji koji je potreban da bi se ostvarilo kretanje.

Za upotrebu nomograma iskorišćenja nosivosti i nomograma kontrole proklizavanja primenjuje se linearna interpolacija na određenim ordinatama. Takođe treba napomenuti da se pri izračunavanju dinamičkog faktora u odnosu na prijanjanja, raspodela težine vozila na osovine određuje na osnovu tehničkih karakteristika datog vozila.

1.3.4 Metod ravnoteže snaga

Pri korišćenju ovog metoda polazi se od jednačine ravnoteže snaga.

$$P_e = P_{tr} + P_f + P_u + P_v + P_a + P_{pot} \quad [kW]$$

gde je:

P_e - efektivna snaga na zamajcu motora,

$P_{tr} = (1 - \eta)P_e$ - snaga koja se troši na rad sile trenja u transmisiji, pri čemu je koeficijent korisnog

dejstva transmisije $\eta = 1 - \frac{P_{tr}}{P_e}$

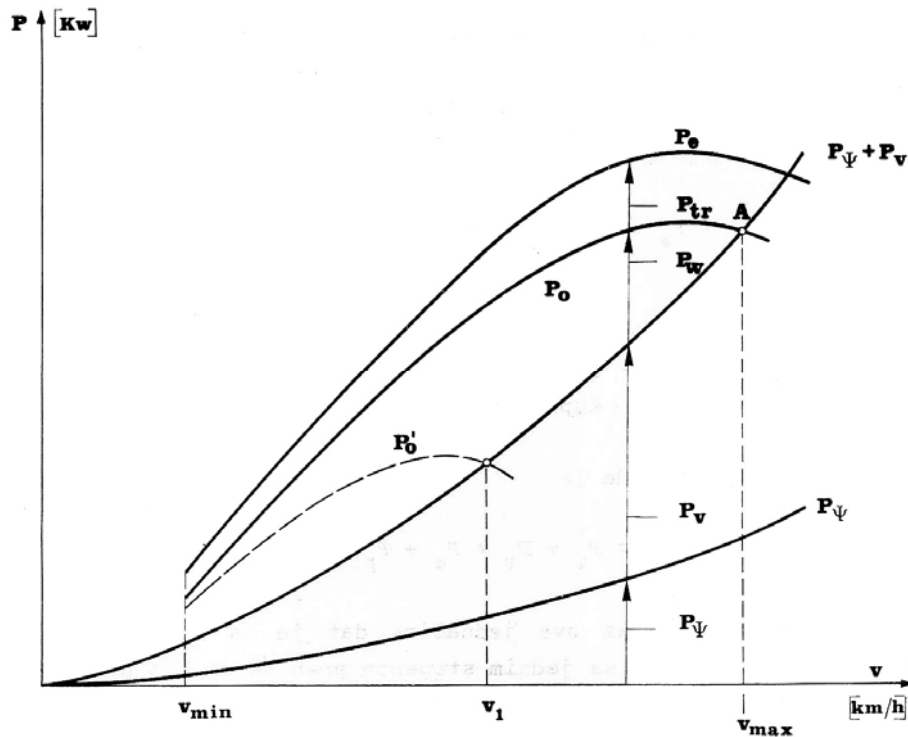
$P_f = \frac{f \cdot G \cos \alpha \cdot v}{3600}$ - snaga koja se troši na savlađivanje otpora kotrljanja,

$P_u = \frac{G \sin \alpha \cdot v}{3600}$ - snaga koja se troši na savlađivanje otpora uspona,

$$P_v = \frac{k \cdot A \cdot v^3}{46,656} - \text{snaga koja se troši na savlađivanje otpora vazduha,}$$

$$P_a = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot a \frac{v}{3600} - \text{snaga koja se troši za ubrzavanje vozila (\delta - koeficijent uticaja obrtnih masa)}$$

$$P_{pot} = \frac{R_{pot} \cdot v}{3600} - \text{snaga koja se troši na savlađivanje otpora na poteznici}$$



Slika 7. Grafička interpretacija razlike vučne snage na točku i snage koja se troši za savlađivanje otpora puta
Brzina vozila v izražava se u $[km/h]$. Ako se uzme u obzir da je: $P_o = \eta_p \cdot P_e$ - vučna snaga na točku, a $P = P_f + P_u$ - snaga koja se troši na savlađivanje ukupnog otpora puta, onda se može napisati da je

$$P_o = P_e - P_{tr} = P_{\psi} + P_v + P_a + P_{pot} \quad [kW]$$

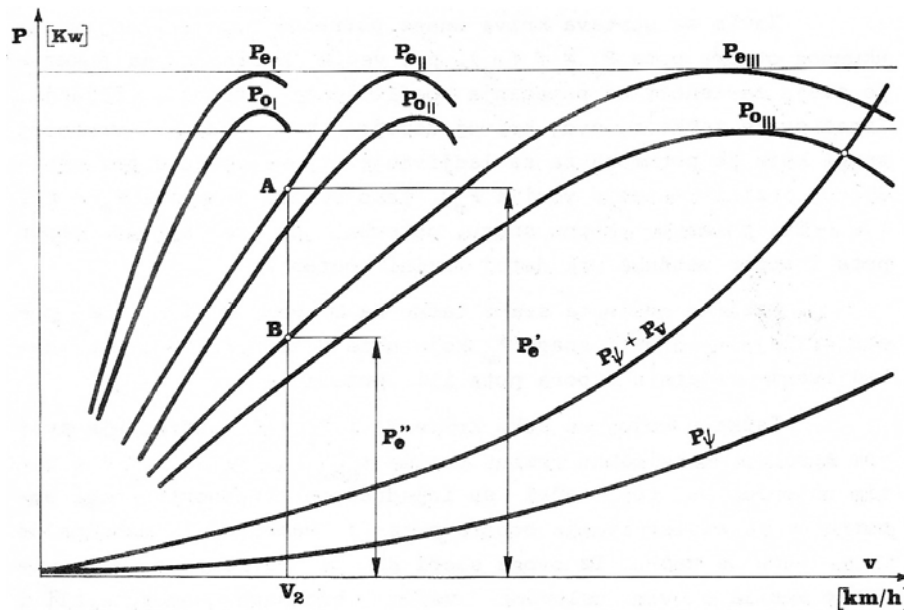
Dat je grafički prikaz ove jednačine (Slika 7) za slučaj kretanja vozila sa jednim stepenom prenosa i uz pretpostavku da je $P_{pot} = 0$, a u koordinatnom sistemu $v - P$.

Prvo se ucrtava kriva efektivne snage P_o , tako što se ordinata svake tačke na krivoj P_e umanjuje za odgovarajuću vrednost snage potrebne za savlađivanje otpora transmisije P_{tr} .

Zatim se ucrtava kriva snage potrebne za savlađivanje ukupnog otpora puta $P_{\psi} f(v_a)$, pri većim brzinama ona pokazuje svoju zavisnost od povećanja koeficijenta otpora kotrljanja. Iznad svake tačke na ovoj krivoj dodaje se u razmeri vrednost snage koja je potrebna za savlađivanje otpora vazduha pri određenoj brzini kretanja vozila P_v ; tako se dobija kriva $P_{\psi} + P_v$. Ova kriva pokazuje ukupnu snagu, potrebnu da se savlada otpor puta i otpor vazduha pri datoj brzini kretanja.

Razlike ordinata svake tačke na krivama P_o i $P_{\psi} + P_v$ predstavljaju vrednosti snage P_o koja se može koristiti za savlađivanje dodatnih otpora puta ili ubrzavanja.

Tačka u kojoj se seku krive P_o i $P_{\psi} + P_v$ određuje svojom apscisom maksimalnu brzinu vozila v_{max} (tačka A, Slika 7) u datim uslovima; u toj tački su izjednačene vrednosti snaga potrebne za savlađivanje otpora puta i vazduha i maksimalne snage vuče na točku. Iz ovoga sledi da je ravnomerno kretanje datog vozila u ovim uslovima manjim brzinama moguće samo uz smanjenje efektivne snage motora P_e . Za kretanje brzinom $v_1 = const.$ potrebno je smanjiti otvor leptira tako da kriva snage P_o preseče krivu $P_{\psi} + P_v$ na ordinati podignutoj iz brzine v_1 (isprekidana linija, Slika 7).



Slika 8. Snage na zamajcu motora i na točku za prva tri stepena prenosa u odnosu na snagu koja je potrebna da bi se savladali svi otpori

Na prethodnoj slici (Slika 8) prikazan je grafik $v - P$ za vozilo sa više stepeni prenosa. Ovde treba napomenuti da su najveće vrednosti krivih P_{en} jednake što nije slučaj za krive P_{on} jer je $P_{tr} = f(v)$.

Isto tako je vidljivo (Slika 8) da vozilo može da se kreće brzinom v_2 bilo u drugom, bilo u trećem stepenu prenosa. Pri tome bi stepeni iskorišćenja snage motora bili:

- u drugom stepenu prenosa

$$\eta_{kII} = \frac{P_{\psi} + P_v + P_{tr}}{P_e'}$$

- u trećem stepenu prenosa

$$\eta_{kIII} = \frac{P_{\psi} + P_v + P_{tr}}{P_e''}$$

Kako je $P_e'' < P_e'$ to znači da je stepen iskorišćenja snage motora bolji kod kretanja u trećem stepenu prenosa. Ovaj odnos između maksimalne snage motora pri određenoj brzini kretanja u datom stepenu prenosa, i ukupne snage potrebne za savlađivanje otpora puta, vazduha i otpora u transmisiji pri istoj brzini kretanja vozila, naziva se stepenom iskorišćenja snage motora (η_k). On ima znatnog uticaja na potrošnju goriva, a zavise od vrste i stanja kolovoza, brzine automobila i stepena prenosa u transmisiji. Na dobrom putu, sa manjim koeficijentu ψ , kretanje manjom brzinom i većim stepenom redukcije u transmisiji dovodi do smanjenja stepena iskorišćenja snage motora η_k .

1.4 Vučna dinamičnost autovozova

Autovoz ili drumski voz je transportni sastav koji se sastoji od vučnog vozila i priključnog vozila. Vučno vozilo može biti ili teretni automobil ili specijalni tegljač, a priključno vozilo ili prikolica ili poluprikolica. Korišćenje ovakvih transportnih sastava omogućava značajno povećanje proizvodnosti rada. U odnosu na odgovarajući pojedinačni automobil, autovoz može da ostvari 1,5 - 2 puta veću proizvodnost rada u sličnim eksploatacionim uslovima. Povećanje proizvodnosti se zasniva na povećanju korisne nosivosti autovoza uz ista osovinska opterećenja. Kod prevoza na dužim relacijama savremenim putevima bez velikih uspona i bez čestog zaustavljanja primena autovozova daje značajne efekte. Jedan teretni automobil uz puno iskorišćenje nosivosti pri kretanju po ravnom putu u dobrom stanju brzinom od oko 50 km/h troši tek oko 40% svoje maksimalne snage; jasno je da raspolaže znatnim viškom snage koji može biti iskorišćen za vuču priključnog vozila, uz nešto smanjenu brzinu kretanja. Međutim, preterano povećanje ukupne težine autovoza može dovesti do znatnog smanjenja brzine kretanja i povećanja potrošnje goriva, tako da se u ekstremnim uslovima može postaviti pitanje opravdanosti korišćenja ovakvih transportnih sastava.

Ipak, smatra se da autovozovi imaju odgovarajuće prednosti u odnosu na pojedinačna vozila kao na primer:

- manja sopstvena težina i manja cena na jedinicu korisne nosivosti;

- veća tovarna površina karoserije;
- manji specifični troškovi eksploatacije i
- znatno manji troškovi prevoza.

U pogledu kretanja autovoz se znatno razlikuje od pojedinačnog vozila, u prvom redu zbog relativnog pomeranja između članova ovakvog transportnog sastava u toku kretanja. Pojave koje iz toga proizilaze izučavaju se u okviru teorije kretanja autovozova koja predstavlja deo teorije automobila.

Što se tiče analize vučne dinamičnosti autovozova, pored određenih specifičnosti u otporima kretanja, može se smatrati da se vučno vozilo i priključno vozilo ponašaju kao pojedinačni automobil sa uvećanom masom osim, naravno, kod određivanja statičkih i dinamičkih vertikalnih reakcija na sedlu tegljača, kao vučnog vozila.

Otpori kretanju kod autovozova u odnosu na pojedinačno vozilo veći su i to ne samo srazmerno povećanju ukupne težine, već i zbog povećanja koeficijenta otpora kotrljanja i koeficijenta otpora vazduha. Koeficijent otpora kotrljanja izračunava se izrazom:

$$f_{av} = \frac{f_v \cdot G_v + f_p \cdot G_p}{G_v + G_p}$$

gde je:

f - koeficijent otpora kotrljanja autovoza (indeks av), vučnog vozila (v) i priključnog vozila (p).

Razlog za povećanje koeficijenta otpora kotrljanja autovoza je u postojanju zazora u upravljačkom i priključnom sistemu, odnosno u relativnom pomeranju priključnog vozila u odnosu na vučno vozilo naročito kod većih brzina kretanja.

Tabela 2. Koeficijent otpora kotrljanja autovoza u zavisnosti od režima kretanja i vrste kolovoznog zastora

Režim kretanja	Vrste kolovoznog pokrivača	Dijapazon brzina [km/h]	Koeficijent f
	Asfalt ili beton	5-20	0,017 - 0,022
Pogonski točkovi	Asfalt ili beton	20-40	0,022 - 0,025
	Kamen (turska kaldrma)	20-40	0,025 - 0,055
Gonjeni točkovi	Asfalt ili beton	20-40	0,020 - 0,045
	Asfalt ili beton	40-60	0,030 - 0,055

Otpor vazduha kod autovozova raste zbog turbulencije vazдушnih struja u prostoru između vučnog i priključnog vozila, kao i zbog povećanja površine trenja. Inače, sila otpora vazduha u opštem slučaju je:

$$R_v = c \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot v^2$$

gde je:

c - koeficijent otpora vazduha koji zavisi od oblika vučnog i priključnog vozila i rastojanja između njih. Takođe zavisi i od vrsta površine sastavnih jedinica autovozova.

ρ - gustina vazduha koja pri normalnim uslovima (pritisak 760 mm Hg i temperatura +15°C) iznosi $\rho \approx 1,225 \text{ Ns}^2/\text{m}^4$

A - čeonu površinu, u stvari, površinu projekcije autovoza na ravan upravnu na pravac kretanja.

Kod autovoza sa prikolicom čeonu površinu se poklapa sa čeonom površinom vučnog vozila, dok se kod autovoza sa poluprikolicom uzimaju u obzir i gabariti poluprikolice.

Brzina vazduha v [m/s] ulazi u jednačinu kao relativna brzina autovoza i vazdušne sredine, što znači da se mora uzeti u obzir i brzina i pravac vetra. Ako se u jednačini zamene vrednosti:

$$\frac{c \cdot \rho}{2} = K \text{ i } v^2 \approx \frac{v^2}{13}$$

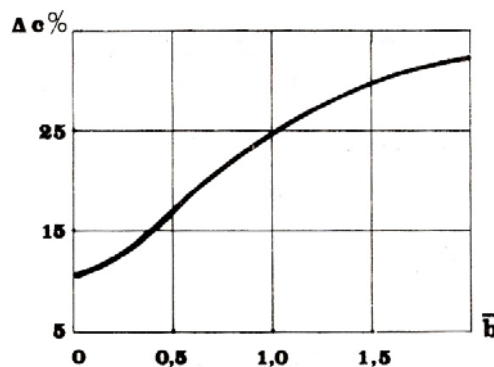
(s' obzirom da se u eksploataciji vozila, brzina vozila najčešće izražava u [km/h]), sledi:

$$R_v = KA \cdot \frac{v^2}{13}$$

Vrednost koeficijenta K za pojedinačna teretna vozila nalazi se u području $K = 0,54 - 0,74 \text{ Ns}^2/\text{m}^4$. Svaka prikolica povećava ovaj koeficijent za oko 25%. Na povećanje ovog koeficijenta utiče veličina razmaka između vučnog vozila i prikolice (Slika 9).

Veličina \bar{b} je odnos između razmaka vučno vozilo - prikolica l i širine vučnog automobila b

$$\bar{b} = \frac{l}{b}$$



Slika 9. Promena koeficijenta usled promene razmaka između vučnog i priključnog vozila

Kod autovozova sa poluprikolicom za čeonu površinu A treba uzeti površinu poluprikolice, a ne vučnog vozila. I kod ovakvih autovozova raste koeficijent K zbog, turbulencije vazдушnih struja između kabine vučnog vozila i prednje strane poluprikolice.

Sila otpora vazduha raste sa kvadratom brzine kretanja, tako da se kod jednog autovoza sa poluprikolicom poveća za 6 puta, ako brzina kretanja poraste od 25 do 60 km/h.

Opšta jednačina kretanja autovoza može se napisati u obliku:

$$\frac{\delta_{av}}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{F_o(v) + KA \frac{v^2}{13}}{G_{av}} + \psi = 0$$

δ_{av} - koeficijent uticaja obrtnih masa autovozova

Ovakvu diferencijalnu jednačinu moguće je integraliti ako se poznaje zavisnost vučne sile od brzine kretanja $F_o(v)$.

Drugi član jednačine predstavlja specifičnu slobodnu vučnu silu ili dinamički faktor D_{av} .

$$D_{av} = \frac{F_o(v) - KA \frac{v^2}{13}}{G_{av}}$$

Zamenom u jednačini kretanja dobija se:

$$\frac{\delta_{av}}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = D_{av} - \psi$$

ili:

$$D_{av} = \psi + \frac{\delta_{av}}{g} \cdot a$$

Ne treba zaboraviti da se ovakva jednačina dobija samo uz određene pretpostavke, kao što je npr. $\psi \neq f(v)$ tj. da koeficijent otpora puta ne zavisi od brzine kretanja.

U realnim uslovima kretanja autovoza mogući su različiti režimi kretanja u odnosu na dejstvo vučne i kočne sile. Isto tako u zavisnosti od iznosa sila koje ulaze u jednačinu kretanja, moguće su tri vrste kretanja: ubrzano, ravnomerno i usporeno kretanje $\frac{dv}{dt} \neq 0$. Najviše se koristi kretanje pod dejstvom vučne sile. Ako se pretpostavi da je pri tome i $\frac{dv}{dt} = 0$, onda se može napisati jednačina kretanja:

$$\frac{F_o(v) - KA \frac{v^2}{13}}{G_{av}} = \psi$$

odnosno, ako uzmemo da pri malim brzinama $R_v \rightarrow 0$

$$D_{av} = \psi$$

Dinamički faktor autovoza može se izraziti i preko dinamičkog faktora vučnog vozila

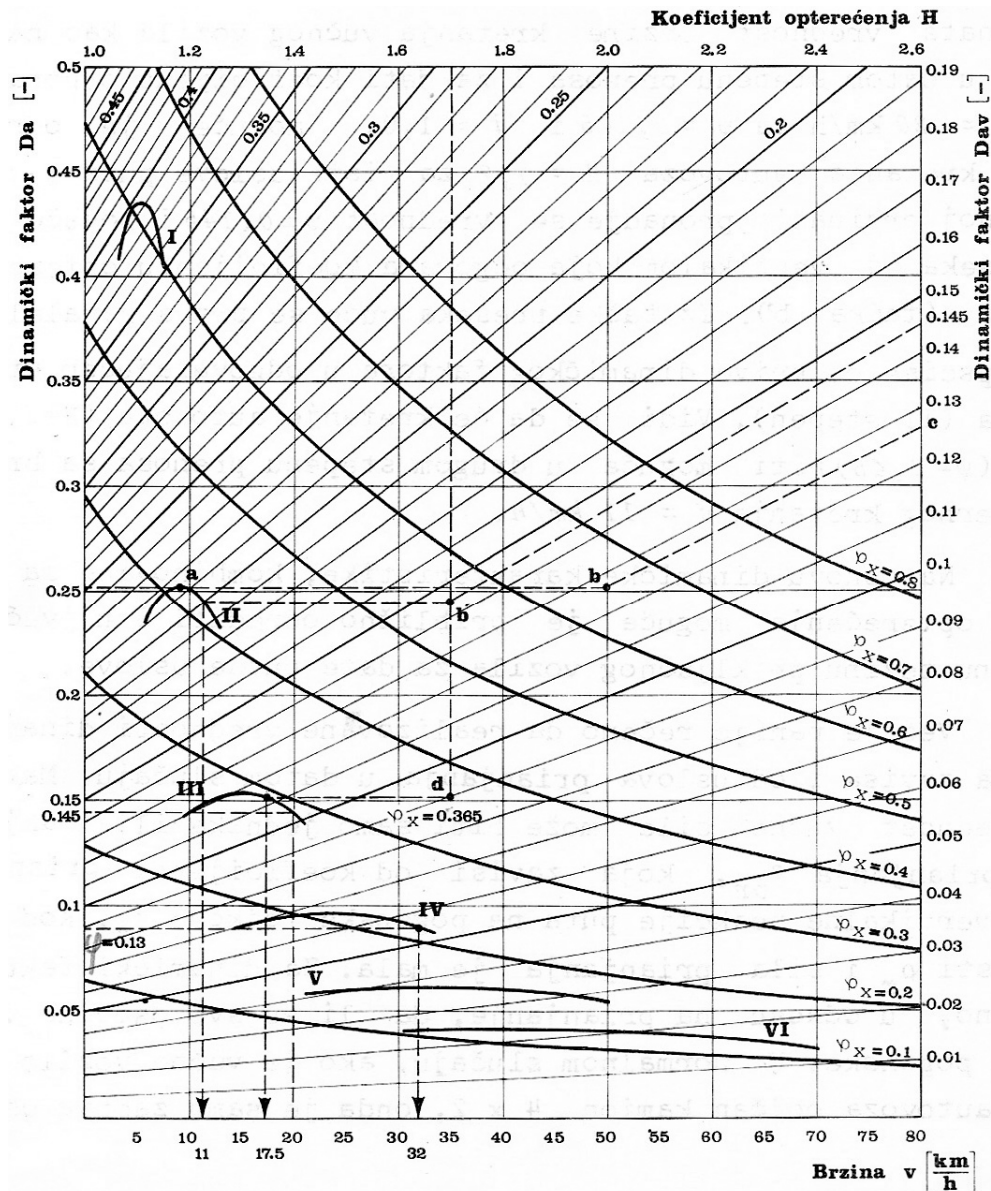
$$D_{av} = \frac{D_a}{H}$$

gde je:

$$H = \frac{G_{av}}{G_a} = \frac{M_{av} \cdot g}{M_a \cdot g} = \frac{M_{av}}{M_a}$$

– koeficijent opterećenja (odnos ukupnih težina autovoza i vučnog vozila).

Za praktične svrhe može se uzeti da brzina kretanja ne utiče na koeficijent otpora kotrljanja odnosno na koeficijent otpora puta ψ . Ali dinamički faktor D_{av} , odnosno specifična slobodna vučna sila zavisi i od brzine kretanja i od uključenog stepena prenosa. Zbog toga se crta dinamička karakteristika kao grafički izraz jednačine ravnomernog kretanja autovoza. Tu je u stvari prikazana zavisnost specifične slobodne vučne sile i brzine kretanja autovoza u različitim stepenima prenosa pri $v = const.$ (Slika 10).



Slika 10. Dinamički pasoš autovoza (FAP 1520 BD + prikolica GOŠA FP 10)

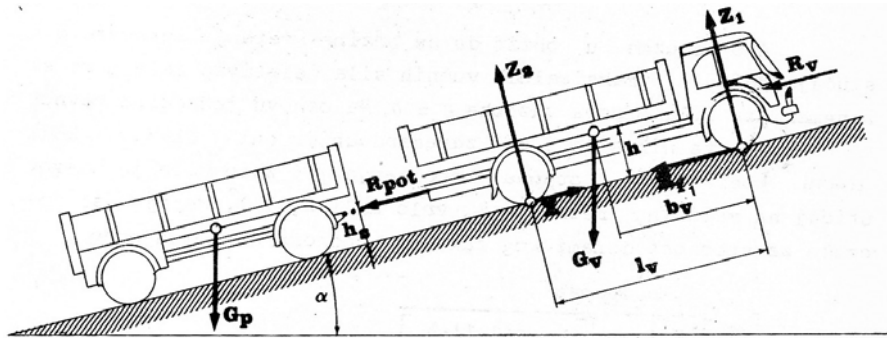
Da bi se omogućilo korišćenje dinamičke karakteristike i u slučajevima različitog koeficijenta opterećenja, ucrtane su i linije promene dinamičkog faktora u zavisnosti od koeficijenta opterećenja (nomogram opterećenja). Na levoj ordinati nanesena je skala dinamičkog faktora vučnog vozila D_a , dok je na gornjoj apscisi nanesena skala koeficijenta opterećenja H u proizvoljnoj razmeri. Radi bolje preglednosti dobro je da se koriste vertikalne linije brzine kretanja, (skala im je nanesena na donjoj apscisi). Desna ordinata sa skalom dinamičkog faktora autovoza D_{av} za određenu vrednost koeficijenta opterećenja H , povuče se tako da omogući grafička rešenja. Iz grafika očitavamo moguće vrednosti brzine v [km/h], dinamičkog faktora D_a i D_{av} i koeficijenta opterećenja H . Način korišćenja dinamičke karakteristike i nomograma opterećenja dat je u sledećem primeru: ako je maksimalni dinamički faktor vučnog vozila u drugom stepenu prenosa

$D_{a \max II} = 0,252$ ($H = 1,0$), (tačka a), onda će dinamički faktor autovoza sa $H = 2,0$ u tom stepenu prenosa moći da bude najviši $D_{av \max II} = 0,126$ (tačka c).

Iz tačke a vuče se paralela sa osom apscise do preseka sa linijom koja odgovara vrednosti $H = 2,0$ (tačka b). Interpolacijom između linija promene dinamičkog faktora dobija se odgovarajuća vrednost na skali desne ordinate. Isto tako, ako je poznata vrednost brzine kretanja vučnog vozila kao najveća moguća u datom stepenu prenosa i za dati koeficijent otpora puta ψ : $v_a = 20 \text{ km/h}$ za $\psi = 0,145$ i $H = 1,0$; moguće je odrediti brzinu kretanja autovoza $H = 1,7$ za iste putne uslove puta $\psi = 0,145$. Na desnoj ordinati pronade se vrednost $\psi = 0,145$ i povuče prava do preseka sa vertikalom koja odgovara koeficijentu opterećenja $H = 1,7$ (tačka b'). Iz tačke preseka vuče se prava paralelna sa osom apscise do krive dinamičkog faktora u odgovarajućem stepenu prenosa (II stepen). Vidi se da će kretanje autovoza ($H = 1,7$) biti moguće u drugom stepenu prenosa brzinom ravnomernog kretanja $v = 11 \text{ km/h}$.

Na osnovu dinamičke karakteristike, kombinovane sa nomogramom opterećenja moguće je približno odrediti i najveću dozvoljenu težinu priključnog vozila za date putne uslove.

Već je ranije rečeno da realizovane vrednosti dinamičkog faktora zavise i od uslova prijanjanja u datom slučaju. Maksimalna vrednost vučne sile može biti samo jednaka ili manja od sile prijanjanja F_{pr} , koja zavisi od koeficijenta prijanjanja ϕ_x , i vertikalne reakcije puta na pogonske točkove Z_z . Kod malih vrednosti ϕ_x i sila prijanjanja je mala. Za dinamički faktor je značajno, u odnosu na prijanjanje, da li su sve osovine vučnog vozila pogonske. U normalnom slučaju, ako je vučno vozilo u sastavu autovoza običan kamion 4x2, onda je samo zadnja osovina pogonska pa je za silu prijanjanja i dinamički faktor merodavna reakcija puta samo na toj osovini (Slika 11).



Slika 11. Prikaz sila koje deluju kod ravnomernog kretanja teretnog vozila po usponu

Kod ravnomernog kretanja autovoza sa prikolicom na usponu pod uglom α , na vučno vozilo deluju sledeće sile:

- težina vučnog voza G_v ;
- otpor vazduha R_v ;
- sila na poteznici R_{pot} ;
- normalne reakcije podloge (puta) Z_p i Z_z ;
- tangencijalna reakcija na zadnjim pogonskim točkovima $X = F_o - R_{fz}$;
- sila otpora kotrljanja R_{fp} na prednjim točkovima.

Na osnovu jednačine ravnoteže momenata svih sila u odnosu na tačku delovanja vertikalne reakcije na prednjim točkovima dobija se analitički izraz za vertikalnu reakciju Z_z .

$$Z_z = G_v \cdot \frac{b_v}{l_v} \cos \alpha + R_v \frac{h}{l_v} + G_v f \frac{r_d}{l_v} \cos \alpha + G_v \frac{h}{l_v} \sin \alpha + R_{pot} \frac{h_s}{l_v}$$

Ako se uzme u obzir da su brzine kretanja autovozova u slučaju delovanja maksimalnih vučnih sila relativno male, može se zanemariti sila otpora vazduha $R_v = 0$. Na osnovu jednačine ravnoteže horizontalnih sila i uz zanemarivanje onih članova koji imaju koeficijent otpora kotrljanja f (zato što je njegov uticaj na većinu reakcija Z_z vrlo mali $<0,5\%$), dobija se formula za vrednost dinamičkog faktora u odnosu na prijanjanje:

$$D_{pr} = \frac{b_v \cdot \phi \cos \alpha}{H \cdot l_v - \phi [h + (H - 1) \cdot h_s]}$$

jer je:

$$D_{pr} = \frac{F_{pr}}{G_{av}} = \frac{Z_z \cdot \phi_x}{H \cdot G_a}$$

Dijagram se koristi na sledeći način. Pretpostavimo da se kamion FAP 1520 BD sa nominalnim opterećenjem kreće po putu sa ukupnim koeficijentom otpora puta $\psi = 0,09$. Neka je to put sa savremenim kolovozom u relativno dobrom stanju $f = 0,02$ i nagibom od 7% ($i = 0,07$). Vozilo će se kretati brzinom 32 km/h u četvrtom stepenu prenosa, uz uslov da je koeficijent prijanjanja $\varphi_x > 0,09$; biće moguće samo ako je koeficijent prijanjanja veći od 0,365. Dakle ako je $\varphi_x > 0,365$ (tačka d u dijagramu).

1.5 Pokazatelji dinamičnosti pri neravnomernom kretanju

U realnim uslovima eksploatacije motorno vozilo se kreće uglavnom neravnomerno. Ravnomerno kretanje je zastupljeno sa samo 20% od ukupnog vremena kretanja u gradskoj vožnji, a u uslovima opterećenog gradskog saobraćaja i znatno manje. U međugradskom saobraćaju, odnosno pri vožnji na dužim relacijama, uz dobre putne uslove i umeren intenzitet saobraćaja ravnomerno kretanje čini znatno veći deo ukupnog vremena kretanja.

Neravnomerno kretanje ili kretanje uz stalnu promenu brzina, može biti realizovano kao kretanje sa ubrzavanjem ili kao kretanje sa usporavanjem. U oba ova slučaja kretanja se može ostvariti pod dejstvom vučne sile, pod dejstvom kočne sile, ili po inerciji.

Dinamička svojstva motornih vozila u ovakvim uslovima kretanja određuju se pokazateljima kao što su ubrzanje, put i vreme u određenom intervalu promene brzine kretanja, pri čemu se usporenje izražava kao negativno ubrzanje.

Grafo-analički metodi za određivanje pokazatelja dinamičnosti pri neravnomernom kretanju razrađeni su za nekoliko karakterističnih slučajeva takvog kretanja kao što su: ubrzanje motornog vozila, dinamičko savlađivanje uspona, kretanje motornog vozila po inerciji i kretanje motornog vozila u procesu preticanja.

1.5.1 Ubrzavanje ili zalet motornih vozila

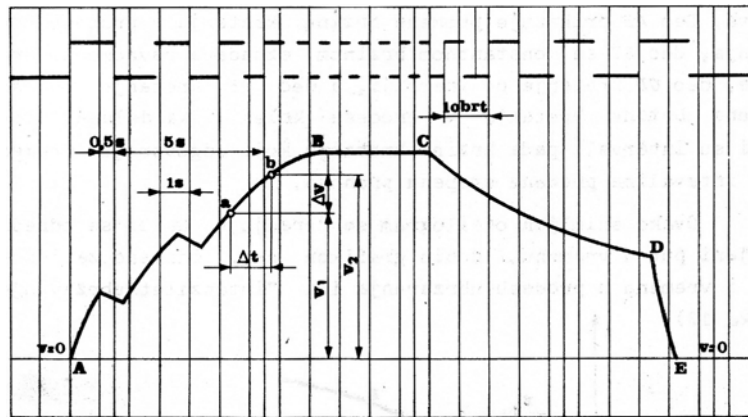
Pod pojmom ubrzanja ili zaleta podrazumevamo povećanje brzine motornog vozila do neke željene vrednosti. Ako je vozilo bilo u stanju mirovanja onda je zalet i sam proces polazanja vozila, pri čemu dolazi do izražaja vrsta i osobine spojnice. Za određivanje maksimalnog intenziteta ubrzanja eksperimentalnim putem proces ubrzanja počinje od minimalno moguće brzine kretanja motornog vozila time što vozač naglim pritiskom na pedalu potpuno otvori leptir i omogući maksimalni dovod goriva. Držeći leptir u ovakvom položaju do kraja ispitivanja vozač brzo i mekano menja stepene prenosa izbegavajući nepotrebna udarna opterećenja spregova zupčanika u menjaču. Pod minimalno mogućom brzinom podrazumeva se brzina kretanja koja odgovara najmanjem broju obrtaja radilice motora pri punom opterećenju. Od stanja mirovanja do kretanja ovom minimalnom brzinom odvija se proces polazanja vozila koji je funkcija procesa uključivanja spojnice. Ovaj proces u realnim uslovima traje relativno kratko, pa se može smatrati da ubrzanje počinje od brzine v_{min} .

Pri ispitivanju ubrzanja teretnih vozila i autobusa kretanje sa mesta odnosno polazanje počinje drugim stepenom prenosa, a ne prvim. Razlog tome je što bi korišćenje prvog stepena prenosa moglo da pogorša parametre i izlazne rezultate ubrzanja zbog velikog uticaja inercije obrtnih masa u tom stepenu prenosa. Ispitivanje se završava sa direktnim stepenom prenosa, što znači da se ne koriste multiplicirani stepeni.

Promene brzine, puta i vremena registruju se u toku kretanja vozila pomoću specijalnog pribora i oscilograma. Davači za put i brzinu postavljeni su na točkove vozila koje se ispituje ili na specijalni „peti točak“. U toku ispitivanja, traka specijalnog, perforiranog papira se pomera konstantnom brzinom i na njoj se kontinuirano ispisuje oscilogram brzine, vremena i puta kretanja (Slika 12).

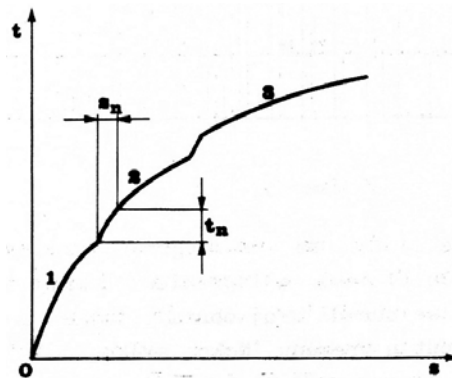
Vertikalne linije na oscilogramu označavaju određene vremenske intervale (1 s), a isprekidane linije na gornjem delu omogućavaju da se odredi broj obrtaja točka u vremenu, a to znači i pređeni put u vremenu. Nakon svakog poluobrtaja točka crta se pomera gore, odnosno dole tako da jednom punom obrtaju odgovara jedna crta i razmak do sledeće. Sa poznatim radijusom točka i prebrojanim crtama i razmacima na oscilogramu lako je odrediti pređeni put u određenom vremenskom intervalu. Za ispitivanje brzine ABCDE, koja daje grafički prikaz promene brzine kretanja u vremenu, koristi se kao davač tahogenerator čiji je napon proporcionalan ugaonoj brzini točka, tj. brzini kretanja motornog vozila koje se ispituje.

Na krivoj ABCDE pada u oči nekoliko karakterističnih delova. Deo AB prikazuje promene brzine kretanja u procesu ubrzanja, deo BC sa konstantnom brzinom označava ravnomerno kretanje odnosno promena brzine kretanja u procesu kočenja. Na delu AB uočljivi su intervali pada brzine koji odgovaraju vremenskim intervalima promene stepena prenosa.



Slika 12. Oscilogram brzine, vremena i puta kretanja ispisan davačem (priključenim na peti točak)

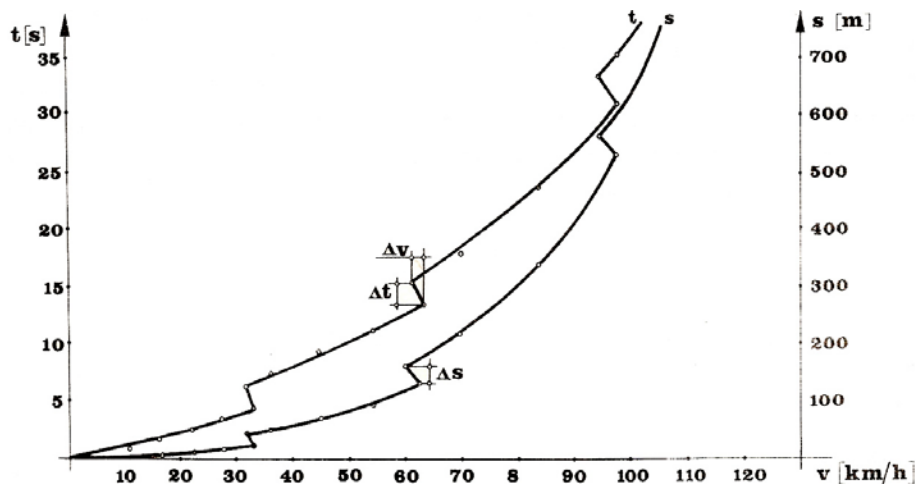
Ovakvo snimljen oscilogram se obrađuje da bi se odredio pređeni put u vremenu i dobio grafikon $s - t$, odnosno zavisnost puta i vremena u procesu ubrzanja ili „intenzitet ubrzanja“ (Slika 13).



Slika 13. Dijagram koji se koristi za određivanje „intenziteta ubrzanja“

Za određivanje zavisnosti puta i vremena ubrzanja od brzine kretanja tj. „puta i vremena ubrzanja“ (Slika 14), potrebno je odrediti srednje brzine kretanja v_{sr} u svakom vremenskom intervalu.

$$v_{sr} = 0,5(v_1 + v_2) \quad [km/h]$$



Slika 14. Zavisnost puta i vremena ubrzanja od brzine kretanja vozila „Zastava 101“

Za upoređivanje dinamičkih svojstava pri ubrzanju različitih vozila može se koristiti i približni izmeritelj. Ovaj izmeritelj se izražava vremenom koje je potrebno da bi vozilo prešlo 100 m pri kretanju iz mesta. Ovaj izmeritelj se za lake automobile kreće oko 8 – 10 s, a za teretne i autobuse, oko 10 – 15 s.

Vrednost ubrzanja u procesu zaleta, odnosno ubrzanje, menja se u vremenu. Za određivanje maksimalne vrednosti ubrzanja odrede i promene ubrzanja u celom procesu ubrzanja. U takvom slučaju vrši se grafičko diferenciranje krive brzine po vremenu. U tu svrhu određuje prirast brzine Δv , za prirast vremena Δt na malom delu krive brzine (Slika 14). Srednja vrednost ubrzanja a_{sr} u tom intervalu promene brzine određuje se prema:

$$a_{sr} = \frac{\Delta v_a}{3,6\Delta t} = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13\Delta s} \quad (m/s^2)$$

Na taj način moguće je dobiti grafički izraz funkcije $a = f(v_a)$.

Grafički prikaz promene ubrzanja u zavisnosti od brzine može biti dat za slučaj ubrzanja motornog vozila od $v = 0$ do brzine $v = v_{max}$ za sve stepene prenosa. Pri tome će dolaziti i do usporenja (negativno ubrzanje) u vremenskim intervalima promena stepena prenosa. Prikaz se može dati i za ubrzanje u svakom stepenu prenosa posebno, a u intervalu brzine od $v = v_{min}$ do $v = v_{max}$ u jednom stepenu prenosa.

Radi ilustracije date su tabele maksimalnih vrednosti ubrzanja u različitim stepenima prenosa i vremena promene stepena prenosa.

Tabela 3. Maksimalna ubrzanja automobila u različitim stepenima prenosa u $[m/s^2]$

Vozila	Stepen prenosa	
	Najniži	Najviši
Putnička	2,0 - 2,5	0,8 - 1,2
Teretna	1,7 - 2,0	0,25 - 0,5
Autobusi	1,8 - 2,3	0,4 - 0,8

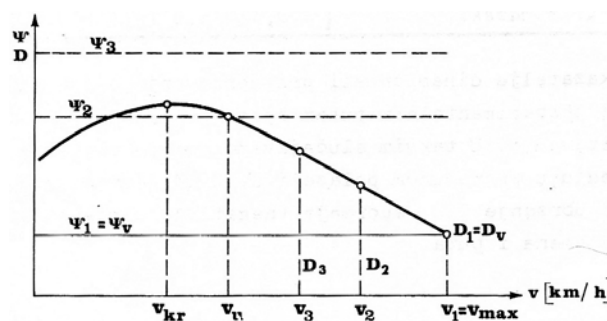
Tabela 4. Vreme trajanja promene stepena prenosa u sekundama

Menjač stepena Prenosa	Motor	
	benzinski	dizel
Stepen bez sinhron.	1,3 - 1,5	4,5
Stepen sa sinhron.	0,2 - 0,5	1,0 - 1,5
Poluautomatski	0,05 - 0,1	0,5 - 0,8

Pokazatelje dinamičnosti pri ubrzanju nije uvek moguće određivati eksperimentalnim putem zbog troškova i složenosti takvih ispitivanja. U takvim slučajevima ovi pokazatelji se približno određuju polazeći uvek od jednačine kretanja određujući ubrzanje (a) ili usporenje (b tj. negativno ubrzanje), a zatim vrednosti vremena i puta.

1.5.2 Dinamičko savlađivanje uspona

U uslovima ravnomernog kretanja, savlađivanje većeg ili manjeg uspona zavisi od veličine vučne sile koju vozilo može da razvije pri dovoljno velikom koeficijentu prijanjanja. U takvom slučaju dužina uspona nije od značaja odnosno motorno vozilo može da održi ravnomerno kretanje i na „beskonačno” dugačkom usponu.



Slika 15. Grafo-analitički metod za određivanje otpora puta koji se može savladati v_{max}

U realnim uslovima kretanja motornih vozila sa savlađivanjem uspona sa najčešće, pored raspoložive vučne sile koristi i zalet, odnosno kinetička energija vozila. U takvim slučajevima moguće je savladati i uspone čija je veličina iznad one koja bi odgovarala maksimalnim vrednostima dinamičkog faktora ili vučne sile za slučaj ravnomernog kretanja. Pri tome, naravno, neće biti moguće da se održi ravnomerno kretanje već kretanje sa usporenjem, pa takvi usponi ne smeju biti dugi. Njihova dužina stoji u obrnutoj srazmeri sa veličinom. Kao pokazatelj dinamičnosti motornog vozila pri savlađivanju uspona sa zaletom može se uzeti najveća dužina uspona određene veličine koju vozilo postiže ako na uspon naiđe brzinom v_{max} . Ovu dužinu najlakše je odrediti grafo-analitički koristeći dinamičku karakteristiku.

Ako se pretpostavi da vozilo nailazi na uspon brzinom kretanja $v_1 = v_{max}$, krećući se ravnomerno, znači da je $\psi_1 = D_1$, a ubrzanje $a = 0$, na osnovu:

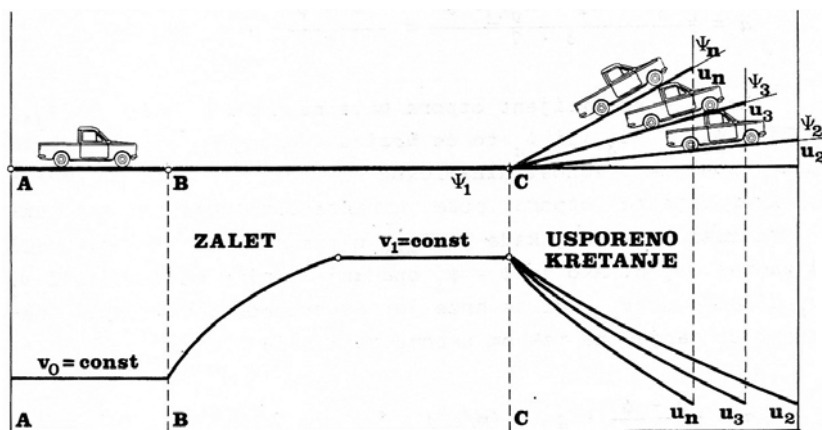
$$a = \frac{[F_o - (R_f + R_v)] \cdot g}{\delta \cdot G} = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g \quad [m/s^2]$$

Kako je koeficijent otpora puta na usponu veći od ψ_1 , i može biti ψ_2 , ψ_3 ili ψ_n to će brzina kretanja vozila početi da opada sve dok vrednost dinamičkog faktora ne dostigne vrednost koeficijenta otpora puta karakterističnog za taj uspon. Ovo važi za slučaj kada je D_{max} u tom stepenu prenosa veći od ψ za taj uspon. Ako je $\psi = \psi_3$ opadanje brzine od vrednosti v_1 do v_2 i dalje do v_{kr} ići će brže, jer će vrednost usporenja (negativnog ubrzanja) na takvom usponu biti veća prema:

$$a = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g \quad [m/s^2]$$

Za određivanje pokazatelja dinamičnosti, usporenja, vremena i puta u tom slučaju treba krivu dinamičkog faktora podeliti na intervale (isprekidane linije, Slika 15) i prema formuli koja je data odrediti tražene veličine.

Kretanje u jednom stepenu prenosa treba održati sve dok brzina ne dostigne vrednost $v = v_{kr}$, a onda preći u niži stepen prenosa. Vrednost v_{kr} (kritična brzina) odgovara vrednosti maksimalnog dinamičkog faktora u tom stepenu prenosa.



Slika 16. Dinamičko savlađivanje uspona

1.5.3 Kretanje po inerciji sa isključenim motorom

Ovakva vrsta kretanja je česta u realnim uslovima (svaka promena stepena prenosa, rad sa čestim zaustavljanjima itd). Pri tome ne deluje vučna sila, a vozilo se kreće zahvaljujući kinetičkoj energiji kojom je raspolagalo u trenutku isključenja motora delovanjem na spojnicu i menjač. Dinamička svojstva pri ovakvom kretanju određuju se pomoću oscilograma, za teorijski proračun pokazatelja dinamičnosti u ovim uslovima koristi se jednačina kretanja:

$$R_a = \frac{G}{g} \delta_i a = R_f + R_u + R_v + R_{tr}$$

gde je:

R_{tr} [N] - sila trenja u transmisiji kada ova radi bez opterećenja. Određuje se eksperimentalno za određeno vozilo ili prema empirijskoj formuli:

$$R_{tr} = \frac{(20 + 0,25v) \cdot G}{10.000} \quad [N]^*$$

G - težina (ukupna) vozila u [N]

v - brzina kretanja u [km/h]

δ_i - koeficijent uticaja obrtnih masa za ovakav slučaj kretanja. Može se odrediti preko formule:

$$\delta_i \approx 1 + 0,05 \frac{G}{G'}$$

G' - težina (ukupna) vozila sa datim stepenom iskorišćenja nosivosti, kod $H = 100\%$, $G' = G$ i

$\delta_i \approx 1,05$

Iz jednačine kretanja može se odrediti veličina usporenja:

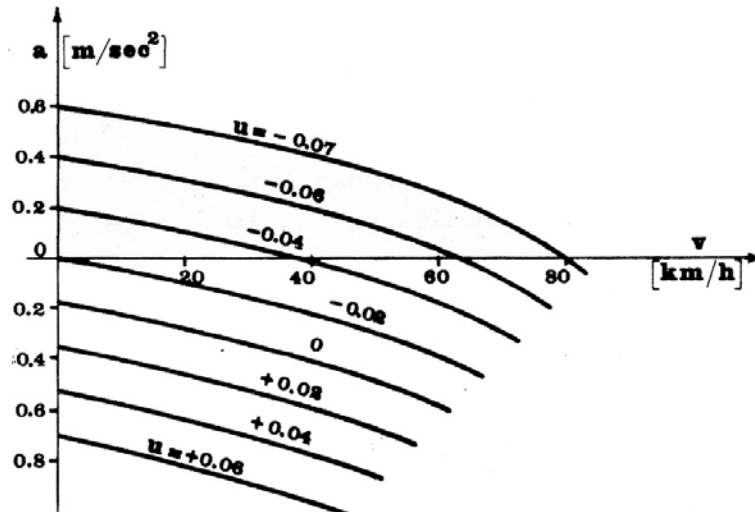
* Ova formula važi za motorna vozila tipa 4x2, dok se za vozila 4x4 i 4x6 uzima dvostruka izračunata vrednost, a za vozila 6x6 trostruka

$$a = \frac{R_f + R_u + R_v + R_{tr}}{\delta_i \cdot G} \cdot g \quad [m/s^2]$$

Za vozila sa punim, nominalnim opterećenjem $H = 100\%$:

$$a \approx 9,3 \frac{R_f + R_u + R_v + R_{tr}}{G} \quad [m/s^2]$$

Za različite stepene uzdužnog nagiba puta, na grafiku $v - a$ (Slika 17) date su promene ubrzanja pri kretanju po inerciji sa isključenim motorom.



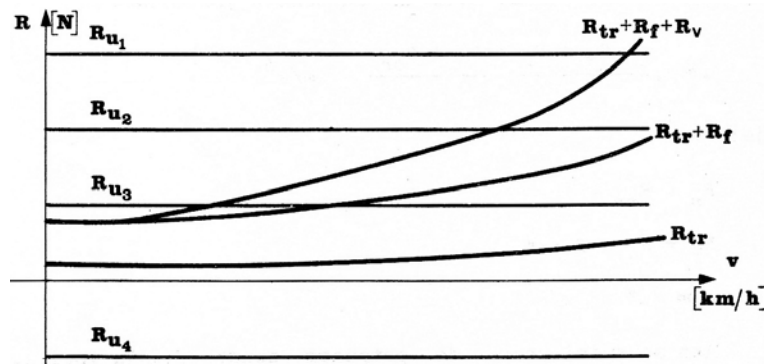
Slika 17. Promena ubrzanja pri kretanju po inerciji za različite stepene uzdužnog nagiba

Ubrzanje na usponima, horizontalnom delu ili na blagim padovima ima negativne vrednosti i nalazi se ispod apscise, što znači da će kretanje po inerciji u takvim slučajevima biti usporeno, odnosno da će se brzina takvog kretanja smanjivati.

Na ostrim nizbrdicama (sa visokim koeficijentom nagiba), krive ubrzanja presecaju apscisu na različitim vrednostima brzina kretanja. To znači da je u tim uslovima postignuta ravnoteža između sile koja izaziva kretanje i sila otpora kretanja. Dalje kretanje se odvija brzinom $v = const$.

U slučaju da se na deo puta pod nagibom naiđe većom brzinom od ove koja odgovara pomenutoj tački prevoza, kretanje po inerciji će se odvijati sa usporenjem sve do brzine koja odgovara stanju ravnoteže ($a = 0$). Ako se naiđe manjom brzinom, kretanje na nagibu će se odvijati sa ubrzanjem opet do vrednosti brzine koja odgovara ravnoteži, odnosno kod koje se uspostavlja ravnomerno kretanje.

Pomoću jednačine kretanja po inerciji može se nacrtati i grafikon ravnoteže sila $v - R$ (Slika 18).



Slika 18. Grafikon ravnoteže sila

Maksimalna brzina kretanja određuje se kao apscisa preseka krive suma sila otpora kretanju sa silom nagiba koja odgovara datom stepenu u . Kretanje sa ubrzanjem ostvaruje se uvek kada je prava R_u iznad sumarne krive $R_{tr} + R_f + R_v$, a sa usporenjem kada je ispod ove krive.

Za ocenu dinamičnosti pri kretanju po inerciji najčešće se koristi dužina puta slobodnog kotrljanja. Na taj način se određuje i tehničko stanje donjeg stroja vozila, transmisije, točkova, ležajeva, uglova točkova.

Jednostavnost u izvođenju eksperimenata za kretanje po inerciji omogućila je da se takvo kretanje koristi i za određivanje koeficijenta otpora puta ψ . Pri tome se motor isključuje kod relativno male brzine kretanja

(<15 km/h) jer je u tom slučaju moguće zanemariti sile otpora vazduha i trenja u transmisiji. Usporenje se izračuna na osnovu jednačine:

$$a \approx 9,3 \frac{R_f + R_u + R_v + R_{tr}}{G} \quad [m/s^2]$$

ako:

$$R_v = 0 \text{ i } R_{tr} = 0$$

$$R_f + R_u = G \psi$$

$$a \approx 9,3 \psi \quad [m/s^2]$$

Ako se snimi vreme do potpunog zaustavljanja vozila, tada je razlika brzina jednaka vrednosti brzine kojom je počelo kretanje po inerciji te sledi:

$$a = \frac{\Delta v}{3,6 \cdot \Delta t} \approx 9,3 \psi \quad [m/s^2]$$

$$\psi \approx \frac{v}{34t}$$

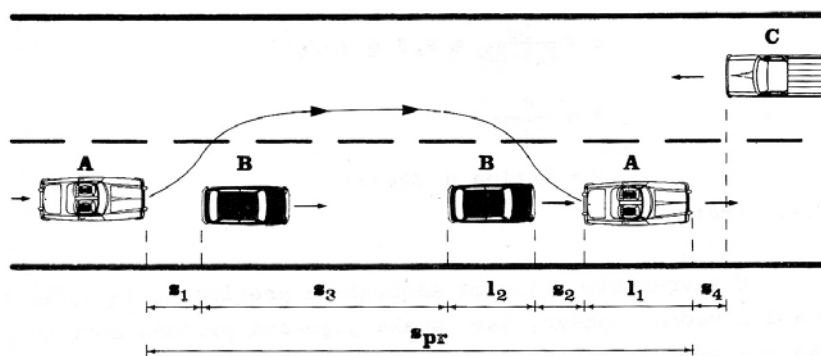
v - brzina u [km/h]

1.5.4 Preticanje

U savremenim uslovima saobraćaja preticanje je veoma često, ali i veoma opasno, jer svaka pogrešna procena može da ima teške posledice. Preticanje je vrlo kritična faza kretanja vozila, naročito na užim saobraćajnicama, sa intenzivnijim tokovima i većom brzinom kretanja, a posebno u uslovima smanjene preglednosti (magla, kiša, noć, krivine). Posledice saobraćajnih nezgoda prilikom preticanja su izuzetno teške i retko prolaze bez ljudskih žrtava. Savremeni autoputevi odvojenim trakama za svaki smer kretanja su znatno povoljniji za izvođenje preticanja, jer ne postoji opasnost od vozila koja se kreću u suprotnom smeru. U svim drugim slučajevima mora se računati sa pojavom takvog vozila čija je brzina kretanja nepoznata (Slika 19). Neophodna dužina puta za bezbedno preticanje bila bi:

$$s_{pr} = s_1 + s_2 + s_3 + l_1 + l_2 = t_{pr} \frac{v_A}{3,6}$$

gde je: s_1 i s_2 - rastojanje sigurnosti [m],
 s_3 - rastojanje koje pređe vozilo B [m],
 $s_5 = l_1 + l_2$ - suma gabaritnih dužina vozila A i B [m],
 t_{pr} i s_{pr} - vreme i put preticanja [s] i [m],
 v_A - brzina vozila A u [km/h].



Slika 19. Potrebna dužina puta za bezbedno preticanje

Put koji pređe vozilo B u toku vremena t_{pr} :

$$s_3 = \frac{v_B}{3,6} t_{pr} = \frac{v_B}{v_A} s_{pr}$$

Zamenom ovih izraza u jednačinu za s_{pr}

$$s_{pr} = \frac{s_1 + s_2 + s_5}{v_A - v_B} v_A \quad [m]$$

Veličine rastojanja sigurnosti s_1 i s_2 zavise od brzine kretanja vozila, a statističkim uopštavanjima je pokazano da je za heterogen sastav saobraćajnog toka, s_1 moguće izraziti empirijskom formulom:

$$s_1 = 2,5 + 0,25v_B + 0,01v_B^2 \quad [m]$$

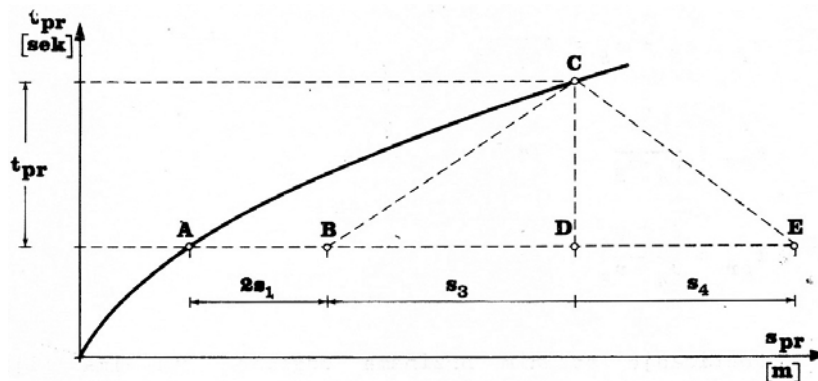
Rastojanje sigurnosti s_2 je obično manje od s_1 , pa se radi uprošćavanja može uzeti da je

$$s_1 \approx s_2 + s_5 = 0,5v_A$$

$$s_{pr} = \frac{v_A^2}{v_A - v_B} \quad [m]$$

$$t_{pr} = \frac{3,6v_A}{v_A - v_B} \quad [s]$$

Preticanje stalnim brzinama odgovara putevima čija je širina veća od 7 m, uz intenzitet saobraćajnog toka od oko 50 voz/h u oba smera, što je dosta povoljno sa gledišta bezbednosti. Mnogo opasniji su manevri preticanja pri većem intenzitetu saobraćajnih tokova. U takvim slučajevima preticanje se vrši sa stalnim povećanjem brzine koristeći maksimalne mogućnosti ubrzanja vozila koje pretiče sporije vozilo. U trenutku koji vozač izabere, počinje preticanje sa maksimalnim intenzitetom ubrzanja datog vozila. Ovakav manevar preticanja moguće je pratiti grafoanalitičkim metodom koristeći grafikon „intenziteta ubrzanja“ (Slika 13). Potrebno je odrediti grafički, eksperimentom ili proračunom, intenzitet ubrzanja datog vozila u koordinatnom sistemu $s - t$ (Slika 20).



Slika 20. Grafičko određivanje intenziteta ubrzanja za proces preticanja

Na krivoj treba odrediti tačku (A) koja odgovara brzini kretanja vozila neposredno pre početka preticanja. To je trenutak kada oba vozila imaju istu brzinu kretanja. Iz te tačke treba povući paralelu sa apscisom čija dužina odgovara vrednosti $2s_1 \approx s_1 + s_2 + s_5$. Iz tačke B povuče se prava sa nagibom koji odgovara toj brzini kretanja do preseka brzinom (C). Time je određen put, koji će preći vozilo B (Slika 19) tj. sporije vozilo, krećući se konstantnom brzinom u toku vremena t_{pr} . Iz tačke C povlači se paralela sa ordinatom i odredi tačka D, a time i put i vreme preticanja za slučaj kada je leva strana puta slobodna. U slučaju kada se mora računati sa mogućnošću pojave vozila, a za manevar se mora koristiti i leva strana puta, tada se iz tačke C povlači prava sa nagibom koji odgovara brzini kretanja vozila C (Slika 19) do preseka sa produženom pravom ABD. Na taj način dobija se tačka E, a to znači i dužina s_4 , čime je određen put preticanja AE. To znači da je za bezbedno preticanje u ovim uslovima nužno da tolika bude slobodna dužina puta ispred vozila koje ulazi u manevar preticanja. Ako se dogodi da je u konkretnim uslovima vidljivost manja od dužine AE, preticanje se ne sme vršiti.

Treba napomenuti da je u analizi manevra preticanja najteže proceniti brzinu vozila koje se kreće u suprotnom smeru. Zbog toga je potrebno da se računa sa maksimalno dozvoljenim brzinama kretanja za tu kategoriju puta, a ponekad i nešto većim.

1.6 Uticaj eksploatacionih faktora na vučnu dinamičnost motornih vozila

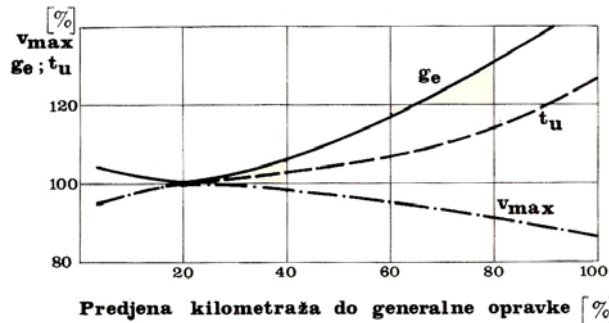
Kod primene grafo-analitičkih metoda za određivanje vrednosti izmeritelja dinamičnosti mora se voditi računa o tome da su to teoretski moguće ili granične vrednosti. Sve te vrednosti dobijene su uz pretpostavku da motor razvija maksimalnu snagu i da se kretanje izvodi na delu puta sa konstantnim vrednostima koeficijenta otpora puta ψ . Realni uslovi kretanja ne odgovaraju takvim pretpostavkama, jer motor vrlo retko može da razvije snagu koja odgovara spoljnoj brzinskoj karakteristici motora. Stvarne vrednosti izmeritelja

vučne dinamičnosti uslovljene su, dakle, i drugim faktorima, a ne samo deklariranim performansama motora i vozila.

Najveći uticaj na pokazatelje vučno-brzinskih karakteristika imaju promene tehničkog stanja motora, u prvom redu trošenje u spregu klip-karika-cilindar. Isto tako su značajna i pogoršanja u zaptivanju kompresionog prostora. Na snagu koju motor saopštava transmisiji vrlo veliki uticaj imaju promene svih regulacionih parametara u sistemu napajanja gorivom (ubrizgavanja) i paljenja.

Na veličinu vučne sile na točku utiču i manji ili veći gubici u transmisiji koji zavise od pravilnog podešavanja svih spregova koji prenose snagu od motora do točka. Na vučno-brzinske karakteristike imaju uticaja i vrsta i kvalitet goriva i maziva koji se koriste.

Zbog svih ovih razloga u toku eksploatacije dolazi do stalnog pogoršanja vučne dinamičnosti transportnih vozila po osnovi smanjenja maksimalno mogućih brzina kretanja i intenziteta ubrzavanja. Isto tako, dolazi i do pogoršavanja ekonomičnosti potrošnje goriva (Slika 21).



Slika 21. Načelne krive promena: v_{max} - maksimalna brzina kretanja, t_u - vreme ubrzavanja vozila od $v = 0$ do $v = v_{max}$; g_e - potrošnja goriva

Vučno-brzinske karakteristike transportnih vozila zavise, u prvom redu, od snage koju motor može da razvije u datim uslovima eksploatacije. Rad vozila pri niskim temperaturama pogoršava uslove stvaranja gorive smeše, a rad pri višim spoljnim temperaturama dovodi do smanjenja koeficijenta punjenja i pregrevanja motora.

Prosečna nadmorska visina područja na kojima se odvija eksploatacija transportnih vozila utiče na snagu koju motor razvija zbog promene atmosferskog pritiska. Intenzitet saobraćajnih tokova, kao i drugi saobraćajni uslovi (gradska vožnja, raskrsnice, struktura saobraćajnih tokova i dr) u velikoj meri određuju realizaciju vučno-brzinskih karakteristika vozila.

2 Kočna dinamičnost

Značaj kočne dinamičnosti rastao je paralelno sa rastom srednje brzine kretanja. Kod transportnih vozila, povećanje proizvodnosti rada zavisi, u velikoj meri, od povećanja srednje brzine kretanja u datim putnim uslovima. Jedan od uslova za povećanje srednje brzine jeste obezbeđivanje mogućnosti za brzo zaustavljanje vozila. To znači da je vučna dinamičnost transportnih vozila uslovljena kočnom dinamičnošću, odnosno da su pouzdani i efikasni kočni sistemi uslov povećanja srednje brzine kretanja. Značaj kočne dinamičnosti je veoma veliki i u odnosu na bezbednost u savremenim uslovima saobraćaja. Sve veće brzine kretanja i sve veći broj vozila na putevima zahtevaju od svakog učesnika u saobraćaju da se brže prilagodi nastalim situacijama. Vreme i put zaustavljanja vozila postaju sve manji, a brzine kojima se ulazi u proces kočenja sve veće.

Poseban značaj kočna dinamičnost ima pri kretanju u uslovima smanjene vidljivosti (kretanje noću, magla, kiša). U ovim uslovima treba posebnu pažnju posvetiti brzini kretanja, jer povećanje brzine takođe utiče na smanjenje vidljivosti, odnosno na smanjenje rastojanja na kome vozač može da zapazi prepreku na kolovozu i koči. Uticaj brzine kretanja na smanjenje vidljivosti objašnjava se vibracijama vozila i svetlosnog snopa po površini puta. Prema tome, u ovakvim uslovima brzinu kretanja treba određivati prema dužini zaustavnog puta koja je direktno zavisna od vidljivosti i ne može biti veća od nje.

Kod transportnih vozila kočna dinamičnost je od velikog značaja u uslovima čestog zaustavljanja. Kada se transportni rad vrši na kratkim rastojanjima prevoza robe i putnika (gradski saobraćaj, građevinski radovi i sl.) srednja brzina koju je moguće ostvariti (kao i proizvodnost rada transportnog sredstva), bitno zavisi od kočne dinamičnosti.

2.1 Proces kočenja motornih vozila

U procesu kočenja uopšte, vrši se transformacija kinetičke energije vozila u toplotnu preko trenja u kočnom mehanizmu i na površini dodira između pneumatika i kolovoza. Ova toplota prelazi na okolinu i u energetskom smislu predstavlja gubitak koji se ne može nadoknaditi u daljem kretanju vozila. Kočenje je uvek praćeno nepovratnim gubicima energije, pa se može reći da svako kočenje istovremeno znači i povećanje potrošnje goriva.

Kočenje vozila može da se ostvari na različite načine:

- kočenje pomoću kočnih sistema koji prvenstveno deluju na točkove;
- kočenje motorom koje se koristi kao pomoćno kočenje na dužim nizbrdicama;
- kočenje dejstvom spoljnih otpora (R_f , R_v , R_u);
- kočenje kombinacijom pomenutih načina.

Kočni sistemi se dele na mehaničke, hidrauličke i pneumatske prema načinu prenosa sile. Najrasprostranjeniji su hidraulički i pneumatski kod kojih je pritisak u sistemu proporcionalan sili na pedali kočnice. Sa druge strane, moment kočenja je proporcionalan pritisku u kočnom sistemu, pa se može napisati da je:

$$M_k = K_p \cdot P_k \quad [Nm]$$

gde je: P_k - pritisak u kočnom sistemu,
 K_p - koeficijent proporcionalnosti.

Koeficijent K_p zavisi od velikog broja faktora i različit je kod različitih vozila. Međutim, kod jednog određenog vozila koeficijent K_p se može smatrati konstantnim. Rezultat delovanja momenta kočenja je pojava kočne sile F_k u oblasti dodira pneumatika i puta:

$$F_k = \frac{M_k}{r_d} \quad [N]$$

Kočna sila F_k može da raste do vrednosti tangencijalne reakcije podloge, odnosno dok ova ne dostigne svoju maksimalno moguću vrednost u datim uslovima, vrednost sile prijanjanja.

$$F_{k_{\max}} = X_{p_{\max}} + X_{z_{\max}} = \varphi_x \cdot Z_p + \varphi_x \cdot Z_z = \varphi_x \cdot (Z_p + Z_z) = \varphi_x \cdot G$$

Kočni sistemi savremenih vozila mogu da ostvare momente odnosno sile kočenja koje su znatno veće od sile prijanjanja u uslovima kretanja po suvom asfaltu ili betonu. Zbog toga, pri ekstremnom kočenju često dolazi do blokiranja i klizanja vozila po putu. U samom procesu kočenja moguće je razlikovati dve faze. U prvoj fazi između kočnih obloga i doboša (diska) deluje sila trenja klizanja, a između pneumatika i puta u zoni dodira deluje sila trenja mirovanja. U drugoj fazi, posle blokiranja točkova između kočnih obloga i doboša (diska) deluje sila trenja mirovanja, a između pneumatika i puta u zoni dodira deluje sila trenja klizanja. To znači da se posle blokiranja točkova ceo toplotni ekvivalent kinetičke energije vozila (podrazumeva se natovareno vozilo) prenosi na okolinu na mestu dodira između pneumatika i puta. Ova toplota dovodi do porasta temperature pneumatika i njegovog omekšavanja što smanjuje koeficijent prijanjanja. Na osnovu toga, može se reći da je najveći efekat kočenja u momentu koji neposredno prethodi blokiranju točkova, jer je tada moguće ostvariti najveće vrednosti kočnih sila.

$$F_{k_{\max}} = \varphi_x \cdot G \quad [N]$$

Ako se zna da se maksimalne vrednosti sile prijanjanja φ_x za kretanje po suvom asfaltu ili betonu kreću između 0,8 - 0,9 izlazi da bi maksimalna vrednost ukupne kočne sile u tim uslovima mogla da iznosi 80 - 90% ukupne težine vozila.

2.2 Jednačina kretanja u procesu kočenja

Na narednoj slici (Slika 22) dat je opšti slučaj delovanja svih sila u procesu kočenja. Horizontalne komponente u odnosu na ravan puta su:

$$F_{k_1} + F_{k_2} + F_{f_1} + F_{f_2} + F_u + F_v + F_{tm} + F_{xx} - F_a = 0$$

$$F_k + F_{\psi} + F_v + F_{tm} + F_{xx} - F_a = 0$$

F_{tm} - sila trenja u motoru svedena na pogonske točkove

F_{xx} - sila trenja u transmisiji.

Ako uzmemo da se kočenje vrši samo dejstvom kočnog sistema, što znači da je motor isključen, možemo napisati da je $F_{tm} = 0$. Zbog naglog smanjenja brzine kretanja u procesu kočenja može se uzeti da je $F_v = 0$. Sila trenja u transmisiji F_{xx} u odnosu na silu kočenja je zanemarljivo mala, pa se takođe može uzeti da je $F_{xx} = 0$. Uz ova uprošćavanja može se napisati jednačina:

$$F_k + F_{\psi} - F_a = 0$$

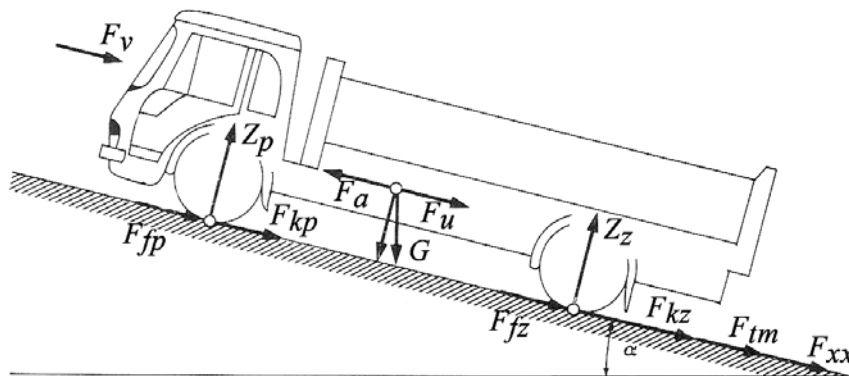
ili zamenom:

$$\varphi_x \cdot G + \psi \cdot G - \delta \frac{G}{g} b = 0$$

gde je δ - koeficijent dejstva obrtnih masa vozila.

Opšti izraz jednačine kretanja pri kočenju:

$$\varphi_x + \psi - \frac{\delta}{g} \cdot b = 0$$



Slika 22. Sile koje deluju na teretno vozilo u procesu kočenja

2.3 Izmeritelji kočne dinamičnosti transportnih vozila

Kao izmeritelji kočne dinamičnosti koriste se usporenje, put i vreme kočenja. Njih je moguće posmatrati u slučaju kočenja samo pod dejstvom kočnog sistema što znači da je motor aktiviranjem spojnice odvojen od transmisije odnosno točkova, a moguće ih je analizirati i u slučaju kočenja zajedničkim dejstvom kočnog sistema i motora. U ovom drugom slučaju, povećanje usporenja do koga bi došlo kočnim delovanjem motora, nije značajno zbog delovanja inercije zamajca. Šta više u određenim uslovima moglo bi doći i do smanjenja usporenja u odnosu na kočenje sa odvojenim motorom. Značaj korišćenja motora pri kočenju nije dakle u tome što bi se na taj način povećale vrednosti pokazatelja kočne dinamičnosti, već u činjenici da se time štedi kočni sistem, smanjuje trošenje i povećava trajnost. Korišćenje motora pri kočenju korisno je kod dugačkih spustova, ali i na putevima sa manjim vrednostima koeficijenta prijanjanja. U takvim uslovima povećava se poprečna stabilnost vozila zbog ravnomernije raspodele kočnih sila na pogonske točkove. U vezi sa tim, posmatraće se pokazatelji kočne dinamičnosti u slučaju kočenja pod dejstvom kočnog sistema sa odvojenim motorom. Tada ukupna kočna sila treba da savlada silu inercije vozila. Sa kočnom silom pri tome sadejstvuju spoljni otpori R_p (otpor puta) i R_v (otpor vazduha). Polazeći od jednačine kretanja može se napisati da je usporenje:

$$b = \frac{g}{\delta \cdot G} (F_k + R_p + R_v)$$

Vidi se da je usporenje proporcionalno kočnoj sili i spoljnim otporima, a obrnuto proporcionalno težini vozila i inerciji obrtnih masa. Najveći uticaj ipak ima kočna sila. Njena veličina zavisi od konstrukcije i tehničkog stanja kočnog sistema, kao i od pritiska koji se u njemu razvija u procesu kočenja. Veličina usporenja koju je moguće ostvariti u realnim uslovima određena je i uslovima prijanjanja između pneumatika i puta. Najveća vrednost kočne sile u opštem slučaju, za date uslove prijanjanja, određena je izrazom:

$$F_{k \max} = G \cos \alpha \cdot \varphi_x$$

Oдавde sledi da je najveće usporenje:

$$b_{\max} = \frac{g}{\delta \cdot G} \left(G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_x + G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha + \frac{K \cdot A \cdot v^2}{13} \right)$$

Ako je put bez nagiba ($\alpha = 0$) i ako se zanemari uticaj otpora vazduha zbog smanjenja brzine ($R_v = 0$) može se napisati da je:

$$b_{\max} = \frac{g}{\delta} \cdot (\varphi_x + f)$$

Ako se uzme da je $\delta \approx 1$, a da je $g \approx 10 \text{ m/s}^2$, kao i da je φ_x znatno veći od f , može se zaključiti da je najveća vrednost usporenja koju je moguće ostvariti kočenjem na svim točkovima jednaka:

$$b_{\max} \approx 10 \cdot \varphi_x \quad [m/s^2]$$

To znači da je na dobrom i suvom asfaltnom ili betonskom putu moguće ostvariti maksimalno usporenje od oko 8 m/s^2 . Ovako velike vrednosti usporenja izazivaju neprijatan osećaj kod putnika, kao i povećano trošenje kočnica i pneumatika. U normalnim uslovima kočenja vrednost usporenja se kreće oko 2 m/s^2 , dok se vrednosti veće od $4,5 \text{ m/s}^2$ realizuju samo u izuzetnim slučajevima.

Iz poslednjeg izraza za b_{\max} vidi se da, ukoliko se u procesu kočenja ne menja koeficijent prijanjanja φ_x i vrednost najvećeg usporenja ostaje konstantna, što znači da ne zavisi od brzine (Slika 23).

Pri tome je pretpostavljeno da se u procesu kočenja potpuno koristi sila prijanjanja na svim točkovima. Međutim, poznato je da se potpuno iskorišćenje sile prijanjanja na svim točkovima može ostvariti samo ako su u procesu kočenja kočne sile proporcionalne vertikalnim reakcijama podloge na svakoj od osovina vozila. Za vertikalne reakcije se, opet, zna da se menjaju pri maloj promeni usporenja zbog prenošenja osovinskih opterećenja. Sledi da bi se i kočne sile na pojedinim osovinama morale da menjaju u skladu sa promenama osovinskih opterećenja, jer je jedino u tom slučaju moguće puno iskorišćenje sile prijanjanja na svim točkovima. U realnim uslovima, tehnička rešenja kočnih sistema nisu u mogućnosti da menjaju vrednosti kočnih sila po osovinama u skladu sa promenom osovinskih opterećenja. To je razlog što se pri ispitivanjima dobijaju vrednosti za maksimalno usporenje koje su manje od vrednosti po izvedenoj formuli. Zbog toga je i uveden koeficijent efikasnosti kočenja koji izražava razlike teoretskih i stvarnih vrednosti usporenja. Prema tome, izraz za najveće vrednosti usporenja bio bi:

$$b_{\max} \approx \frac{10 \cdot \varphi_x}{K_e} \quad [m/s^2]$$

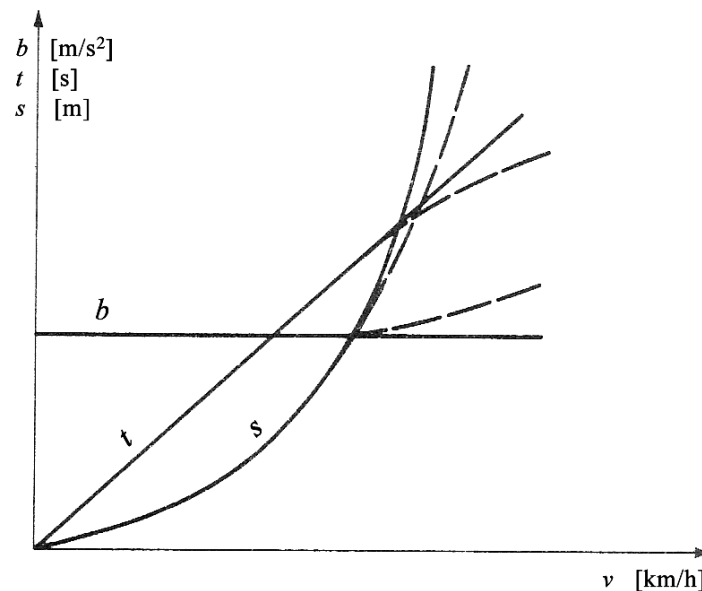
Ovaj koeficijent je predložio D.P. Velikanov i to za putničke automobile $Ke = 1,2 - 1,3$, a za teretne i autobuse $Ke = 1,6 - 1,8$. Treba reći da ovaj koeficijent gubi značaj, tj. dobija vrednost $Ke = 1$ ukoliko se kočenje izvodi u uslovima malog koeficijenta priranja ($\varphi_x < 0,4$).

Vreme kočenja vozila je drugi izmeritelj kočne dinamičnosti. On se određuje rešavanjem jednačine kretanja po usporenju.

$$F_k + F_{\psi} + F_v + F_{xx} - F_a = 0$$

$$b = f(v_a)$$

$$b = \frac{F_k + F_{\psi} + F_v + F_{xx}}{G \cdot \delta} \cdot g \quad [m/s^2]$$



Slika 23. Zavisnost usporenja, pređenog puta i vremena kočenja od brzine pri konstantnom koeficijentu priranja

Na osnovu grafičkog integriranja krive $b = f(v_a)$ moguće je naći usporenje za nekoliko vrednosti brzina. Isto tako, moguće je odrediti i srednje usporenje u svakom intervalu brzina.

Preko izraza:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{3,6 \cdot b_{sr}} \quad [s]$$

moguće je naći prirast vremena Δt za svaki interval, a njihova suma daje ukupno vreme kočenja.

U realnim uslovima kretanja vozila od značaja je vreme koje protekne od trenutka kada je vozač uočio prepreku na putu do trenutka zaustavljanja.

Na narednoj slici (Slika 24) dat je oscilogram na kome se vide promene brzine i usporenja u vremenu, tokom procesa kočenja vozila. Sa C - C obeležen je trenutak u kome je vozač uočio opasnost. Prema dijagramu, ukupno potrebno vreme za zaustavljanje je

$$t_o = t_r + t_a + t_u + t_k \quad [s]$$

Sva parcijalna vremena koja sačinjavaju ukupno potrebno vreme za zaustavljanje određuju se eksperimentalno, osim vremena t_k koje je moguće odrediti i analitički.

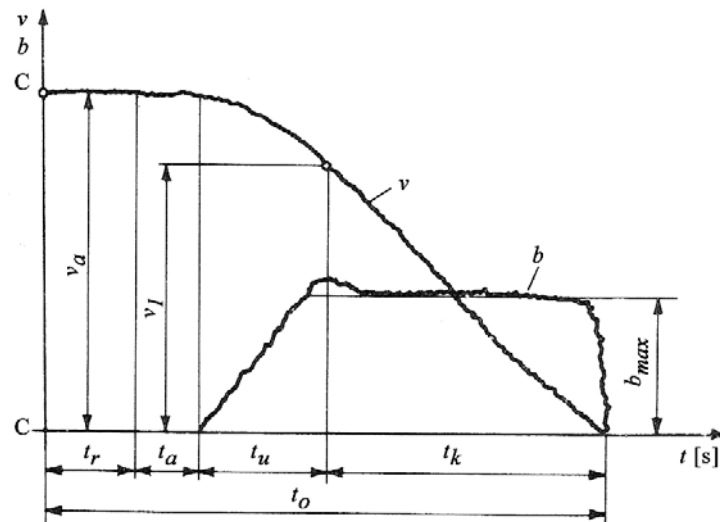
Ako se pretpostavi da se u intervalu t_u vozilo kreće se usporenjem koje je jednako polovini maksimalnog usporenja (zbog skoro linearnog karaktera povećanja usporenja) može se napisati da je prirast brzine

$$\Delta v_a = \frac{3,6 \cdot b_{\max} \cdot t_u}{2} \quad [km/h]$$

Brzina na početku punog kočenja sa maksimalnim usporenjem je onda:

$$v_1 = v_a - \Delta v_a = v_a - \frac{3,6 \cdot b_{\max} \cdot t_u}{2}$$

$$v_1 = v_a - 1,8 \cdot b_{\max} \cdot t_u \quad [km/h]$$



Slika 24. Promene brzine i usporenja u vremenu tokom kočenja teretnih vozila

- Legenda: t_r - vreme reakcije vozača [s]
 t_a - vreme koje protekne od trenutka delovanja na papučicu kočnice do trenutka kad počne dejstvo kočnog sistema [s]
 t_u - vreme prirasta usporenja [s]
 t_k - vreme punog kočenja [s]

Kako se vozilo u vremenskom intervalu t_k kreće jednoliko usporeno b_{max} , to će se brzina v_l linearno smanjivati do vrednosti $v_l = 0$, odnosno do zaustavljanja vozila

$$v_l = 3,6 \cdot b_{max} \cdot t_k \quad [km/h]$$

Oдавde sledi:

$$t_k = \frac{v_l}{3,6 \cdot b_{max}}$$

a zamenom v_l :

$$t_k = \frac{v_a}{3,6 \cdot b_{max}} - \frac{t_u}{2} \quad [s]$$

Ukupno potrebno vreme za zaustavljanje vozila je:

$$t_o = t_r + t_a + t_u + t_k$$

$$t_o = t_r + t_a + \frac{t_u}{2} + \frac{v_a}{3,6 \cdot b_{max}} \quad [s]$$

Vremenski intervali t_r , je tzv. subjektivno vreme koje zavisi od vozača, dok vremenski interval t_a i t_u zavise od konstrukcije i tehničkog stanja kočnog sistema. Ova dva vremenska intervala često se nazivaju i vremena odziva. U literaturi se suma tih vremenskih intervala, koje nije moguće analitički odrediti već samo snimanjem raspodela mogućih vrednosti, označava jednakim simbolom i prikazuje zajedno. Zbog toga je moguće napisati da je:

$$t_o = t_\Sigma + \frac{v_a}{3,6 \cdot b_{max}} \quad [s]$$

gde je:

$$t_\Sigma = t_r + t_a + \frac{t_u}{2} \quad [s]$$

Ako se proces kočenja vozila odvija tako da kočne sile na svim točkovima dostižu jednovremeno svoje maksimalne vrednosti, tj. vrednosti maksimalnih sila prijanjanja, onda je moguće ostvariti i maksimalne vrednosti usporenja:

$$b_{max} = \frac{\varphi_x}{\delta} \cdot g \quad [m/s^2]$$

$$b_{max} \approx 10 \cdot \varphi_x \quad [m/s^2]$$

Oдавде sledi i izraz za minimalno potrebno vreme za zaustavljanje vozila:

$$t_o = t_\Sigma + \frac{v_a}{35 \cdot \varphi_x} \quad [s]$$

Uzimajući u obzir koeficijent efikasnosti kočenja sledi:

$$t_o = t_\Sigma + K_e \frac{v_a}{35 \cdot \varphi_x} \quad [s]$$

Zaustavni put vozila je treći i najvažniji izmeritelj kočne dinamičnosti. Određuje se grafičkim integriranjem krive $t = f(v)$, uz pretpostavku da se vozilo kreće jednoliko usporeno. Kriva $t = f(v)$ deli se na intervale brzine i za svaki interval određuje se prirast puta Δs na osnovu:

$$a_{sr} = \frac{\Delta v}{3,6 \cdot \Delta t} = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13 \cdot \Delta s} \quad [m/s^2]$$

$$\Delta s = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13 \cdot b_{sr}} \quad [m]$$

Ako se pretpostavi da se u vremenskom intervalu t_u (Slika 24) vozilo se kreće jednoliko usporeno, usporenjem koje je jednako $b_{sr} = 0,5 b_{max}$, tada je pređeni put u tom intervalu vremena:

$$s_u = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13 \cdot b_{sr}} \quad [m]$$

Put koji vozilo pređe u intervalu promene brzine kretanja od brzine v_a (pri kojoj je vozač primetio opasnost) do brzine v_1 (brzina na početku vremenskog intervala punog kočenja sa $b = b_{max}$), dat je izrazom:

$$s_u = \frac{v_a + v_1}{2} \cdot \frac{v_a - v_1}{13} \cdot \frac{1}{0,5 \cdot b_{max}}$$

$$s_u = \frac{v_a^2 - v_1^2}{13 \cdot b_{max}} \quad [m]$$

U vremenskom intervalu t_k , vozilo se kreće sa konstantnim usporenjem b_{max} sve do potpunog zaustavljanja. Pređeni put u tom intervalu je:

$$s_k = \frac{v_1^2}{26 \cdot b_{max}} \quad [m]$$

Zaustavni put ili put koji vozilo pređe od trenutka u kome je vozač uočio opasnost do potpunog zaustavljanja mora da uzme u obzir i pređeni put u vremenskom intervalu t_r i t_a (Slika 24). To je period vremena u kome još nije počeo da deluje kočni sistem, pa se vozilo kreće brzinom v_a . Prema tome, zaustavni put je dat izrazom:

$$s_o = \frac{v_a(t_r + t_a)}{3,6} + \frac{v_a^2}{13 \cdot b_{max}} - \frac{v_1^2}{26 \cdot b_{max}} \quad [m]$$

Ako se u ovom izrazu zameni v_1 i uzme da $t_u^2 \rightarrow 0$, dobija se konačni izraz za zaustavni put s_o .

$$s_o = \frac{v_a \cdot t_\Sigma}{3,6} + \frac{v_a^2}{26 \cdot b_{max}} \quad [m]$$

U slučaju potpunog iskorišćenja sile prianjanja na svim točkovima, moguće je na osnovu jednačine kretanja pokazati da je put kočenja s_k :

$$s_o \approx \frac{\delta \cdot v_1^2}{26 \cdot g \cdot \varphi_x} \approx \frac{v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

U ovim uslovima i zaustavni put može da se izrazi jednačinom:

$$s_o = \frac{v_a \cdot t_\Sigma}{3,6} + \frac{v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

Ako i kod izračunavanja puta kočenja s_k i zaustavnog puta s_o uzmemo u obzir koeficijent efikasnosti kočnica, onda će gornji izraz imati oblik:

$$s_o = \frac{K_e \cdot v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

$$s_o = \frac{v_a \cdot t_{\Sigma}}{3,6} + \frac{K_e \cdot v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

U literaturi mogu se naći različite vrednosti za koeficijente efikasnosti kočnica po vrstama vozila:

- laka vozila $K_e \approx 1,2$, preko 1,3, do 1,44
- teretna i autobusi $K_e \approx 1,3 - 1,4$, preko 1,6 - 1,8, pa sve do 2,0 - 2,44

Kao što se vidi, vrednosti se znatno razlikuju, pa je potrebno izvršiti merenje u konkretnim uslovima i dobiti raspodelu mogućih vrednosti ovog koeficijenta za praktičnu upotrebu.

2.3.1 Raspodela kočnih sila na osovine vozila

Za ocenu efikasnosti kočnog sistema transportnog vozila nužno je voditi računa o uzetim pretpostavkama bilo kod analitičkog određivanja maksimalno mogućih vrednosti usporenja, bilo kod eksperimentalnog određivanja vrednosti specifične kočne sile kao pokazatelja kod ispitivanja na probnim stolovima. Maksimalno moguća vrednost usporenja dobija se uz pretpostavku da će u procesu kočenja kočne sile na točkovima jednovremeno dostići vrednost odgovarajućih sila prijanjanja, što u realnim uslovima nije lako postići, osim naravno, na klizavim putevima sa malim vrednostima koeficijenta prijanjanja. Sa druge strane, ispitivanja na probnim stolovima ne mogu da obezbede jednake uslove pri kočenju u poređenju sa uslovima koji vladaju kod stvarnog kočenja na putu. Kao što je poznato u procesu kočenja dolazi do promene vrednosti normalnih reakcija puta Z_p i Z_z zbog dejstva sile inercije vozila F_a . Veličina ovih promena kod jednog vozila proporcionalna je veličini usporenja i to u smislu povećanja vrednosti normalne reakcije Z_p na prednjoj osovini, a smanjenja na zadnjoj osovini Z_z u odnosu na vrednosti osovinskih opterećenja G_p i G_z kod vozila koje stoji. Isti slučaj je bio i kod ubrzanja vozila, samo što je tada dolazilo do „rasterećenja” prednje osovine, a dodatnog „opterećenja” zadnje osovine, isto tako proporcionalnog veličini ubrzanja. Zbog toga su i uvedeni pojmovi koeficijenta promene reakcije:

$$m_{r_n} = \frac{Z_n}{G_n}$$

gde su:

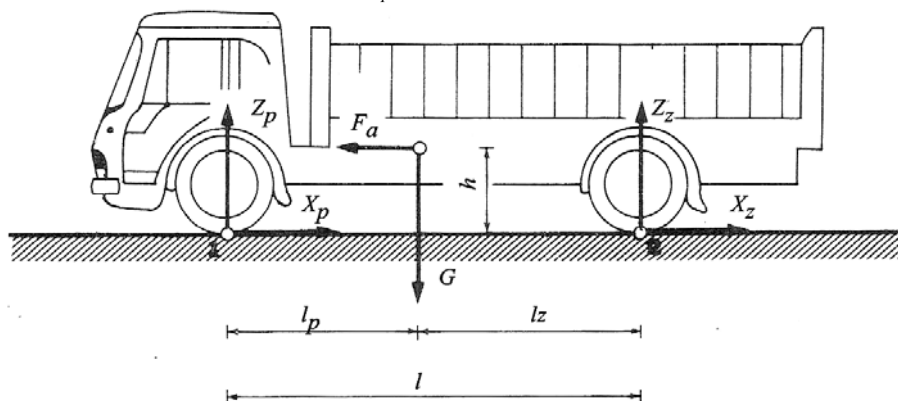
Z_n - vrednost normalne reakcije

G_n - odgovarajuća vrednost vertikalnog statičkog opterećenja osovine vozila.

Vrednosti ovih koeficijenata su prema Artamanovu, Ilarionovu i Morinu:

- Kod ubrzanja vozila: $m_{r_p} = 0,65 - 0,70$ i $m_{r_z} = 1,20 - 1,35$
- Kod usporavanja, odnosno kočenja: $m_{r_p} = 1,50 - 2,00$ i $m_{r_z} = 0,50 - 0,70$
- Kod kočenja vozila na horizontalnom putu ovi koeficijenti dati su kao funkcija koeficijenta prijanjanja i položaja težišta:

$$m_{r_p} = 1 + \frac{\varphi_x \cdot h}{l_p} \quad \text{i} \quad m_{r_z} = 1 - \frac{\varphi_x \cdot h}{l_z}$$



Slika 25. Kočenje teretnog vozila na horizontalnom putu

Da bi se postigla maksimalna efikasnost kočnog sistema nužno je razmotriti sve faktore koji određuju mogućnosti za puno iskorišćenje sile prijanjanja na svim točkovima u procesu kočenja. U tu svrhu razmatraće se slučaj kočenja vozila na horizontalnom putu, otpora vazduha i inercije obrtnih masa. Tada se može napisati (Slika 25)

$$\Sigma X = 0:$$

$$X_p + X_z - F_a = 0$$

$$\Sigma Y = 0:$$

$$Z_p + Z_z - G = 0$$

$$\Sigma M^{(A)} = 0:$$

$$Z_z \cdot l + F_a \cdot h - G \cdot l_p = 0$$

Odavde slede izrazi za normalne reakcije podloge:

$$Z_p = (l_p \cdot g + h \cdot b) \cdot \frac{G}{g \cdot l}$$

$$Z_z = (l_z \cdot g - h \cdot b) \cdot \frac{G}{g \cdot l}$$

Ako je uslov za puno iskorišćenje sila prijanjanja, proporcionalnost između tangencijalnih i normalnih reakcija puta sledi:

$$\frac{X_p}{X_z} = \frac{Z_p}{Z_z} = \frac{l_p \cdot g + h \cdot b}{l_z \cdot g - h \cdot b}$$

Iz ove jednačine izvodi se zaključak da će kod različitih intenziteta kočenja (različite vrednosti usporenja b) i odnos između tangencijalnih reakcija biti različit ili ako je taj odnos stalan, onda se puno iskorišćenje prijanjanja u procesu kočenja može da ostvari samo pri jednoj određenoj vrednosti usporenja b . Kod svakog drugog usporenja u tom slučaju mora doći do blokiranja ili prednjih ili zadnjih točkova, što znači da puno iskorišćenje sila prijanjanja na svim točkovima nije moguće. Ako se zna da realizovane kočne sile na točkovima ne mogu biti veće od vrednosti tangencijalnih reakcija, odnosno sila prijanjanja, može se napisati da su u slučaju punog iskorišćenja prijanjanja:

$$X_p = Z_p \cdot \varphi_x = G_p \cdot \varphi_x + \frac{G \cdot h}{g \cdot l} \cdot \varphi_x \cdot b$$

$$X_z = Z_z \cdot \varphi_x = G_z \cdot \varphi_x + \frac{G \cdot h}{g \cdot l} \cdot \varphi_x \cdot b$$

Iz ovih jednačina se vidi da su vrednosti tangencijalnih reakcija linearne funkcije usporenja. Grafički se mogu prikazati pravama koje na ordinati odsecaju vrednost $G_1 \varphi_x$, odnosno $G_2 \varphi_x$, a imaju nagib $\pm \frac{G \cdot h}{g \cdot l} \cdot \varphi_x$ (Slika 26 i Slika 27). Sa druge strane, kočne sile su proporcionalne pritisku u kočnom sistemu, pa se može napisati da su:

$$F_{kp} = K_{pp} \cdot p_k$$

$$F_{kz} = K_{pz} \cdot p_k$$

gde su K_{pp} i K_{pz} - koeficijenti proporcionalnosti između kočnih sila i pritiska u kočnom sistemu.

Uz ranije pomenute uslove (zanemarivanje sila otpora i inercije obrtnih masa) može se napisati jednačina kretanja pri kočenju po kojoj se sili inercije vozila suprotstavljaju kočne sile:

$$F_a = F_{kp} + F_{kz}$$

$$\frac{G}{g} \cdot b = (K_{pp} + K_{pz}) p_k$$

Odavde sledi da je:

$$p_k = \frac{b}{K_{pp} + K_{pz}} \cdot \frac{g}{G}$$

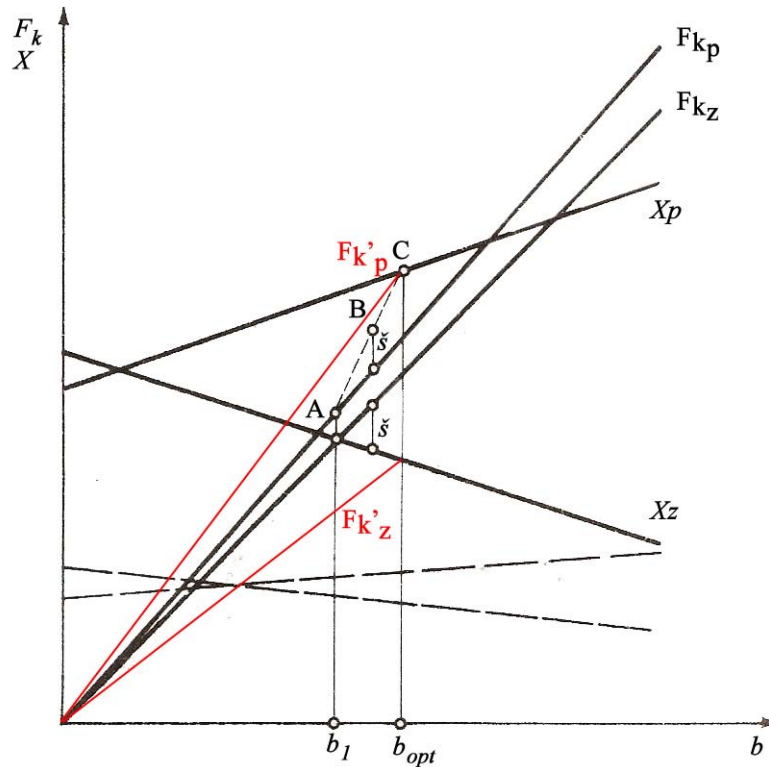
Kočne sile, prema tome, mogu se izraziti jednačinama:

$$F_{kp} = \frac{K_{pp}}{K_{pp} + K_{pz}} \cdot \frac{g}{G} \cdot b \quad [N]$$

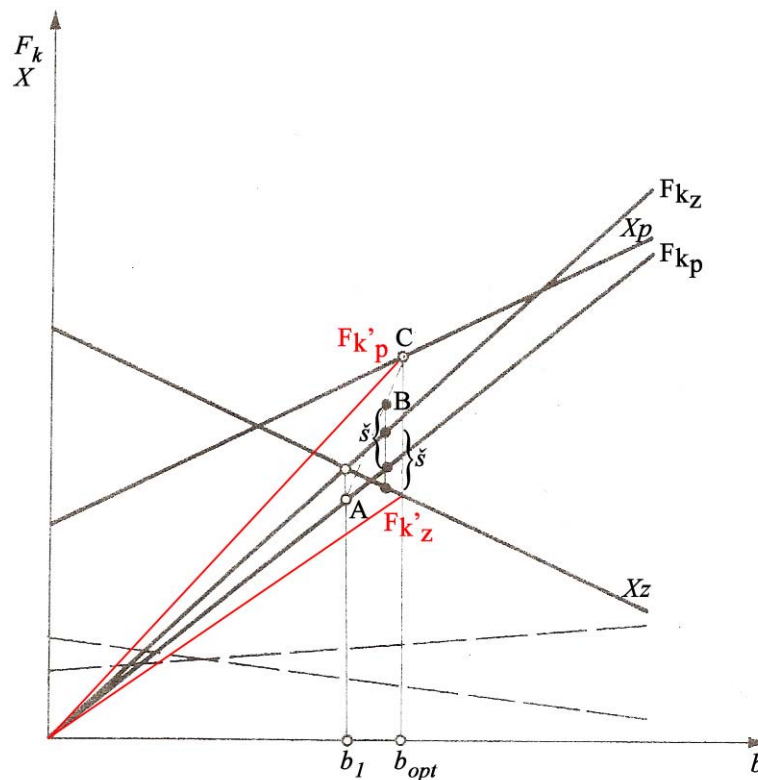
$$F_{kz} = \frac{K_{pz}}{K_{pp} + K_{pz}} \cdot \frac{g}{G} \cdot b \quad [N]$$

Zavisnost kočnih sila od usporenja na osnovu ovih jednačina može biti grafički prikazana kao prave koje prolaze kroz koordinatni početak sa nagibom $\frac{K_{pp}}{K_{pp}+K_{pz}}$ i $\frac{K_{pz}}{K_{pp}+K_{pz}}$ (Slika 26 i Slika 27).

Kod putničkih automobila raspored težina je takav da su osovinska opterećenja u statičkom stanju približno ista. U procesu kočenja dolazi do rasterećenja zadnje osovine i dodatnog opterećenja prednje osovine koje je proporcionalno veličini usporenja, pa se zato kod lakih automobila kočioni sistemi konstruišu tako da su kočni momenti na prednjim točkovima veći za 20 - 40% od kočnih momenata na zadnjim točkovima. Zato je prava F_{kp} iznad prave F_{kz} .



Slika 26. Raspodela kočnih sila po osovina u zavisnosti od usporenja (putnička vozila)



Slika 27. Raspodela kočnih sila po osovina u zavisnosti od usporenja (teretna vozila i autobusi)

Kod teretnih vozila i autobusa opterećenje zadnje osovine je veće od opterećenja prednje, pa se i kočni sistemi projektuju tako da su kočni momenti na zadnjoj osovini veći. Zbog toga je prava F_{kz} iznad prave F_{kp} . Isprekidane prave tangencijalnih reakcija prikazuju slučaj kočenja na putu sa malim koeficijentom prijanjanja $\varphi_x < 0,4$, kada do blokiranja točkova prednje i zadnje osovine dolazi skoro jednovremeno. Raspodela kočnih sila na prednju i zadnju osovину može biti izražena i uvođenjem pojma koeficijenta raspodele β :

$$\beta = \frac{F_{kp}}{F_k} = 1 - \frac{F_{kz}}{F_k}$$

gde je:

$$F_k = F_{kp} + F_{kz}$$

Koeficijent raspodele kočnih sila koji odgovara slučaju jednovremenog blokiranja točkova prednje i zadnje osovine, što se smatra optimalnim, dat je izrazom:

$$\beta = \frac{c \cdot \varphi_x \cdot h}{l}$$

U zaključku treba reći da je uslov za postizanje maksimalnih efekata pri kočenju, tj. najvećih usporenja i najmanjih puteva i vremena kočenja u bilo kojim putnim uslovima, da kočna sila bude na svim točkovima proporcionalna normalnim reakcijama. To je moguće postići, barem približno kočnim sistemima koji imaju mogućnosti za statičko i dinamičko regulisanje raspodele kočnih momenata u skladu sa promenama normalnih reakcija, odnosno osovinskih opterećenja u procesu kočenja.

2.3.2 Eksperimentalno određivanje pokazatelja kočne dinamičnosti

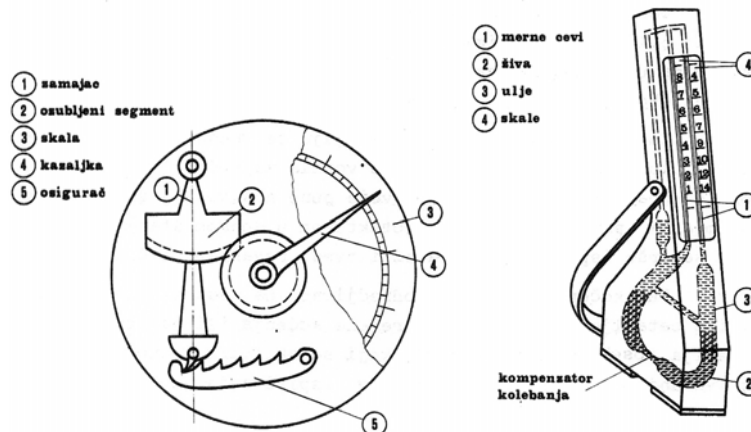
Određivanje pokazatelja kočne dinamičnosti moguće je vršiti bilo ispitivanjima na putu bilo ispitivanjima na probnim stolovima u laboratorijama ili u zoni dijagnostike pri pogonima za tehničko održavanje i opravke.

Kod putnih ispitivanja određuju se vrednosti puta, vremena i usporenja pri kočenju vozila najvećim intenzitetom. Vozilo mora biti natovareno do svoje pune nosivosti, sa propisno napumpanim pneumaticima i protektorom u dobrom stanju. Put na kome se vrše ispitivanja mora biti tvrd, ravan, suv i čist.

Put kočenja se ranije određivao na osnovu traga koji vozilo ostavlja u intervalu vremena kočenja ili pak traga koji ostavlja poseban uređaj (boja) koji se aktivira jednovremeno sa aktiviranjem kočnog sistema. Ovakva

ispitivanja su prilično nepouzdana, složena i oštećuju pneumatike. Daleko bolje rezultate moguće je dobiti pomoću tzv. „petog točka” gde se uz korišćenje specijalnog pribora mogu dobiti promene usporenja u toku celog procesa kočenja. Ranije je dat oscilogram koji se na ovaj način može snimiti sa krivama brzine i usporenja u procesu kočenja.

Vrednost maksimalnog usporenja moguće je dobiti i korišćenjem decelerometra inercionog tipa. Njegov princip rada se zasniva na merenju pomeranja inercione mase u aparatu koji je pričvršćen za vozilo. Ovo pomeranje je rezultat delovanja sile inercije u procesu kočenja ili ubrzavanja pa je uzeto kao merilo veličine usporenja ili ubrzanja. Isti aparat koristi se i za merenje ubrzanja - akceleratora. Kao inerciona masa može da se koristi teg ili zamajac, a može i tečnost (Slika 28), npr. živa.



Slika 28. Decelerometar (akcelerator) inercionog tipa

Maksimalne vrednosti usporenja ne mogu biti manje od $5,8 \text{ m/s}^2$ za laka vozila, a $5,0 - 4,2 \text{ m/s}^2$ za teretna. Ručna kočnica mora da omogući usporenje od $1,5 - 2,5 \text{ m/s}^2$.

Kod stacionarnog ispitivanja kočnica, odnosno određivanja pokazatelja kočne dinamičnosti, koriste se dva metoda: metod merenja inercijalnih sila i metod direktnog merenja kočnih sila na svakom točku.

Po prvom metodu mere se, na specijalnim probnim stolovima, inercijalne sile u procesu kočenja vozila. Kočne sile se određuju ili na osnovu izmerenih inercijalnih sila mase vozila u kretanju (naletne ploče), ili na osnovu inercijalnih sila zamajnih masa u samom probnom stolu pri kočenju nepokretnog vozila (valjci sa zamajnim masama). Kod korišćenja „naletnih ploča” vozilo nailazi na njih brzinom $6 - 12 \text{ km/h}$ i oštro zakoči. Sile inercije vozila prenose se na četiri ploče (platforme) i preko sila trenja između pneumatika i površine ploča, dovode do pomeranja ploča. Kako je veličina ovih pomeranja proporcionalna kočnoj sili, to se ona prenese na jedan od uobičajenih načina (hidraulički, mehanički, elektronski) do indikatora na ormanu probnog stola.

Kod valjaka sa zamajnim masama pogon se ostvaruje korišćenjem motora samog vozila ili, što je češće, od posebnog elektromotora. Ovakav probni sto bez elektromotora sastoji se iz dve grupe po dva para valjaka kinematički vezanih međusobno da bi se omogućilo jednovremeno merenje na svim točkovima. Svaki od pogonskih točkova okreće svoj par valjaka sa odgovarajućom masom, a preko posebnog vratila se ostvaruje obrtanje i valjaka na prednjoj osovini sa upravljanim točkovima.

Probni sto sa elektromotornim pogonom ima grupu od dva para valjaka i merenje se vrši za svaku osovину vozila posebno. Obodna brzina točkova kod ovakvih merenja iznosi $50 - 70 \text{ km/h}$, a pritisak na pedalu kočnice kontroliše se dinamometrom („mehanička noga”).

Metod direktnog merenja kočnih sila na svakom točku danas se najviše koristi. Kao izmeritelj kočne dinamičnosti uzima se koeficijent specifične kočne sile:

$$\gamma = \frac{\sum F_{k1-4}}{G} \cdot 100\% = (45 - 80)\%$$

To je odnos između izmerene vrednosti sume svih kočnih sila na točkovima i ukupne težine vozila. Ograničava se donja vrednost kao minimalno dopuštena.

Površine valjaka treba da obezbede dobro prijanjanje pa se zato posebno obrađuju ili izvode od betona ili specijalnih materijala. Razmak između valjaka je odabran tako da spreči iskakanje vozila u toku ispitivanja. Za silazak vozila sa posebnog stola po izvršenom merenju predviđen je poseban uređaj ili je omogućeno kočenje valjaka. Brzina kod ovakvih probnih stolova kreće se od $0,2 \text{ km/h}$ do 10 km/h . Okretanje točkova ostvaruje se preko valjaka sa elektromagnetnim pogonom za svaki par valjaka, odnosno za svaki točak. Kočenje točkova ostvaruje se pritiskom na pedalu kočnice. Na savremenim probnim stolovima ove vrste

postoje uređaji koji u toku kočenja ispisuju tzv. kočne dijagrame, koji daju grafički prikaz zavisnosti veličine kočne sile na pedali kočnice. Dopuštene razlike u vrednosti kočnih sila na točkovima jedne osovine iznose 10 - 15% zato što tolike razlike neće dovesti do zanošenja vozila pri kočenju.

2.4 Funkcija korektora kočne sile motornih vozila

Sve oštriji zahtevi koji se postavljaju pred vozila u savremenom saobraćaju doveli su do situacije da se prilikom konstrukcije motornog vozila mora težiti maksimalnim pokazateljima kočne dinamičnosti. Privredna vozila i autobusi kao ravnopravni učesnici u saobraćaju, se u pogledu pokazatelja kočne dinamičnosti sve više približavaju putničkim automobilima.

Kao rezultat tih zahteva na savremenim motornim vozilima pojavili su se korektori kočnih sila i to:

- uređaji za ograničenje sile kočenja na zadnjoj osovini i
- uređaji protiv blokiranja točkova tzv. „anti - blok” uređaji.

U kratkim crtama ovde će biti objašnjeni razlozi uvođenja i principi rada ovih korektora.

2.4.1 Uređaji za ograničenje sile kočenja na zadnjoj osovini motornog vozila

Teorijskom analizom raspodele kočnih sila i tangencijalnih reakcija podloge prilikom kočenja motornog vozila došlo se do zaključka da zbog rasterećenja zadnje osovine, a samim tim i smanjenja sile prianjanja najčešće dolazi do blokiranja točkova zadnje osovine. Ovo direktno utiče smanjenje maksimalnog usporenja koje bi u datim uslovima moglo biti ostvareno, jer ne postoji mogućnost iskorišćenja viška sile prianjanja na prednjoj osovini. Osim toga, blokirani točkovi vrlo nepovoljno utiču i na stabilnost motornog vozila. To je uslovalo da se znatna pažnja posveti sprečavanju ove pojave.

Na savremenim putničkim vozilima najčešće se koriste jednostavni uređaji za kontrolu pritiska u hidrauličnoj instalaciji zadnjih kočnica.

Prilikom kočenja dolazi do rasterećenja zadnje osovine, a kao posledica toga i delovanja sistema ogibljenja, do odizanja zadnjeg kraja karoserije. S obzirom da točkovi vozila ostaju na podlozi ovo podizanje zadnjeg kraja se manifestuje kroz povećanje rastojanja između karoserije i zadnje osovine. Ovo rastojanje se mehaničkim putem prenosi do ventila koji smanjuje pritisak u instalaciji zadnjih kočnica, a samim tim smanjuje silu kočenja na zadnjim točkovima.

Kod teretnih vozila i autobusa ovaj problem je posebno izražen zbog velikih varijacija opterećenja zadnje osovine (puno – prazno). Stoga se kod ovih vozila u kočnu instalaciju zadnje osovine ugrađuju posebni regulatori pritiska u funkciji opterećenja (ALB* uređaji). Oni omogućuju da se postignu približno optimalni uslovi raspodele kočnih sila između osovine. Pri tom se značajno umanjuje opasnost od blokiranja točkova zadnje osovine. Ovi uređaji danas predstavljaju standardni deo kočnih sistema teretnih vozila. Sastoje se od posebnog ventila sa mehaničkom komandom koji preko jednog elastičnog elementa dobija signal o opterećenju zadnjeg mosta vozila. Sa povećanjem opterećenja povećava se pritisak u kočnicama zadnje osovine i obrnuto.

2.4.2 Uređaj protiv blokiranja točkova (tzv. „Anti - blok” uređaj)

Razlike u karakteristikama podloga na točkovima iste osovine, kao i rasterećenje točkova zadnje osovine prilikom kočenja, mogu da prouzrokuju blokiranje jednog ili više točkova motornog vozila. Pri tome dolazi do značajnog smanjenja ukupne sile prianjanja što se direktno odražava na smanjenje pokazatelja kočne dinamičnosti. Osim ovoga, pri tome se javljaju značajne poremećajne sile i momenti koji izazivaju manji ili veći gubitak stabilnosti vozila. Američki standard za kočenje teretnih automobila i autobusa FMVSS 121** je, pored vrlo kratkih zaustavnih puteva propisao širinu saobraćajne trake iz koje vozilo pri najintenzivnijem kočenju ne sme da izađe (3,5 m). Ovo je praktično uslovalo primenu uređaja koji ne dozvoljavaju blokiranje točkova, istovremeno obezbeđuju pri kočenju maksimalno iskorišćenje sile prianjanja između točkova i podloge. To su takozvani ABS uređaji. Postoji veći broj njihovih konstrukcija, ali princip im je uglavnom zajednički: na točkovima su postavljeni detektori obrtanja, čiji se signal sprovodi do . U njemu se podaci obrađuju i on dalje komanduje elektromagnetnim ventilima koji u zavisnosti od situacije regulišu pritisak u

* ALB - Automatisch Lastabhängige Bremse

** FMVSS - Federal Motor Vehicle Safety Standard, agencije NHTSA (National Highway Traffic Safety Agency) - ima snagu zakona

izvršnim organima svake pojedine kočnice. ABS deluje kada su posledice kočenja takve da je jedan točak na granici blokiranja, a brzina vozila uvećana za 3-5 km/h.

ABS se sastoji iz četvorokanalnog sistema. Četiri kontrolna ventila (5) su priključena preko zatvorene kočne instalacije komprimovanog vazduha sa kočnim cilindrima preko brzopuštajućeg ili kontrolnog ventila. Kontrolni ventili (5) se otpuštaju i primenjuju silu kočenja brzo i u kontrolisanim ciklusima kojima upravlja elektronska upravljačka jedinica (1). Senzori (4) povezani sa elektronskom upravljačkom jedinicom, očitavaju ugaonu brzinu točkova preko „zupčastih točkova” (3). Zupci su magnetno naelektrisani tako da njihovo obrtanje indukuje naizmeničnu struju u sensorima. Elektronika u upravljačkoj jedinici analizira signale iz senzora, proračunava referentnu brzinu vozila i razliku brzina između točkova i naređuje kontrolnim ventilima kako da podese kočioni pritisak na određenom točku.

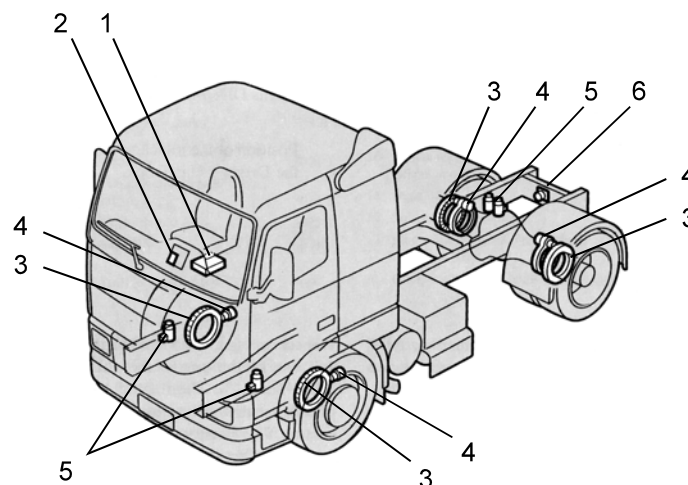
Točkovi vučnog vozila su individualno regulisani (IR). Kočnom silom na osovinama priključnog vozila ili na drugoj osovini vučnog vozila se upravlja kao i pogonskim točkovima vučnog vozila, tako da u određenim uslovima ipak može da dođe do blokiranja nekih točkova, međutim to ne ugrožava stabilnost kočenja.

Prednji točkovima se upravlja modifikovanom individualnom regulacijom (MIR) koja sprečava proklizavanje upravljačkih točkova, kada dva točka imaju različite koeficijente prljanjanja, npr. jedan točak na ledu, drugi na asfaltu.

U početnoj fazi kočenja kočiona sila na prednjoj osovini regulisana je točkom koji ima najniže prljanjanje, praćeno povećanjem kočione sile na drugom točku koji ima bolje prljanjanje. Ovo rezultuje kraćim putem zaustavljanja nego što bi to bio slučaj kod primene kočione sile točka sa najmanjom silom prljanjanja.

Korišćenjem ABS-a se izbegava blokiranje točkova, kao i trošenje guma prouzrokovano blokiranjem točkova. U slučaju naglog kočenja ovaj sistem omogućava kočnu stabilnost, upravljivost i kraće zaustavne puteve. U kombinaciji tegljač - priključno vozilo bolji rezultati se postižu ukoliko su obe jedinice opremljene ABS-om. U slučaju kada ili tegljač ili priključno vozilo nisu opremljeni ABS sistemom, kočioni sistem pomenute jedinice funkcioniše normalno. U slučaju kada je priključno vozilo takođe opremljeno ABS-om, ono se ne zanosi prilikom kočenja u iznenadnim i opasnim situacijama.

Čak i ako je ABS isključen kočioni sistem na vozilu normalno funkcioniše. Greška u funkcionisanju ili otkaz ABS ne može da prouzrokuje otkaz kočionog sistema.



Slika 29. Pozicija delova ABS sistema na teretnom vozilu

- Legenda:
1. elektronska upravljačka jedinica – četvorokanalna
 2. releji i osigurači
 3. zupčasti točak
 4. senzor
 5. kontrolni ventil
 6. priključak za priključnog vozila sa sopstvenim ABS-om

2.5 Kočna dinamičnost autovozova

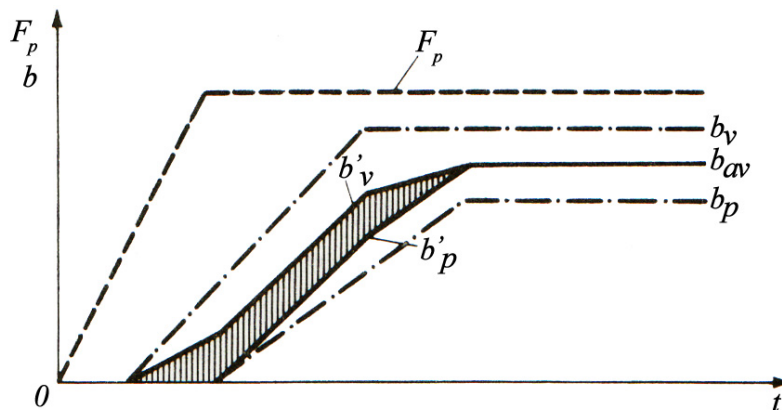
Kada vozilo radi sa prikolicom ili poluprikolicom u slučaju tzv. autovoza, što je vrlo čest slučaj, kočenje je znatno složenije. Analiziranje kočne dinamičnosti takvih transportnih sastava mora da obuhvati i uticaje sledećih faktora koji se javljaju kao posledica odnosa vučno vozilo – priključno vozilo:

- Sinhronost kočenja jedinica u transportnom sastavu, odnosno stepen i vrstu asinhronosti;
- Intenzitet kočenja jedinica u takvom sastavu, odnosno veličina ostvarenih usporenja vučnog i priključnog vozila;
- Međusobni uticaj u sastavu autovoza na veličine i promene normalnih reakcija u osloncima svake od njih, što je od posebnog značaja kod transportnog sastava sedlasti tegljač + poluprikolica;
- Pojava sile u rudi – poteznici vučnog vozila, odnosno pojava sile pritiska ili razvlačenja u zglobu na sedlu kod poluprikolica i sedlastih tegljača, njena veličina, pravac i smer delovanja;
- Karakter porasta i veličine kočnih sila na točkovima vučnog i priključnog vozila, kao i njihov međusobni uticaj u procesu kočenja autovoza.

Osnovno pitanje u analizi kočne dinamičnosti autovoza jeste razrada metoda za određivanje puta kočenja kao najvažnijeg izmeritelja, uzimajući u obzir sve ove faktore koji su od uticaja u datom slučaju režima kočenja, karakteristika kočnih sistema i vrste jedinica u sastavu autovoza. Svako uopštavanje matematičkih modela kod izračunavanja puta kočenja autovoza koje ne bi uzelo u obzir i uticaje specifičnih faktora vodi do značajnih grešaka u rezultatima proračuna.

Zbog toga je potrebno razmotriti uticaje tih specifičnih faktora koji se javljaju u procesu kočenja autovoza, a koji se nisu javljali kod kočenja pojedinačnih transportnih vozila. Inače i u slučaju kočenja autovoza treba izbegavati blokiranje točkova jer, kao što se zna, u tom slučaju pada vrednost sile pritanjanja a javlja se i opasnost gubljenja stabilnosti i upravljivosti. I kod autovoza se najbolji efekti kočenja dobijaju ako se na točkovima ostvare kočne sile koje odgovaraju po vrednosti silama pritanjanja u datim uslovima pneumatik – put.

Na sledećoj slici (Slika 30) dat je zajednički kočni dijagram autovoza koji se dobija spajanjem kočnih dijagrama sastavnih jedinica (vučno i priključno vozilo) u zajedničkom koordinatnom sistemu ($t - F_p, b$) Šrafirana površina pokazuje područje u kome se javljaju sile u rudi - poteznici, odnosno u zglobu na sedlu.

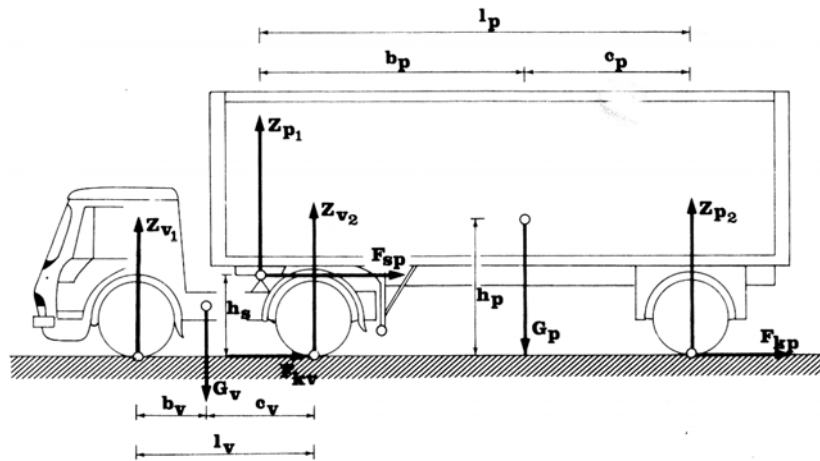


Slika 30. Kočni dijagram autovoza

Legenda: F_p - sila na pedali kočnice
 b_v - usporenja vučnog vozila
 b_p - usporenja priključnog vozila
 b_{av} - usporenje autovoza
 b'_v i b'_p - usporenja vučnog i priključnog vozila korigovana njihovim međusobnim uticajima
 t - vreme

Treba odmah reći da je analiza kočne dinamičnosti autovoza koji se sastoji od vučnog vozila i prikolice različita od analize koja odgovara autovozu sastavljenom od vučnog sedlastog tegljača i poluprikolice. Ovo se odigrava zbog uticaja koji u procesu kočenja ima preraspodela vertikalnih opterećenja između osovina vučnog vozila i poluprikolice. U slučaju autovoza sa prikolicom u određenim idealnim uslovima kočenja (sila na poteznici jednaka nuli), sastavne jedinice autovoza mogu da se posmatraju nezavisno sa analizom kočne dinamičnosti koja se primenjuje kod pojedinih transportnih vozila.

Kod autovoza sa poluprikolicom značaj preraspodele vertikalnih opterećenja osovina je veliki zbog uticaja koji ta opterećenja imaju na veličine sila pritanjanja, odnosno realizovane kočne sile na točkovima. Na narednoj slici (Slika 31) je data šema sila, koje deluju na jedinice u sastavu autovoza sa sedlastim tegljačem i poluprikolicom pri kočenju, uz zanemarivanje sila otpora vazduha i otpora kotrljanja.



Slika 31. Šema sila koje deluju na autovoz (tegljač + poluprikolica)

Ako su: F_{kv} i F_{kp} - kočne sile na točkovima vučnog vozila i poluprikolice
 M_{av} - masa autovoza
 δ_{av} - koeficijent uticaja obrtnih masa autovoza
 s_{av} - put kočenja autovoza

može se napisati da je:

$$\delta_{av} \cdot M_{av} \cdot \frac{d^2 s_{av}}{dt^2} = F_{kv} + F_{kp}$$

Sila u zglobu sedla F_{sp} dobija se iz uslova ravnoteže poluprikolice pod dejstvom horizontalnih sila:

$$F_{sp} = \delta_p \cdot M_p \cdot \frac{d^2 s_{av}}{dt^2} - F_{kp}$$

Ako se odnos između kočne sile poluprikolice i ukupne kočne sile autovoza označi sa K :

$$K = \frac{F_{kp}}{F_{kv} + F_{kp}}$$

i ako se zanemari koeficijent uticaja obrtnih masa δ_p (na kočnom režimu je ≈ 1), sledi:

$$F_{kp} = M_{av} \cdot \frac{d^2 s_{av}}{dt^2} \cdot K$$

Sa druge strane, ako se sa m označi odnos između poluprikolice i autovoza:

$$m = \frac{M_p}{M_v + M_p}$$

sledi:

$$F_{sp} = M_p \cdot a_{av} - M_{av} \cdot a_{av} \cdot K$$

$$F_{sp} = \frac{G_p}{g} \cdot a_{av} \cdot \left(1 - \frac{K}{m}\right)$$

Iz ovog izraza se vidi da sila u zglobu sedla može biti veća ili manja i kod jednog istog usporenja (ubrzanja pri vučnom režimu), u zavisnosti od odnosa veličine K i m . U slučaju da su ove veličine jednake ($K=m$), sila u zglobu sedla je jednaka nuli. Kada je $K < m$ u zglobu se javlja sila pritiska, a kada je $K > m$, onda se javlja sila rastezanja.

Iskustva iz eksploatacije pokazuju da je najpovoljnije održavati autovoz u „rastegnutom” stanju, jer to povećava stabilnost i smanjuje pojavu „naletanja” priključnog vozila. Međutim, održavanje takvog, u izvesnoj meri „rastegnutog” stanja autovoza u procesu kočenja dovodi do nepotpunog iskorišćenja kočnih mogućnosti vučnog vozila, što uzrokuje značajno povećanje puta kočenja.

U analizi kočne dinamičnosti autovozova sa poluprikolicom je moguće uočiti nekoliko tipičnih slučajeva promene kočnih sila u procesu kočenja. Kako pregled ovih karakterističnih slučajeva pruža mogućnost za bolje razumevanje suštine procesa kočenja autovozova uopšte, to se na njima treba detaljnije zadržati.

Na slici u nastavku (Slika 32) dati su idealizovani kočni dijagrami ($t - F_{kv}, F_{kp}$) autovozova kod kojih kočenje vučnog vozila prethodi kočenju priključnog vozila (prikolica). Sa (a), (b) i (c) označeni su dijagrami koji prikazuju različite slučajeve početka blokiranja točkova.

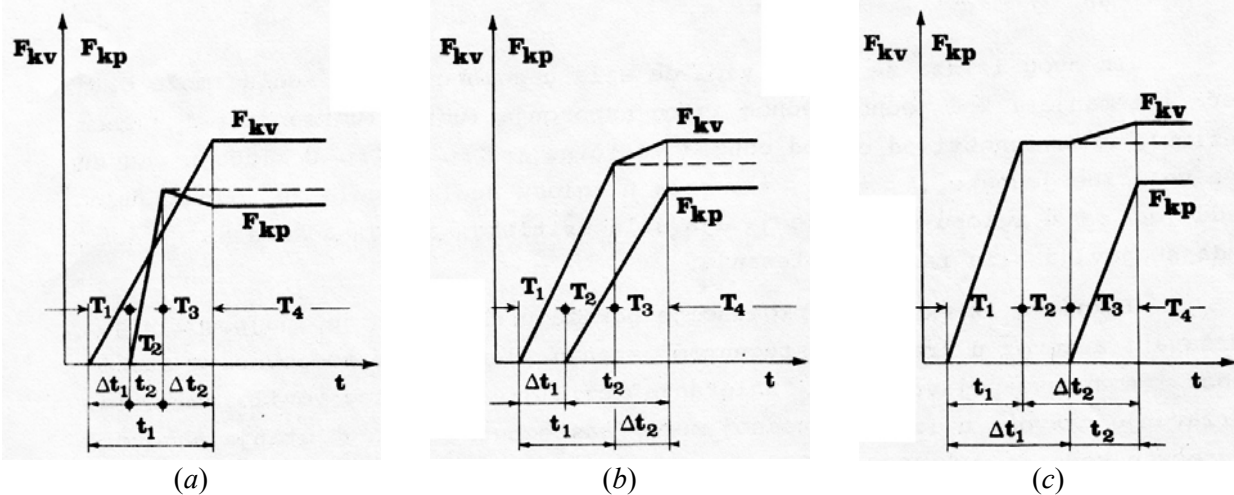
U drugoj grupi (Slika 33) dati su dijagrami kočenja autovozova sa prikolicom kod kojih kočenje priključnog vozila prethodi kočenju vučnog vozila. Isto tako, posebno su označeni i slučajevi različitog početka blokiranja točkova (d), (e) i (f).

Proces kočenja autovozova na osnovu ovakvih dijagrama moguće je podeliti na vremenske intervale u kojima su promene kočnih sila linearne. Trajanja tih vremenskih intervala obeležena su sa T_1 , T_2 , T_3 , T_4 i predstavljaju posebne faze u procesu kočenja autovozova sa prikolicom.

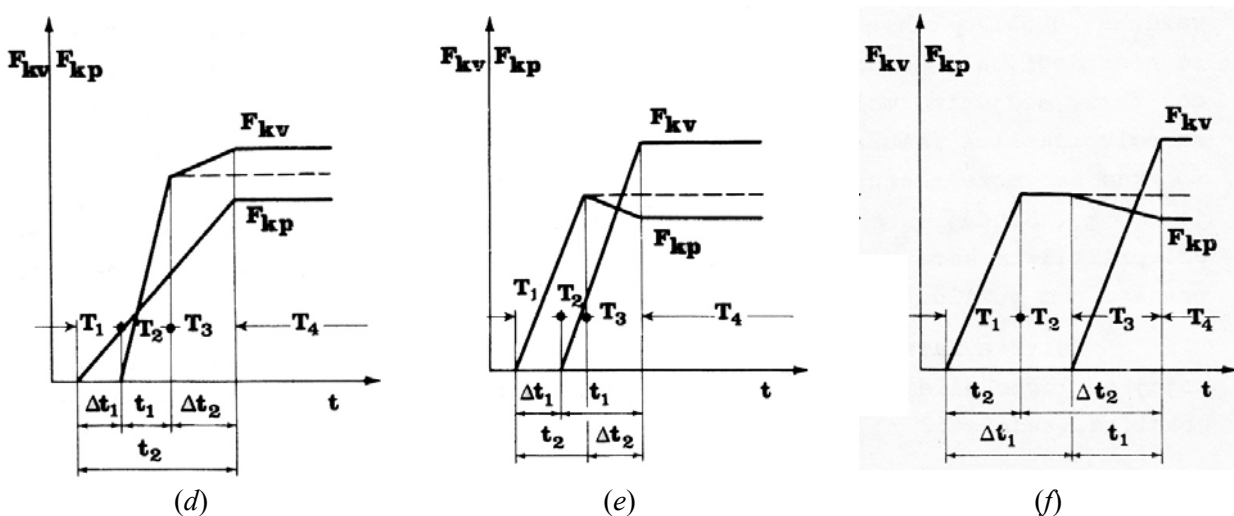
Sa Δt_1 i Δt_2 obeleženi su vremenski intervale asinhronosti u početku kočenja i početku blokiranja točkova vučne jedinice u sastavu autovoza.

Sa t_1 i t_2 , kao što se vidi na dijagramu, obeležena su vremenska trajanja porasta kočnih sila vučnog vozila i poluprikolice, do njihovih maksimalnih vrednosti.

Od četiri karakteristične faze o procesu kočenja autovoza sa sedlastim tegljačem i poluprikolicom, treba posebno razmotriti treću fazu u kojoj dolazi do preraspodele u veličinama vertikalnih reakcija između vučnog vozila i poluprikolice, što može imati za posledicu i izvesno povećanje kočne sile na vučnom vozilu, ukoliko su njegovi točkovi prvi blokirali (slučaj b, c i d). Uslov da do ovakvog povećanja dođe jeste da kočna instalacija u tom momentu raspolaže sa dovoljno rezerve u pritisku vazduha. Ukoliko takve rezerve ne postoje, do povećanja kočne sile neće doći, ali će doći do deblokiranja točkova. U ovoj, trećoj fazi, međutim, može doći do izvesnog smanjenja kočne sile na poluprikolici (slučaj a, e i f), i to u toliko pre ako je $h_p > h_s$, kao što može nastupiti i izvesno povećanje kočne sile F_{kp} ako je $h_p < h_s$. Slučajevi a, e i f prikazuju kočne dijagrame autovoza sa poluprikolicom kada u procesu kočenja prvo blokiraju točkovi na priključnom vozilu.



Slika 32. Karakteristični slučajevi u kočenju autovoza (kada kočenje vučnog prethodi kočenju priključnog vozila)



Slika 33. Karakteristični slučajevi u kočenju autovoza (kada kočenje priključnog prethodi kočenju vučnog vozila)

Četvrta faza predstavlja onaj deo procesa kočenja u kojoj su kočne sile i vučnog i priključnog vozila dostigle svoje granične vrednosti.

Isprekidanim linijama na dijagramima pokazano je da kočne sile one jedinice čiji su točkovi prvi blokirani ostaju, u daljem procesu kočenja, nepromenjene. To važi za autovozove sa prikolicom kod kojih nema pojave preraspodele vertikalnih reakcija, ali važi i za autovozove sa poluprikolicom (slučaj a, e i f) kada je $h_p = h_s$.

Što se tiče određivanja puta kočenja autovozova s_k , do odgovarajućih formula za izračunavanje može se doći integriranjem diferencijalne jednačine.

$$\delta_{av} \cdot M_{av} \cdot \frac{d^2 s_k}{dt^2} = F_{kv} + F_{kp}$$

Integriranje se vrši po fazama procesa kočenja i uz poznate početne uslove dobija se brzina, a zatim i put kočenja koji odgovaraju uslovima na kraju dotične faze. Jednačina koja se dobija na taj način odgovara onom slučaju koji je uzet kao osnova. Za druge slučajeve jednačina se mora adaptirati, uzimajući u obzir specifičnosti karakteristične za odgovarajući slučaj procesa kočenja. Ove specifičnosti izražavaju se kroz razlike u vrednostima T_{1-4} , K , m , h_p , h_s , l_p .

U praksi se često koriste formule koje su izvedene na osnovu jednostavnih procesa kočenja kao što je, npr. slučaj sa kočnim dijagramom na narednoj slici (Slika 34).

U ovom slučaju postoji puna sinhronizacija između vozila i to kako u početku dejstva kočnih sila, tako i u trenutku blokiranja točkova što znači da su

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$$

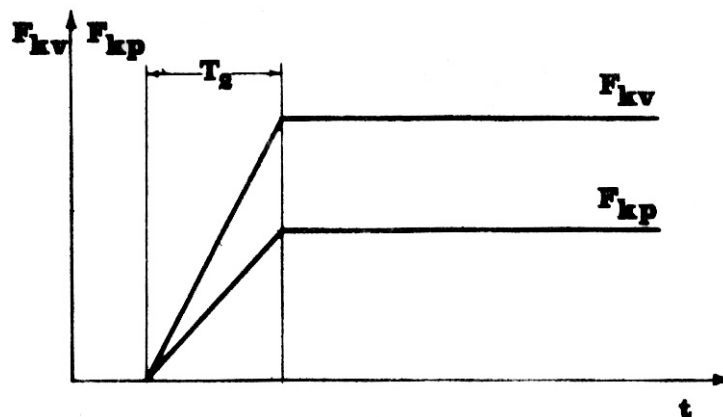
Isto tako, i vremenski intervali porasta kočnih sila do njihovih graničnih vrednosti su isti i za vučno i za priključno vozilo, pa su zato i:

$$t_1 = t_2 = T_2$$

Kako su u ovom slučaju i $T_1 = 0$ i $T_3 = 0$ može se napisati da je na osnovu integriranja opšti izraz za put kočenja:

$$s_k = \frac{v_o}{3,6} \cdot T_2 - 1,63 \cdot T_2^2 + \frac{1}{254 \cdot \varphi_x} (v_o - 17,7 \cdot T_2)^2$$

Ovakva formula, dakle, nema opšti značaj, već važi samo za određeni slučaj procesa kočenja.



Slika 34. Kočni dijagram autovoza

Nasuprot tome, do jednostavnih izraza za put kočenja može se doći ako se pretpostavi jednostavan slučaj kočenja autovozova. Ako se na primer, pretpostavi da u procesu kočenja vlada potpuna sinhronizacija između vučnog i priključnog vozila i ako se pretpostavi da kočne sile trenutno dostižu svoje granične vrednosti ($T_2 = 0$), onda je za sve vrste autovozova:

$$s_k = \frac{v_o^2}{2g \cdot \varphi_x}$$

Ovakva formula se često koristi za dobijanje orijentacionih rezultata, ali se pri tome mora računati sa tim da ona važi samo za ovako uprošćen slučaj kočenja.

U daljem razmatranju ovog problema od značaja je da se vidi u kojoj meri utiču na put kočenja faktori kao što su vrsta kočenja, stepen asinhronosti i vreme porasta kočnih sila. Vidi se da se povećanjem perioda asinhronosti Δt_1 , put kočenja autovoza povećava. Ako je $\Delta t_1 = \pm 1,0$ s put kočenja se povećava za 12 - 15% u odnosu na slučaj kada je $t_1 = 0$.

Isto tako, put kočenja je manji za 15 - 30% kod trenutnog porasta vrednosti kočnih sila u odnosu na put kočenja pri postepenom rastu kočnih sila do njihovih graničnih vrednosti. Kočni putevi autovozova su kraći

ako u procesu kočenja, kočenje vučnog vozila prethodi kočenju priključnog vozila. Kod autovoza sa prikolicom, uz apsolutnu vrednost $\Delta t_1 = 0,6 s$, kada kočenje prikolice prethodi kočenju vučnog vozila kočni put je duži za 11 - 14% od kočnog puta koji odgovara prethodnom kočenju vučnog vozila.

Najmanji kočni put autovoza dobija se kod sinhronizovanog kočenja uz $t_1 = t_2 = 0$ i uz puno iskorišćenje adhezione težine vučnog vozila i poluprikolice, što je idealan slučaj.

$$s_k = \frac{v_o^2}{2g \cdot \varphi_x} [m]$$

Međutim, najmanji kočni put ima smisla samo onda ako u procesu kočenja ne postoji opasnost od gubljenja stabilnosti i upravljivosti. Uslov za održavanje stabilnosti kretanja u procesu kočenja jeste da se autovoz nalazi u tzv. rastegnutom stanju da bi se izbeglo naletanje priključnog vozila. Za održavanje ovakvog rastegnutog stanja mora da postoje sasvim određeni odnosi između kočnih sila na priključnom i kočnih sila na vučnom vozilu, tj. mora da bude zadovoljen uslov:

$$m \cdot F_{kv} \geq (1 - m) \cdot F_{kp}$$

Ako, dakle, na točkovima poluprikolice deluje kočna sila F_{kp} i ako se želi da zadovolji ova nejednačina koja predstavlja uslov za održavanje autovoza u „rastegnutom“ stanju, onda ukupna kočna sila autovoza mora biti najviše

$$F_{kv} + F_{kp} = \frac{F_{kp}}{m} = \frac{1 - m}{m} F_{kp} + F_{kp}$$

Sa druge strane, to pokazuje potrebu za određenim ograničenjem veličine kočne sile na vučnom vozilu ili, drugim rečima, nepotpuno iskorišćenje kočnih mogućnosti vučnog vozila, što mora da ima za posledicu povećanje kočnog puta. Dakle, ili manji kočni put, uz opasnost gubljenja stabilnosti ili stabilno kretanje uz nešto veći kočni put

$$\eta = \frac{l_p + \varphi_x \cdot h_p}{b_p}$$

gde su: l_p - rastojanje od zgloba na sedlu do osovine poluprikolice
 h_p - visina težišta poluprikolice
 b_p - rastojanje od težišta poluprikolice do zgloba na sedlu.

2.6 Uticaj eksploatacionih faktora na kočnu dinamičnost transportnih vozila

Smanjenje efikasnosti kočnih sistema u toku eksploatacije može biti uzrokovano istrošenjem elemenata kočnog mehanizma i raznim neispravnostima i otkazima.

Trošenje elemenata (obloga, doboša, diskova) je normalni pratilac svakog procesa kočenja. Veličina istrošenja po jedinici pređenog puta zavisiće od učestalosti aktiviranja kočnog sistema i intenziteta kočenja. Na ovu učestalost i intenzitet utiču saobraćajni i putni uslovi u kojima se vrši prevoz putnika i robe.

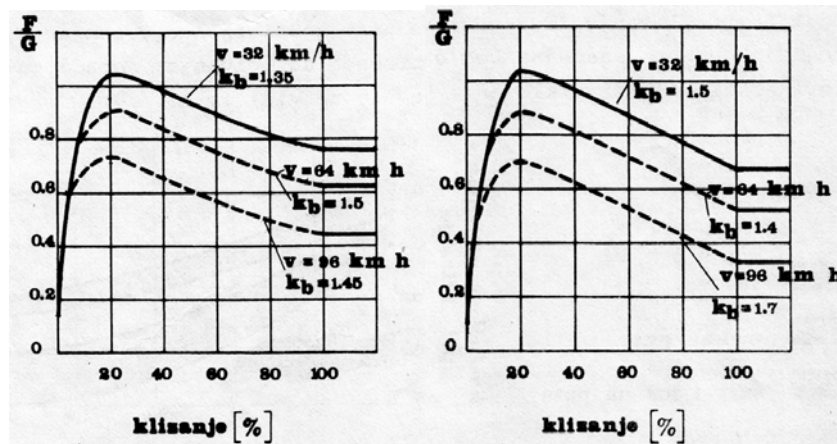
Trošenje dovodi do smanjenja efikasnosti kočenja (duži put kočenja) zbog povećanja zazora između obloga i doboša, odnosno diska. Povećanje zazora kod hidrauličnih kočnih sistema izaziva povećanje hoda pedale kočnice i povećanje vremena odziva sistema, odnosno puta kočenja. Ispitivanjem je utvrđeno da se put kočenja povećao za 25% kada je zazor porastao sa 0,25 na 0,50 mm pri kočenju autobusa koji se kretao brzinom od 30 km/h. Sličan uticaj povećanja zazora između obloga i doboša utvrđen je i u drugim slučajevima.

Opadanje hermetičnosti kočnih sistema je najčešća neispravnost koja dovodi do opadanja efikasnosti kočenja. Od hermetičnosti zavisi pritisak u sistemu koji, opet, određuje veličinu kočne sile i vreme odziva sistema. Ispitivanjima na jednom teretnom vozilu od 4 t nosivosti variranjem pritiska u kočnom sistemu pri brzini od 30 km/h dobijeni su sledeći odnosi: kod pritiska u sistemu od 5 Mpa put kočenja je bio 11,5 m, kod pritiska od 4 Mpa put kočenja je bio 14,5 m, a kod pritiska od 3 Mpa put je iznosio 20 m.

Pri kretanju po kiši i blatu može doći do vlaženja površina trenja u kočnom mehanizmu, što ima za posledicu bitno smanjenje koeficijenta trenja, a time i kočne sile. Iste posledice ima i prodiranje masti između obloga i doboša, samo što u ovom slučaju mogu ostati i trajna oštećenja na oblogama.

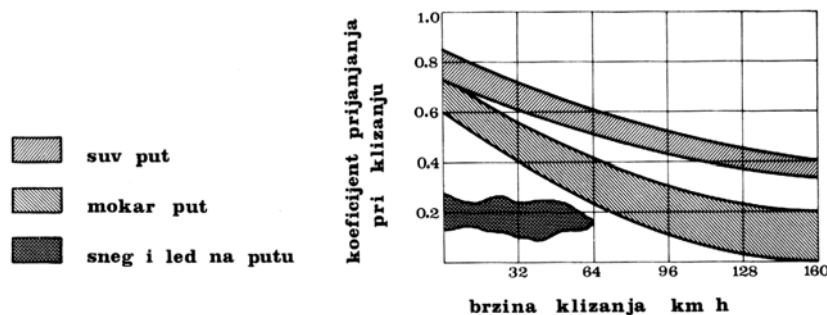
Efikasnost kočenja zavisi, u prvom redu od veličine kočne sile koju je moguće realizovati u datim uslovima prijanjanja. To znači da pored kočnog sistema bitan uticaj ima i koeficijent prijanjanja, tj. odnos između maksimalne tangencijalne reakcije u zoni kontakta pneumatika i podloge i vertikalne reakcije ili opterećenja točka. Ovaj koeficijent zavisi od velikog broja različitih faktora, ali najviše od vrste i stanja putnog pokrivača,

konstrukcije i vrste pneumatika, unutrašnjeg pritiska, opterećenja točka, brzine kretanja, temperaturnih uslova i procenta proklizavanja.



Slika 35. Promena koeficijenta prijanjanja u zavisnosti od procenta proklizavanja

Promene koeficijenta prijanjanja u zavisnosti od procenta proklizavanja date su na prethodnoj slici (Slika 35). Na njoj je pokazana zavisnost promene specifične vrednosti tangencijalne sile F/G ili specifične vrednosti sile prijanjanja od procenta proklizavanja. Na slici a) prikazani su rezultati ispitivanja na suvom asfaltnom putu za tri slučaja brzine kretanja i tri različita koeficijenta blokiranja k_b . Ovaj koeficijent predstavlja odnos maksimalne vrednosti koeficijenta prijanjanja i vrednosti koeficijenta prijanjanja pri potpunom klizanju pneumatika. Na slici b) dati su rezultati ispitivanja na istom putu, ali u mokrom stanju. U oba slučaja vidi se kako specifična tangencijalna sila (F/G) brzo raste sa porastom procenta delimičnog proklizavanja, da bi kod proklizavanja oko 10% dostigla svoju maksimalnu vrednost, tj. vrednost koeficijenta prijanjanja. Daljim porastom delimičnog proklizavanja vrednost koeficijenta prijanjanja opada, da bi kod proklizavanja 100% (klizanja) dobio vrednost koja odgovara koeficijentu prijanjanja pri klizanju. Ova pak, vrednost koeficijenta prijanjanja, koja je posebno značajna kod ekstremnog kočenja, opada u zavisnosti od brzine klizanja kao što se vidi sa naredne slike (Slika 36).



Slika 36. Zavisnost koeficijenta prijanjanja od brzine klizanja

Pri kočenju ne sme doći do blokiranja točkova jer se gubi stabilnost i upravljivost. To je naročito opasno kod kočenja pri brzinama preko 100 km/h. Kočenje vozila, uz puno korišćenje sile prijanjanja (na granici prijanjanja) može se koristiti samo onda kada ne postoji opasnost gubljenja stabilnosti.

U savremenim uslovima saobraćaja kočenje vozila postaje sve značajnije. Pri kretanju vozila kroz naseljena mesta, pri kretanju noću ili u intenzivnim saobraćajnim tokovima veličina zaustavnog puta odnosno efikasnost kočnih sistema ima veliki značaj u odnosu na bezbednost.

Od veličine zaustavnog puta zavise neophodna rastojanja između vozila koja se kreću u istom smeru kao i bezbedne brzine kretanja pri vožnji kroz naseljena mesta i noću na neosvetljenim deonicama. Vozač mora da ima predstavu o neophodnoj dužini zaustavnog puta u datim uslovima.

Izračunavanje zaustavnog puta s_o [m] dato je formulom:

$$s_o = \frac{v \cdot t_{\Sigma}}{3,6} + \frac{k_e \cdot v^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

Ako je:

$$a = \frac{g \cdot \varphi_x}{k_e} \quad [m/s^2]$$

onda formula za zaustavni put dobija izgled:

$$s_o = \frac{v \cdot t_{\Sigma}}{3,6} + \frac{v^2}{26 \cdot a} \quad [m]$$

Međunarodnim konvencijama su određeni uslovi koje moraju da zadovolje kočni sistemi savremenih vozila u odnosu na zaustavni put, kao i u odnosu na minimalna usporjenja za različite vrste vozila i različite kočne sisteme. Na narednoj slici (Slika 37) je prikazan uzajamni odnos dužine zaustavnog puta i brzine kretanja vozila kojom se ušlo u proces kočenja. Na istoj slici isprekidane linije predstavljaju rastojanje vidljivosti u zavisnosti od brzine kretanja i to za različite vrste puteva. Preseci ovih linija sa krivama $s_o = f(v)$ pokazuju vrednosti brzine kretanja vozila po neosvetljenim deonicama koje se ne smeju prekoračiti.

Zaustavni put je izračunat uz sledeće pretpostavke:

$$\varphi_x = 0.85$$

$$k_e = 1.2 \quad \text{laki automobili}$$

$$k_e = 1.5 \quad \text{teretni i autobusi}$$

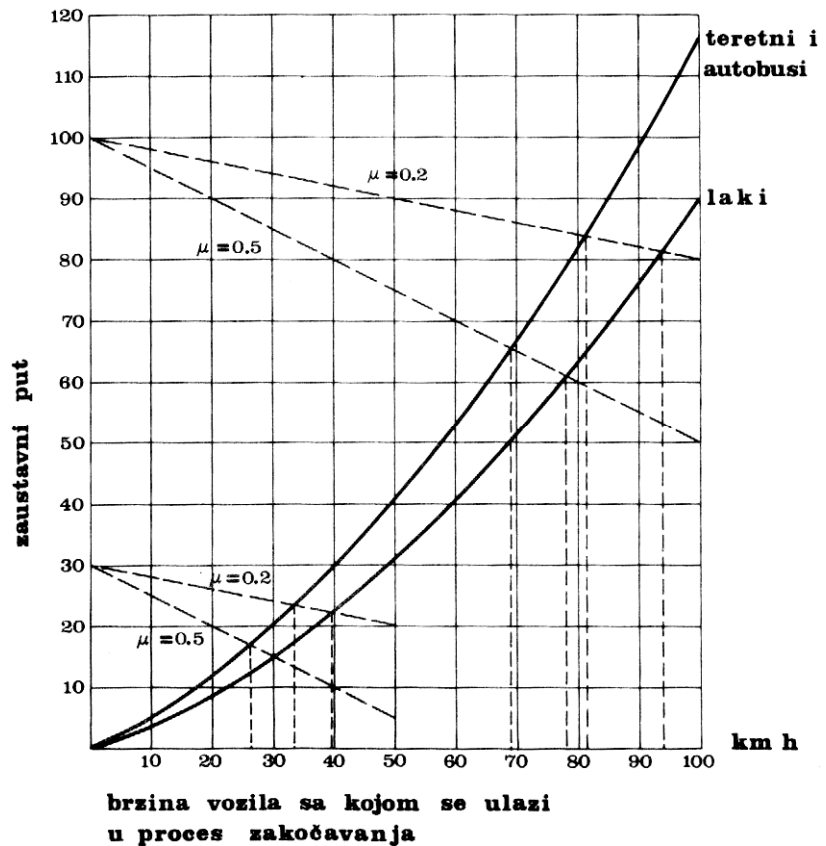
$$t_{\Sigma} = t_r + t_a + t_u / 2$$

$$t_r = 0.8 \quad [s]$$

$$t_u = 0.5 \quad [s]$$

$$t_a = 0.2 \quad [s] \quad \text{laki}$$

$$t_a = 0.6 \quad [s] \quad \text{teret. i autob.}$$



Slika 37. Zavisnost dužine zaustavnog puta od brzine kretanja vozila

$$s_{vid.} = s_{osv.} - \mu_p \cdot v \quad [m]$$

gde je:

$$s_{osv.} = 100 \text{ m za dugo svetlo}$$

$$s_{osv.} = 30 \text{ m za oboreno svetlo}$$

$$\mu_p = 0,2 - 0,5 \text{ - empirijski koeficijent}$$

3 Ekonomičnost potrošnje goriva

Značaj ekonomičnosti u trošenju pogonskih materijala u drumskom transportu raste sa porastom učešća drumskog transporta u ukupnom transportnom radu. Poseban značaj u tome ima potrošnja goriva, jer je od najvećeg uticaja na cenu transportnog rada. Problem ekonomičnosti potrošnje goriva u drumskom transportu, je sve izraženiji zbog poskupljenja nafte, kao i zbog ograničenih resursa fosilnih goriva i neobnovljive energije uopšte. Motori SUS u drumskim transportnim sredstvima koriste od 25 - 37% utrošene energije goriva. Ako se tako niskom stepenu iskorišćenja doda i uticaj koji mogu imati nepodešeni parametri, održavanje tehničkog stanja uopšte, kao i način vožnje na povećanje potrošnje goriva kod transportnih vozila, onda je opravdano da se izmeriteljima i pokazateljima potrošnje goriva pokloni potrebna pažnja. Ekonomičnost potrošnje goriva je vrlo značajno eksploataciono-tehničko svojstvo u racionalnoj eksploataciji transportnih vozila.

Stvarnu potrošnju goriva kod motornih vozila određuje više faktora među kojima su najvažniji:

- konstrukcija
- tehničko stanje
- putni uslovi
- klimatski uslovi
- način vožnje (upravljanja vozilom)
- organizacija transportnog rada.

Prema tome, u realnim eksploatacionim uslovima potrošnja goriva zavisi od niza faktora izvan čistih konstrukcijskih karakteristika samog vozila. Otuda i potreba da se stvarna potrošnja goriva određuje brižljivim praćenjem i registrovanjem ostvarene potrošnje goriva u određenim uslovima eksploatacije. Teorijski proračuni potrošnje goriva zato i daju samo približne vrednosti u odnosu na stvarnu potrošnju.

3.1 Izmeritelji i pokazatelji potrošnje goriva transportnih vozila

Uticaj konstrukcionih karakteristika vozila na potrošnju goriva može biti izražen količinom goriva Q [l] koja se utroši na određenom putu s [km] uz određene uslove kretanja.

Ako se za jedinicu pređenog puta uzme 100 km, onda se može napisati da je:

$$G_s = \frac{Q}{s} \cdot 100 \quad [l/100 \text{ km}]$$

Ovakav način iskazivanja potrošnje goriva je lako shvatljiv te se često koristi. Analogno ovom iskazivanju potrošnje može se sresti i način po kome se uticaj konstrukcije vozila na potrošnju goriva izražava dužinom puta koji transportno vozilo može da pređe sa određenom količinom goriva. Oba načina iskazivanja potrošnje goriva mogu da zadovolje zahteve eksploatacije vozila u sferi potrošnje tj. kod putničkih vozila u ličnoj svojini ili u uslovima komercijalne eksploatacije ako je uticaj korisnog opterećenja na potrošnju zanemarljiv u odnosu na uticaj koji ima sopstvena težina vozila. Međutim u uslovima racionalne eksploatacije motornih vozila kao sredstava proizvodnog, transportnog rada, u iskazivanju potrošnje goriva mora doći do izražaja obim transportnog rada koji vozilo izvrši. Znači potrošnju goriva moramo svesti na jedinicu izvršenog transportnog rada:

$$G_{At} = \frac{Q}{A_t} = \frac{Q}{s_t \cdot m_t} \quad [l/tkm]$$

gde je:

A_t - obim transportnog rada [tkm ili pkm]

m_t - masa prevezenog tereta ili broj prevezenih putnika

s_t - pređeni put pod teretom / sa putnicima

Za ocenu ekonomičnosti potrošnje goriva motora, koristi se:

G_h [kg/h] – potrošnja goriva u kilogramima za čas pri datom režimu rada motora

g_e [g/kWh] – specifična efektivna potrošnja (grama po satu i jedinici efektivne snage).

Može se prema tome napisati da je:

$$G_h = \frac{Q \cdot \rho}{t} \quad [\text{kg/h}]$$

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} \cdot 1000 = \frac{Q \cdot \rho}{t \cdot P_e} \cdot 1000 \quad [\text{gr/kWh}]$$

gde je:

t [h] - vreme rada

ρ [kg/l] - zapreminska masa goriva

Iz prethodnih izraza sledi:

$$Q = \frac{P_e \cdot t \cdot g_e}{1000 \cdot \rho} = \frac{G_h \cdot t}{\rho} \quad [\text{l}]$$

i zamenom u izrazu za potrošnju goriva po jedinici pređenog puta:

$$G_s = \frac{Q}{s} \cdot 100$$

$$G_s = \frac{G_h \cdot t}{\rho \cdot s} \cdot 100 = \frac{P_e \cdot g_e}{10 \cdot \rho \cdot v} \quad [\text{l}/100 \text{ km}]$$

gde je:

v [km/h] - brzina kretanja vozila.

3.2 Jednačina potrošnje goriva

Pri kretanju transportnog vozila motor razvija snagu koja je određena veličinama unutrašnjih i spoljašnjih otpora u datim uslovima kretanja. U slučaju kretanja bez klizanja, jednačina ravnoteže snage može se napisati u obliku:

$$P_e = \frac{P_v + P_f + P_u + P_a}{\eta_p} = \frac{(R_v + R_\psi + R_a) \cdot v}{27 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

Zamenom u jednačini:

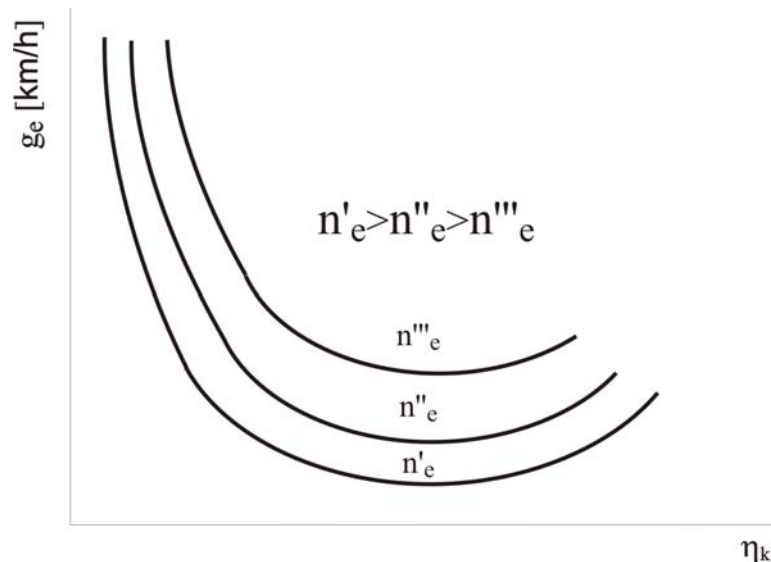
$$G_s = \frac{P_e \cdot g_e}{10 \cdot \rho \cdot v} \quad [\text{l}/100 \text{ km}]$$

izlazi da je potrošnja goriva data jednačinom:

$$G_s = \frac{(R_v + R_\psi + R_a) \cdot g_e}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho \cdot \eta_p} \quad [\text{l}/100 \text{ km}]$$

$$G_s = \frac{g_e}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho \cdot \eta_p} \cdot \left(\frac{K \cdot A \cdot V^2}{13} + G \cdot \psi + \frac{G \cdot \delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \quad [\text{l}/100 \text{ km}]$$

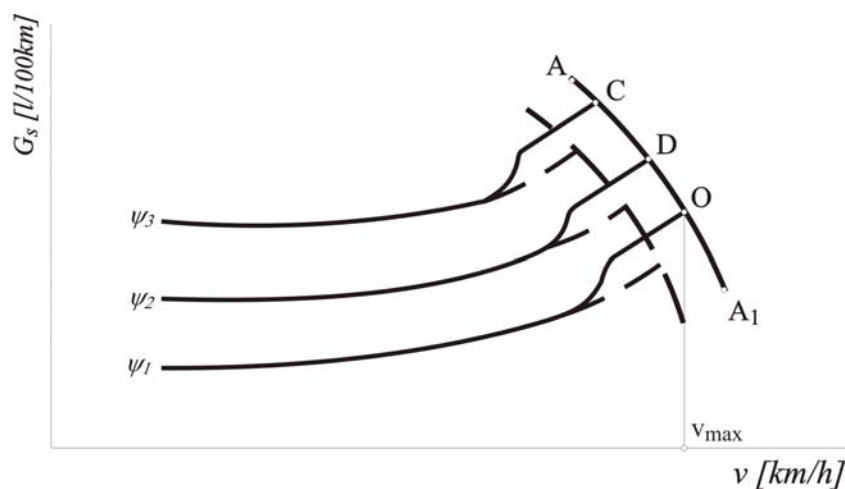
Iz ove jednačine potrošnje goriva sledi da je ta potrošnja po jedinici pređenog puta manja ukoliko je manja specifična efektivna potrošnja g_e , odnosno ukoliko je sam motor ekonomičniji. Drugim rečima, svi faktori koji utiču na ekonomičnost potrošnje goriva motora, utiču i na ekonomičnost motornog vozila. Takođe se može zaključiti da je potrošnja goriva po jedinici puta veća ukoliko su veće sile otpora puta, vazduha, kao i otpor u transmisiji. Potrošnja goriva se povećava i po osnovi povećanja kinetičke energije pri kretanju sa ubrzanjem. Specifična efektivna potrošnja g_e nije nezavisno promenljiva veličina. Na sledećoj slici (Slika 38) data je načelna zavisnost g_e od broja obrtaja motora n_e i stepena iskorišćenja snage motora η_k .



Slika 38. Načelna zavisnost specifične potrošnje goriva od broja obrtaja motora

3.3 Karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva

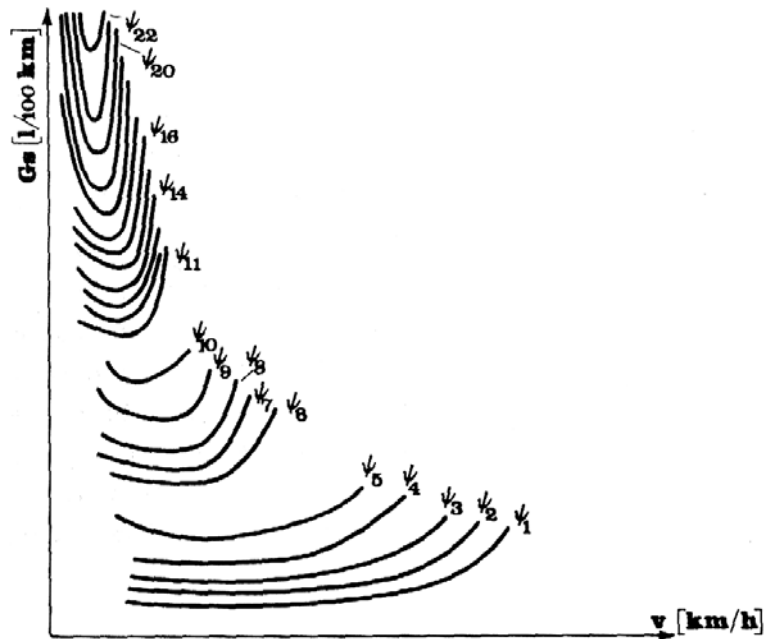
Grafički izražena zavisnost potrošnje goriva G_s od brzine kretanja i koeficijenta otpora puta ψ (Slika 39).



Slika 39. Karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva u funkciji otpora puta

Ova empirijski dobijena kriva ima rastući trend za određeni koeficijent otpora puta ψ pri ravnomernom kretanju u funkciji brzine. Svaka kriva ima tačku koja odgovara maksimalnoj brzini v_{max} za dati ψ . Prelomi na krivama potrošnje izražavaju uticaj karburatora na obogaćenje smeše kod pune snage. Svrha je povećanje vrednosti maksimalne brzine i po cenu porasta specifične potrošnje goriva. Isprekidanom linijom prikazan je karakter promene potrošnje, kada ne bi bilo ovakvog delovanja karburatora. Vidi se da bi potrošnja goriva bila manja, ali i maksimalna brzina kretanja bi bila manja.

Karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva se određuje za najviši stepen prenosa, osim u slučajevima kada je zbog uslova eksploatacije od značaja da se prikažu ovakve zavisnosti specifične potrošnje goriva i za druge niže stepene prenosa. Na narednoj slici (Slika 40) dat je prikaz ove karakteristike za tri stepena prenosa koji se najviše koriste.

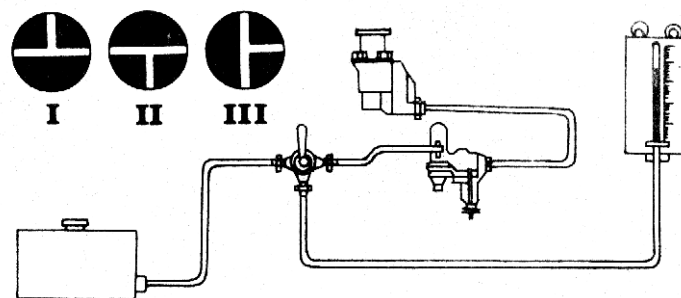


Slika 40. Karakteristika potrošnje goriva za tri stepena prenosa koji se najviše koriste

Karakteristike ekonomičnosti potrošnje goriva određuju se eksperimentalno ili proračunom, ako se ne raspolaže podacima ispitivanja.

3.3.1 Eksperimentalno određivanje karakteristike ekonomičnosti potrošnje goriva

Merenja potrošnje goriva obavljaju se na pravolinijskom horizontalnom delu puta sa ravnom i tvrdom podlogom, koji nije kraći od jednog kilometra. Ispitivanje se vrši vozilima pod nominalnim punim opterećenjem. Vozilo se ubrza pre nego što naiđe na deo puta određene dužine na kome se vrše merenja. U trenutku nailaska na taj deo puta uključuje se štoperica za merenje vremena, a dovod goriva se preko provodne slavine prebaci na snabdevanje iz posebne menzure (Slika 41).



Slika 41. Izgled aparature za eksperimentalno određivanje potrošnje goriva

Vozilo se kreće konstantnom, odabranom brzinom, a sva merenja se vrše iz kola. Na kraju deonice puta, određene dužine, štoperica se zaustavi, a dovod goriva vrati na snabdevanje iz rezervoara. Prema količini goriva koja je potrošena (razlika nivoa u menzuri) na određenoj dužini puta pri kretanju određenom brzinom, uz dati koeficijent otpora puta ψ , odredi se jedna tačka na krivoj potrošnje. Obično se uzima srednja vrednost posle ponovljenog merenja pri kretanju u suprotnom smeru. Menjajući brzine kretanja dobijaju se i druge tačke na krivoj $\psi = const.$ a ponavljajući ispitivanje na drugim delovima puta, sa drugim vrednostima ψ , dobija se karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva (Slika 39). Minimalna potrošnja goriva, koja odgovara ekonomskoj brzini kretanja, može se smatrati pokazateljem ekonomičnosti potrošnje goriva kod ispitivanja motornog vozila sa punim opterećenjem i pri kretanju po horizontalnom putu sa tvrdom podlogom.

Za eksperimentalno određivanje ekonomičnosti potrošnje goriva mogu se koristiti i probni stolovi sa valjcima. Na ovim stolovima meri se vrednost vučne sile i potrošnje goriva po satu rada, u zavisnosti od brzine kretanja, a za različite stepene opterećenja motora. Posebnim uređajima na probnom stolu moguće je menjati otpore u valjcima. Odgovarajućim preračunavanjima mogu se dobiti i vrednosti G_s , odnosno može se nacrtati karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva.

3.3.2 Analitičko određivanje karakteristike ekonomičnosti potrošnje goriva

Ako je eksperimentalno određivanje potrošnje goriva putnim ispitivanjima ili ispitivanjima na probnom stolu iz bilo kojih razloga nemoguće, pristupa se proračunu onih veličina koje treba da omoguće crtanje karakteristike ekonomičnosti potrošnje goriva.

U tom cilju specifična efektivna potrošnja goriva g_e [gr/kWh] izražava se kao funkcija tri veličine.

$$g_e = g_p \cdot K_\eta \cdot K_n \quad [g/kWh]$$

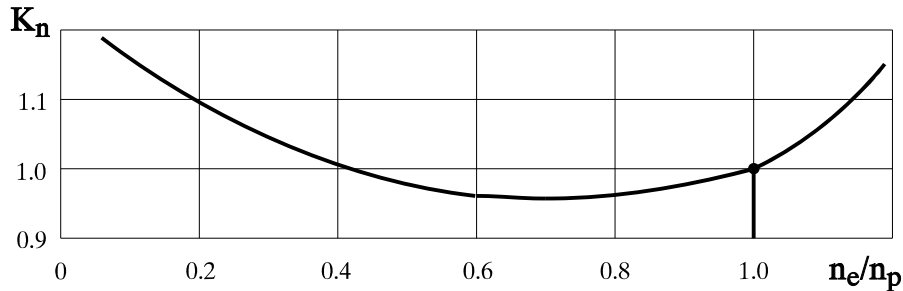
gde je:

g_p [g/kWh] - specifična efektivna potrošnja pri maksimalnoj snazi

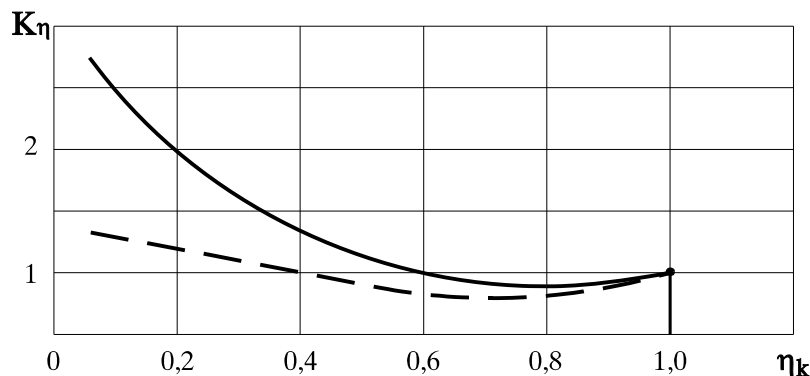
K_η - koeficijent koji uzima u obzir promene stepena iskorišćenja snage motora

K_n - koeficijent koji uzima u obzir promenu g_e u zavisnosti od promene broja obrtaja motora.

Vrednost K_η i K_n dobijaju se statističkim uopštavanjem, a prikazani su na narednim dijagramima (Slika 42 i Slika 43).



Slika 42. Zavisnost koeficijenta K_n od promene broja obrtaja motora



Slika 43. Zavisnost koeficijenta K_η od promene stepena iskorišćenja snage motora

Ako se u jednačini potrošnje goriva zameni vrednost g_e dobija se:

$$G_s = \frac{(R_v + R_\psi + R_d) \cdot g_e \cdot K_\eta \cdot K_n}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho \cdot \eta_p} \quad [l/100 km]$$

Ovako data jednačina potrošnje goriva služi kao osnova za crtanje karakteristike ekonomičnosti potrošnje, odnosno zavisnosti potrošnje goriva po jedinici pređenog puta od brzine kretanja i koeficijenta ukupnog otpora puta.

Koristeći metod Šlipea postupa se tako što se odabere nekoliko vrednosti broja obrtaja motora (brzina automobila za dati stepen prenosa) n_e , pa se poznatim n_p (broj obrtaja motora pri maksimalnoj snazi) odrede odnosi n_e/n_p . Zatim se iz dijagrama $n_e/n_p - K_n$, odrede odgovarajuće vrednosti K_n . Posle toga se za svaku od odabranih vrednosti n_e , odnosno v , a prema formuli:

$$\eta_k = \frac{P_\psi + P_v}{P_e \cdot \eta_p}$$

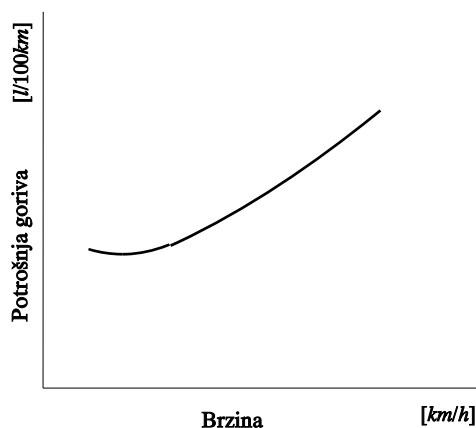
odrede vrednosti stepena iskorišćenja snage motora η_k , za odabranu vrednost koeficijenta ukupnog otpora puta ψ . Sa tako dobijenim vrednostima za η_k , iz dijagrama $\eta_k - K_\eta$ očitaju se vrednosti za K_η . Sada se pomoću jednačine potrošnje goriva sa ovako dobijenim vrednostima izračuna potrošnja goriva G_s pri kretanju vozila po putu sa odabranim ψ i odgovarajućom brzinom kretanja. Ponavljajući ovakav proračun sa drugim vrednostima koeficijenta otpora puta može se ucrtati karakteristika ekonomičnosti potrošnje goriva.

Ovako dobijena karakteristika ekonomičnosti odnosi se na ravnomerno kretanje po putu sa stalnim koeficijentom ψ . Stvarni eksploatacioni uslovi zahtevaju stalne promene brzina i režima rada motora zbog stalne promene putnih uslova. Zbog toga se ovako proračunate karakteristike koriste za približnu ocenu potrošnje goriva.

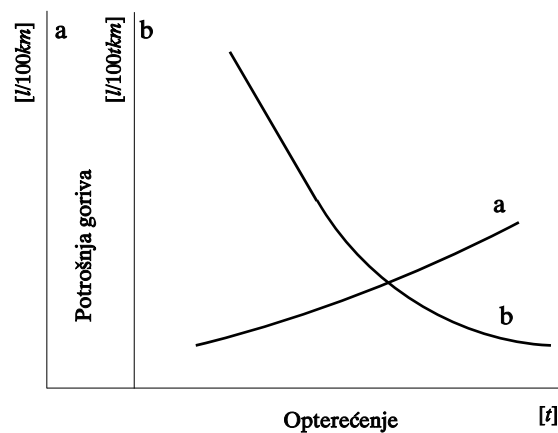
3.4 Metod normiranja potrošnje goriva

Potreba za normiranjem potrošnje goriva proizilazi iz nekoliko razloga. Prvi je svakako taj što stvarna potrošnja goriva bitno zavisi od spoljnih eksploatacionih faktora. Pored uticaja koji na potrošnju goriva imaju konstrukcione karakteristike motora i transmisije kao unutrašnji faktori, od bitnog značaja su vrsta i kvalitet puta opterećenje, režim kretanja vozila, vrsta transportnog rada, klimatski uslovi, a posebno mesto ima način upravljanja vozilom, odnosno uticaj vozača. Sa druge strane, gorivo sa svojom cenom predstavlja značajnu stavku u eksploatacionim troškovima, a to znači i u ceni jedinice transportnog rada.

Na slikama u nastavku (Slika 44 i Slika 45) dat je načelan prikaz uticaja brzine kretanja i opterećenja vozila na potrošnju goriva.



Slika 44. Zavisnost potrošnje goriva od brzine



Slika 45. Zavisnost potrošnje goriva od opterećenja

Na stvarnu potrošnju goriva utiče u velikoj meri i tehničko stanje motora, transmisije i vozila u celini. Pri ovome su od značaja ne samo stepen istrošenosti odnosno strukturni parametri tehničkog stanja vozila već i regulacioni parametri odnosno njihove stvarne vrednosti. Nepodešeno paljenje, dovod goriva, nepodešeni uglovi točkova ili pritisak u pneumaticima odražavaju se na povećanje potrošnje goriva iznad normale tj., iznad nužne potrošnje u datim uslovima.

Vozač može znatno da utiče na stvarnu potrošnju goriva. Neracionalno odabiranje stepena prenosa, odnosno brzine kretanja, često korišćenje kočnica ili nedovoljno korišćenje zaleta odnosno kinetičke energije vozila za koju je već potrošena određena količina goriva, predstavljaju faktore koji stvarnu potrošnju goriva mogu da povećaju i za 10% od normalne u datim uslovima.

Uticaj organizacije transportnog rada na racionalno korišćenje energije goriva je mnogostruko. Već kod izbora vrste vozila i nominalne nosivosti može se uticati na stvarnu potrošnju goriva u datim uslovima izvršenja transportnog rada. Veća nominalna nosivost odabranih vozila od optimalne za datu vrstu transportnog rada dovodi do nepotpunog iskorišćenja nosivosti, a manja nominalna nosivost od potrebne u datim uslovima povećava broj obrta, tura, što se vrlo nepovoljno odražava na potrošnju goriva naročito na dužim relacijama.

U pogledu organizacije transportnih procesa može se mnogo učiniti za smanjenje potrošnje goriva po jedinici izvršenog transportnog rada ako se stalno prati kretanje vrednosti koeficijenta iskorišćenja pređenog puta β i koeficijenta iskorišćenja nosivosti γ . Poboljšanje vrednosti ovih koeficijenata ima znatan uticaj na smanjenje količine potrošenog goriva za određen obim izvršenog transportnog rada.

Sa ovog aspekta gledano, donošenje odgovarajućih pravilnika o normiranju potrošnje goriva u Autotransportnim preduzećima ima dvostruki značaj. Omogućava racionalno trošenje skupe i verovatno sve skuplje energije goriva naftnog porekla, čime smanjuje eksploatacione troškove u znatnoj meri, a sa druge strane, stalnim praćenjem stvarne potrošnje u odnosu na normiranu stvaru mogućnosti za operativnu ocenu rada tehničke baze i kvaliteta tehničkog održavanja vozila, stručnosti vozača i njihovog odnosa prema radu kao i kvaliteta rada službe eksploatacije koja vodi računa o organizaciji transportnog procesa.

Na kraju treba pomenuti i izuzetan značaj koji ima korišćenje priključnih vozila za racionalno korišćenje goriva. Na dobrim putevima, bez mnogo oštih uspona i na dužim relacijama korišćenje priključnih vozila može da smanji potrošnju goriva po jedinici transportnog rada [*tkm*] i za 20%. Iako je potrošnja goriva po jedinici pređenog puta kod autovozova veća, zbog većih otpora kretanja specifična potrošnja je manja zbog boljeg stepena iskorišćenja snage motora.

Kod analize racionalnosti u potrošnji goriva pri izvršenju određenog obima transportnog rada koristi se specifična potrošnja g_t [g / tkm] ili g_{pu} [g / pkm] po jedinici transportnog rada. Ove veličine kao pokazatelji ekonomičnosti goriva koriste se i kod planiranja potreba za gorivom u određenom periodu ili za određen obim transportnog rada.

$$g_t = \frac{Q \cdot \rho \cdot 10^3}{W_t} \quad [gr / tkm]$$

$$g_{pu} = \frac{Q \cdot \rho \cdot 10^3}{W_p} \quad [gr / pkm]$$

gde je:

- q [l] - količina goriva u litrima
- ρ [kg/l] - zapreminska masa goriva
- W_t [tkm] - obim transportnog rada
- W_p [pkm] - obim transportnog rada

Kod razrade pravilnika o normiranju potrošnje goriva treba poći od toga da se ukupno potrošena količina goriva jednog teretnog transportnog vozila po jedinici pređenog puta (100 *km*) može podeliti na količinu koja je potrošena na kretanje praznog vozila, količinu koja je potrošena za prevoz tereta i količinu koja je potrošena za manevrisanje prilikom utovarno - istovarnog procesa.

Kako je pak stvarna potrošnja zavisna i od klimatskih prilika (godišnje doba), to se i taj faktor mora uzeti u obzir putnički automobil bi osnovna jednačina glasila:

$$Q = \left(K_1 \cdot \frac{L}{100} + K_2 \cdot \frac{W}{100} + K_3 \cdot Z \right) \cdot \omega \quad [l]$$

gde su:

- K_1 [$l/100 km$] - normativ (normirana potrošnja) potrošnje goriva na 100 *km* pređenog puta
- K_2 [$l/100 tkm$] - normativ potrošnje goriva na 100 *tkm* obavljenog transportnog rada
- K_3 [$l/obrt$] - normativ potrošnje goriva po obrtu (vožnja pod teretom)
- L - pređena kilometraža u planiranom ili analiziranom periodu u [km]
- W - obim transportnog rada koji je izvršen na pređenoj kilometraži L u [tkm]
- Z - broj vožnji pod teretom na pređenoj kilometraži L
- ω - koeficijent korekcije potrošnje goriva koji uzima u obzir klimatske i putne uslove.

Normativ potrošnje goriva po jedinici pređenog puta K_1 služi za izračunavanje potrošnje goriva za ukupno pređenu kilometražu. Povećanje potrošnje kod kretanja pod teretom izračunava se pomoću normativa K_2 , koji se odnosi na količinu goriva koja se potroši pri prevozu 1 *t* na 100 *km*. Ovaj normativ se mora odrediti u konkretnim uslovima kao i normativ po jedinici pređenog puta. Prema literaturi je K_2 kod benzinskih motora 2,5 [$l/100 tkm$], a kod dizel motora 1,5 [$l/100 tkm$].

Normativ K_3 uzima u obzir dodatnu potrošnju u slučaju prevoza na kratkim udaljenostima do koje dolazi zbog relativno češćeg manevrisanja pri utovaru i istovaru u odnosu na ukupno pređenu kilometražu. U literaturi se može naći da je $K_3 = 0,3$ [l] po turi bez obzira na tip motora i nosivost transportnog vozila. I ovu vrednost treba odrediti u datim uslovima i to za srednje putne uslove i letnji period, kao i normative K_1 i K_2 .

Normiranje potrošnje goriva za različite tipove transportnih vozila i različite vrste transportnog rada može se vršiti na sledeći način:

- teretna transportna vozila sandučari kod kojih se obim transportnog rada izražava u *tkm*
 - a) ako je daljina prevoza ≥ 5 *km* normirana potrošnja se računa prema:

$$Q = K_1 \cdot \frac{L}{100} + K_2 \cdot \frac{W}{100} \quad [l]$$

- b) ako je daljina prevoza < 5 *km*, normirana potrošnja se računa, uzimajući u obzir sva tri člana, dakle:

$$Q = K_1 \cdot \frac{L}{100} + K_2 \cdot \frac{W}{100} + K_3 \cdot Z \quad [l]$$

- teretna transportna vozila – kiperi: kod kojih su konstantni koeficijenti iskorišćenja pređenog puta $\beta = 0,5$ i iskorišćenja nosivosti $\gamma = 1$. Kod ovih vozila normirana potrošnja može se računati pomoću jednačine:

$$Q = (K_1 + K_2 \cdot q \cdot \beta \cdot \gamma) \cdot \frac{L}{100} + K_3 \cdot Z \quad [l]$$

gde je: q [t] – nosivost kiper vozila

- autovozovi: kamion + prikolica sandučar, za koje se normirana potrošnja goriva izračunava preko dva člana jednačine, ali tako što se kao izvršeni transportni rad u drugom članu uzima obim rada koji je ostvaren celim autovozom (vučno vozilo i prikolica), a za normativ K_1 u prvom članu izračunava se nova vrednost K_{1av} , pri čemu se težina (sopstvena) prikolice tretira kao težina, tj.

$$K_{1av} = K_1 + K_2 \cdot G_{pr} \quad [l/100 \text{ km}]$$

$$Q = K_{1av} \cdot \frac{L}{100} + K_2 \cdot \frac{W_{av}}{100} \quad [l]$$

- autovozovi: kamion + prikolica kiper, kod kojih treba uzeti u obzir i uticaj nosivosti prikolice kao i njenu sopstvenu težinu G_{pr} . Inače i za ovakve sastave važi $\beta = 0,5$ i $\gamma = 1$. Normirana potrošnja izračunava se preko prvog i trećeg člana jednačine, ali uz uslov da je:

$$K_{1avk} = K_{1k} + K_2 (G_{pr} + 0,5 \cdot q_{pr}) \quad [l/100 \text{ km}]$$

gde je:

$$K_{1k} = K_1 + K_2 \cdot q \cdot \beta_\gamma$$

Prema tome, normirana potrošnja je:

$$Q = K_{1avk} \cdot \frac{L}{100} + K_3 \cdot Z \quad [l]$$

- laka transportna vozila, autobusi i sva druga vozila (gde je težina tereta od manjeg značaja u odnosu na sopstvenu težinu), za koja normirana potrošnja se računa preko prvog člana jednačine:

$$Q = K_1 \cdot \frac{L}{100} \quad [l]$$

Kod razrade operativnih planova i programa rada koristi se, kao što je već rečeno, specifična potrošnja goriva po jedinici transportnog rada g_t i g_{pu} . Za teretna vozila - kamione koristi se odgovarajuća jednačina za normiranu potrošnju:

$$Q = \left(K_1 \cdot \frac{L}{100} + K_2 \cdot \frac{W}{100} \right) \cdot \rho \quad [l]$$

ρ - zapreminska masa goriva [kg/l]

Obim transportnog rada:

$$W = q \cdot \beta \cdot \gamma \cdot L \quad [tkm]$$

Ako ove izraze uvrstimo u jednačinu:

$$g_t = \frac{Q \cdot 10^3}{W} = \frac{10^3 \left(K_1 \cdot \frac{L}{100} + K_2 \cdot \frac{W}{100} \right) \cdot \rho}{q \cdot \beta \cdot \gamma \cdot L} \quad [\text{gr}/\text{tkm}]$$

$$q_t = 10 \cdot \rho \left(\frac{K_1}{q \cdot \beta \cdot \gamma} + K_2 \right) \quad [\text{gr}/\text{tkm}]$$

3.5 Uticaj eksploatacionih faktora na potrošnju goriva

Kretanje transportnog vozila u realnim uslovima praćeno je stalnim promenama brzine kretanja, otpora, pa samim tim i stalnim promenama potrošnje goriva. Jednačina potrošnje goriva pretpostavlja kretanje brzinom $v = \text{const.}$ i na putu sa stalnim koeficijentom ψ . To znači da ona ne izražava i uticaje ubrzanja vozila na potrošnju kao što ne uzima u obzir ni uticaj kretanja po inerciji kada motor radi na praznom hodu. Takođe ne uzima u obzir ni uticaj procesa kočenja na stvarnu potrošnju goriva kada motor pretežno radi na praznom hodu. Kretanje u lošim putnim uslovima zahteva manju brzinu, a to znači korišćenje nižih stepena prenosa što se negativno odražava na stepen iskorišćenja snage motora, a time i na potrošnju goriva. Kako o izboru brzine kretanja u datim uslovima što znači i o izboru stepena prenosa i snage koju motor razvija, odlučuje

vozač, treba računati sa bitnim uticajem „subjektivnog faktora“ na ekonomičnost potrošnje goriva. Taj uticaj može da iznosi i $\pm 10\%$ od srednje potrošnje goriva.

Značajan uticaj na stvarnu potrošnju goriva, drugim rečima na potrošnju goriva u realnim eksploatacionim uslovima, ima tehničko stanje motora, prenosnog, upravljačkog mehanizma, pneumatika, sistema za hlađenje i ostalih.

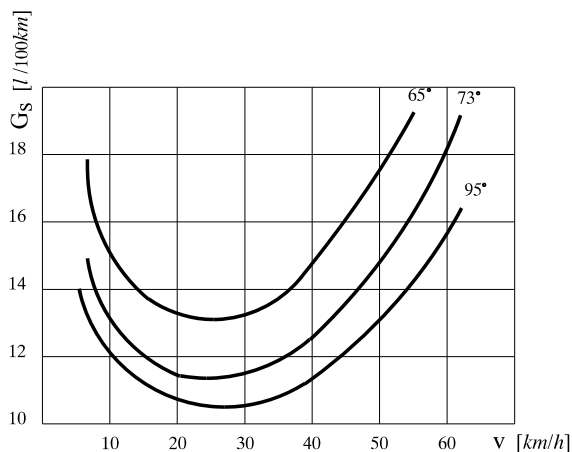
Uzimajući u obzir celinu uticaja eksploatacionih faktora na ekonomičnost potrošnje goriva može se reći načelno da:

- Veća brzina kretanja povećava otpore kretanja, a time i potrošnju goriva. Bolji stepen iskorišćenja snage motora kod kretanja sa većim brzinama svojim uticajem na specifičnu efektivnu potrošnju g_e , u određenoj meri ublažava to povećanje potrošnje.
- Kretanje u lošim putnim uslovima dovodi do povećanja potrošnje goriva, jer korišćenje nižih stepena prenosa dovodi do smanjenja stepena iskorišćenja snage motora.
- Pogoršanje tehničkog stanja izraženo pre svega kroz neispravnosti odnosno poremećaje regulacionih parametara u sistemima za hlađenje dovode do osetnog povećanja potrošnje goriva. Ovde treba pomenuti i uticaj neispravnosti u transmisiji i na točkovima (nepravilno podešeni uglovi, neadekvatan pritisak u pneumaticima) na potrošnju goriva.
- Od niza drugih faktora čiji je uticaj na potrošnju goriva značajan treba pomenuti još temperaturno stanje motora i kvalitet samog goriva: pri tome se misli na rad nedovoljno zagrejanog motora kada je temperatura rashlađene tečnosti niža od potrebne usled čega znatan deo goriva ne ispari, i ne učestvuje u procesu sagorevanja. Ovde je od uticaja i kvalitet samog goriva odnosno njegova kriva destilacije. Kod benzina je od posebnog značaja i njegov oktanski broj, jer korišćenje benzina sa manjim oktanskim brojem od potrebnog dovodi do povećanja potrošnje i za 15%

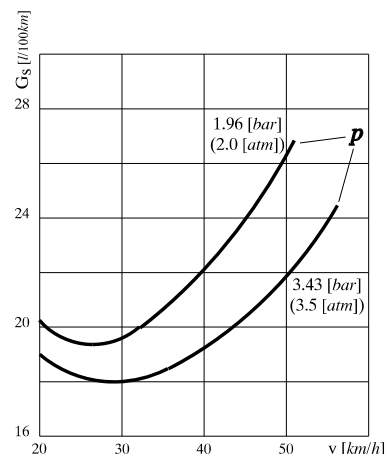
Na narednim slikama (Slika 46 i Slika 47) dati su prikazi uticaja temperature rashladne tečnosti i uticaja pritiska u pneumaticima na potrošnju goriva prema podacima iz literature.

Na potrošnju goriva utiču vrsta i stanje pneumatika. Taj uticaj se izražava preko veličine otpora kotrljanja koji u najvećoj meri zavisi od energije koja se troši na unutrašnje trenje u gumi i kordu i na mehaničko trenje između pojedinih elemenata pneumatika (90 - 95% gubitaka na tvrdom putu). Sa druge strane, otpor kotrljanja predstavlja 70 - 80% (male brzine) i 50 - 60% (srednje brzine 50 - 60 km/h) od ukupnih otpora kretanja. Uticaj otpora kotrljanja na potrošnju goriva zavisi od procenta sa kojim ovaj učestvuje u ukupnim otporima kretanja. Isto tako, zavisi i od stepena opterećenja motora i brzine kretanja vozila.

Kod srednjih uslova eksploatacije i vozila 4x2 smatra se da 1% smanjenja otpora kotrljanja dovodi do smanjenja potrošnje goriva za 0,25% do 0,35%. Kod vučnih vozova ovaj uticaj je još veći zbog boljeg iskorišćenja snage motora i relativno manjeg otpora vazduha.



Slika 46. Uticaj temperature rashladne tečnosti na potrošnju goriva motornog vozila



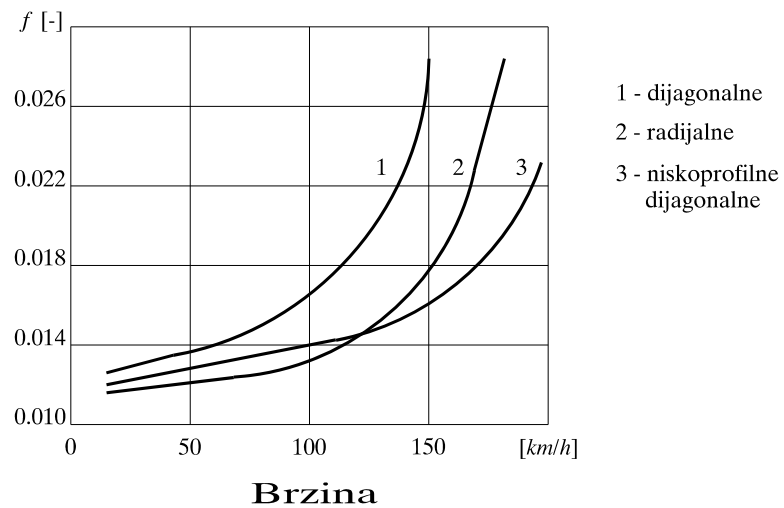
Slika 47. Uticaj pritiska u pneumaticima na potrošnju goriva motornog vozila

Ispitivanjima savremenih pneumatika različitih tipova i maraka utvrđeno je da razlike u otporima kotrljanja mogu biti tolike da mogu dovesti do razlike u potrošnji goriva od 20 - 30% u istim uslovima.

Inače na otpor kotrljanja pneumatika utiču unutrašnji faktori kao što su tip, konstrukcija, sastav gume, materijal korda, ugao nagiba, niti korda u karkasi i protektoru i spoljni faktori brzina, pritisak vazduha, opterećenje točka, temperatura i uglovi usmerenosti točkova kao i istrošenje protektora.

Pneumatici sa istrošenim protektorom imaju za oko 20% manji otpor kotrljanja u odnosu na nove, što dovodi do smanjenja potrošnje za oko 5 - 7%. Ispitivanja su pokazala da smanjena potrošnja goriva zbog istrošenja

protektora može biti i 6,7 – 9,8%. Sasvim je razumljivo da ovo ne znači da treba koristiti pneumatike sa protektorom koji je istrošen.



Slika 48. Zavisnost koeficijenta otpora kotrljanja f od brzine za različite pneumatike