

FTN Novi Sad
Departman za mehanizaciju
i konstrukciono mašinstvo
Katedra za motore i vozila

DRUMSKA VOZILA

VUČNI PRORAČUN MOTORNOG VOZILA

UPUTSTVO ZA IZRADU SEMESTRALNOG ZADATKA

Novi Sad, 2009.

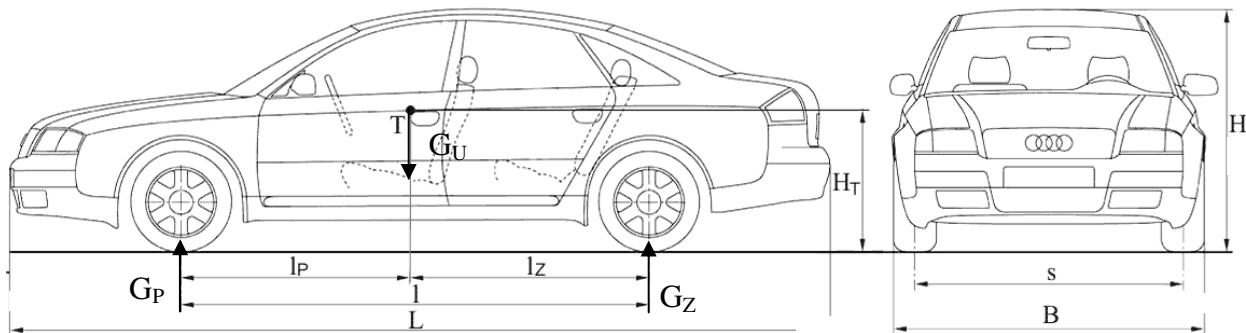
Sadržaj

1	Ulazni podaci	1
1.1	Masa / težina vozila i osovinske reakcije.....	1
1.2	Dimenzije pneumatika i određivanje dinamičkog radijusa.....	2
1.3	Čeona površina.....	4
1.4	Koeficijent otpora vazduha	4
1.5	Brzinska karakteristika motora	4
1.6	Prenosni odnosi transmisije	7
2	Stepen korisnosti transmisije	7
3	Otpori kretanja	9
3.1	Otpor kotrljanja	9
3.2	Otpor vazduha.....	10
3.3	Ukupni otpori	10
4	Vučno-brzinska karakteristika	11
4.1	Idealna hiperbola vuče	11
4.2	Stvarna kriva vuče – VUČNI DIJAGRAM	11

VUČNI PRORAČUN MOTORNOG VOZILA

1 Ulazni podaci

1.1 Masa / težina vozila i osovinske reakcije



Slika 1. Dimenzije, položaj težišta, težina i osovinske reakcije vozila

G_U – ukupna težina vozila, G_P – vertikalna reakcija prednje osovine, G_Z – vertikalna reakcija zadnje osovine, T – težište, h_T – visina težišta, l_P – krak G_P u odnosu na težište, l_Z – krak G_Z u odnosu na težište, l – osovinsko rastojanje, s – trag točkova, L – dužina vozila, B – širina vozila, H – visina vozila

Težina vozila $G(N)$ računa se na osnovu mase vozila $m(kg)$:

$$G = m \cdot g$$

$$G = 9,81 \text{ m/s}^2 \text{ – gravitaciono ubrzanje (može se usvojiti: } g \approx 10 \text{ m/s}^2)$$

Na sl. 1. prikazani su parametri položaja težišta l_P , l_Z i h_T , i statičke osovinske reakcije G_P i G_Z .

Težina vozila prenosi se na osovine u određenom odnosu koji zavisi od položaja težišta. Iz statičkog uslova ravnoteže sledi da je suma osovinskih reakcija jednaka težini vozila. Na osnovu toga sledi da se osovinske reakcije mogu iskazati kao procentualni deo težine vozila, pri čemu međusobni odnos procentualnih udela zavisi od položaja težišta, ali njihova suma uvek mora biti 100%. Kada su zadati procentualni odnosi težine vozila napred / nazad, tada se osovinske reakcije mogu direktno izračunati, s tim što se procentualne vrednosti izražavaju u decimalnom obliku.

PRIMER: raspodela težine napred/nazad: 52.4% / 47,6%

$$G_P = 0,524 \cdot G$$

$$G_Z = 0,476 \cdot G$$

1.2 Dimenzije pneumatika i određivanje dinamičkog radijusa

Usled elastičnosti pneumatika, pri kotrljanju dolazi do izmene njegovog poluprečnika u odnosu na statičku vrednost. Vrednost poluprečnika pri kotrljanju naziva se **dinamički radijus** pneumatika, r_D . Ova veličina se ne izračunava, već se usvaja iz kataloga pneumatika, pri čemu se kao ulazni podatak koristi oznaka pneumatika.

Ukoliko u raspoloživom katalogu pneumatika dinamički radijus nije zadat eksplicitno već kao obim kotrljanja O (što je zapravo put pređen po jednom obrtaju točka), tada je potrebno izvršiti preračunavanje:

$$r_D = \frac{O}{2\pi}$$

U pojedinim katalogima pneumatika umesto eksplicitnog zadavanja dinamičkog radijusa ili obima kotrljanja dat je podatak o broju obrtaja po jedinici pređenog puta, npr. REVS PER MILE (obrtaja po milji). Kako jedna milja iznosi 1602 metra, iz ovog podatka se obim kotrljanja O izračunava kao:

$$O = \frac{1602}{\text{REVS_PER_MILE}}$$

PRIMER: odrediti dinamički radijus za pneumatik dimenzija 235/70R15.

Iz kataloga na sl.2: REVS_PER_MILE = 745

$$O = \frac{1602}{\text{REVS_PER_MILE}} = \frac{1602}{745} = 2,15 \text{ m}$$

$$r_D = \frac{O}{2\pi} = \frac{2,15}{2\pi} = 0,34 \text{ m}$$

RIM DIAMETER	SERIES	SIZE	LOAD / SPEED INDEX	LOAD RANGE	SIDEWALL	ARTICLE NUMBER	TIRE DIAMETER (in)	TIRE WEIGHT (KG)	TIRE WEIGHT (LBS)	MAX. INFLATION PRESS	OVERALL SECTION W (MEASURING RIM)	APPROVED RIM WIDTH	MAX LOAD (KG)	MAX LOAD (LBS)	MAX DUAL LOAD (LBS)	MAX DUAL LOAD (KG)	TREAD DEPTH (in - 32nd)	REVS PER MILE
15	70	225/70R15	100T	SL	OWL	15475500000	27.4	13.8	30.4	44	9.0 (6.5)	6.0 - 7.5	800	1764	N/A	N/A	12/32	761
		235/70R15	103T	SL	OWL	15475520000	28.0	15.3	33.7	44	9.4 (7.0)	6.5 - 8.5	875	1929	N/A	N/A	12/32	745
		255/70R15	108T	SL	OWL	15486910000	29.1	15.7	34.6	51	10.2 (7.5)	6.0 - 8.5	1000	2205	N/A	N/A	12/32	716
		265/70R15	112T	SL	BSW	15448960000	29.6	18.3	40.3	51	10.7 (8.0)	7.0 - 9.0	1120	2469	N/A	N/A	12/32	704
		265/70R15	112S	SL	OWL	15449250000	29.6	16.9	37.2	44	10.7 (8.0)	7.0 - 9.0	1120	2469	N/A	N/A	12/32	704
		265/70R15	112H	SL	BSW	15475540000	29.6	17.3	38.2	51	10.7 (8.0)	7.0 - 9.0	1120	2469	N/A	N/A	12/32	704
		215/75R15	100T	SL	BSW	15489010000	27.7	12.2	27.1	44	8.5 (6.0)	5.5 - 7.0	800	1764	N/A	N/A	12/32	752

Slika 2. Izvod iz kataloga pneumatika Continental Conti Cross Contact ®

Tabela 1.1. KATALOG PNEUMATIKA

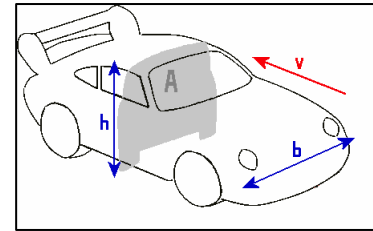
Oznaka (Dimenzije)	Indeks nosivosti i simbol brzine	Dinamički radijus (m)	Dozvoljeno osovinsko opterećenje (N)
185/60R14	82H	0,281	9318
185/65R14	85T	0,289	10003
185/65R14	86H	0,289	10395
185/70R14	87T	0,299	10688
195/60R14	86H	0,285	10395
195/65R14	88H	0,295	10991
195/70R14	90T	0,305	11676
195/70R14	90H	0,305	11676
205/60R14	88H	0,292	10991
185/60R15	84T	0,292	9807
185/65R15	88T	0,302	10991
185/65R15	86H	0,302	10395
195/55R15	84V	0,288	9807
195/60R15	87T	0,298	10591
195/60R15	88H	0,298	10991
195/65R15	89T	0,308	11383
195/65R15	91H	0,308	12068
205/55R15	88V	0,294	10991
205/60R15	90T	0,304	11578
205/60R15	91H	0,304	12068
205/65R15	92T	0,314	12459
205/65R15	94V	0,314	13145
205/65R15	94H	0,314	13145
205/70R15	95T	0,324	13341
215/60R15	93T	0,310	12557
215/60R15	94H	0,310	13145
215/65R15	95T	0,320	13438
225/60R15	96H	0,315	13928
205/50R16	87V	0,297	10688
205/55R16	89T	0,307	11383
205/55R16	90H	0,307	11774
205/55R16	90V	0,307	11774
205/60R16	92H	0,316	12362
205/60R16	91T	0,317	12068
205/60R16	92V	0,316	12362
205/65R16	94T	0,326	13145
215/50R16	89V	0,302	11383
215/55R16	93H	0,312	12753
215/55R16	93V	0,311	12753
215/60R16	94T	0,321	13145

Oznaka (Dimenzije)	Indeks nosivosti i simbol brzine	Dinamički radijus (m)	Dozvoljeno osovinsko opterećenje (N)
215/60R16	94H	0,321	13145
215/60R16	94V	0,321	13145
215/65R16	98T	0,333	14711
225/50R16	92V	0,307	12362
225/55R16	95V	0,318	13536
225/55R16	95H	0,318	13536
225/60R16	97T	0,327	14320
225/60R16	98V	0,327	14711
225/60R16	97H	0,327	14320
235/55R16	96T	0,321	13928
235/60R16	99H	0,333	15209
215/50R17	91V	0,314	12068
215/55R17	94V	0,324	13145
225/50R17	94V	0,319	13145
225/55R17	95T	0,330	13536
225/55R17	97H	0,330	14320
235/45R17	93H	0,313	12753
245/45R17	95H	0,317	13536
225/60R18	100H	0,352	15699
245/45R18	96V	0,328	13928
205/40ZR16	83W	0,276	9558
205/45ZR16	87W	0,285	10697
205/50ZR16	87W	0,296	10697
205/55ZR16	89Y	0,306	11383
215/40ZR16	86W	0,284	10395
225/55ZR16	95Y	0,317	13536
205/40ZR17	84Y	0,289	9807
205/45ZR17	88Y	0,298	10991
205/50R17	93Y	0,313	12753
215/40ZR17	87Y	0,292	10697
215/45R17	91Y	0,303	12068
215/50ZR17	91Y	0,314	12068
225/45ZR17	90Y	0,308	11774
235/40ZR17	94Y	0,301	13145
235/45ZR17	93Y	0,312	12753
245/40ZR17	91Y	0,304	12068
245/45ZR17	95Y	0,316	13536
255/40ZR17	94Y	0,310	13145
275/40ZR17	98Y	0,316	14711
285/40ZR17	100Y	0,320	15690

1.3 Čeona površina

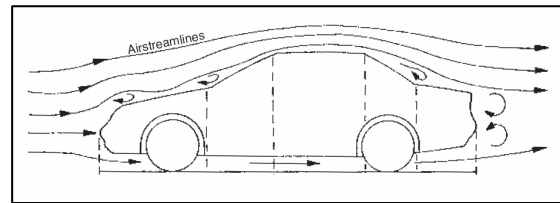
Čeona površina A (eng. *Frontal area*) predstavlja projekciju siluete vozila na ravan normalnu na uzdužnu osu vozila tj. na pravac kretanja. Njena veličina se izražava u m^2 . Ovaj parametar se koristi kod izračunavanja sile otpora vazduha.

PRIMER: $A = 2,31m^2$



1.4 Koeficijent otpora vazduha

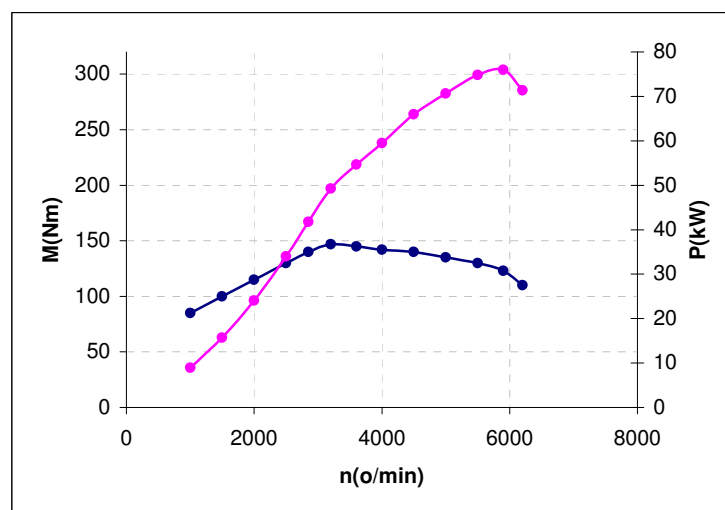
Koeficijent otpora vazduha C_w (bezdimeziona veličina, eng. *Drag coefficient C_d*) izražava uticaj oblika vozila na njegove aerodinamičke karakteristike. Od oblika vozila zavisi karakter opstrujavanja vazduha oko njega za vreme vožnje, što direktno utiče na veličinu sile otpora.



PRIMER: $C_w = 0,33$

1.5 Brzinska karakteristika motora

Karakteristike pogonskog motora, obrtni moment M i snaga P u funkciji broja obrtaja n , zadate su putem dijagrama. Potrebno je izvršiti očitavanje određenog broja vrednosti M odnosno P sa dijagrama, kako bi se dobio niz numeričkih vrednosti potrebnih za dalja izračunavanja. Broj i raspored tačaka na dijagramu za koje će biti izvršeno očitavanje potrebno je izabrati tako da dobijeni niz diskretnih vrednosti u što većoj meri kvalitativno reprezentuje tok krivih $M(n)$ i $P(n)$.



Slika 3. Brzinska karakteristika motora SUS

Zavisnost između snage i momenta

Snaga motora jednaka je proizvodu obrtnog momenta koji motor savlađuje i ugaone brzine pri kojoj se to savlađivanje obrtnog momenta vrši:

$$P = M \cdot \omega - P(W), M(Nm), \omega(rad/s)$$

Ako se umesto ugaone brzine ω koristi broj obrtaja u minutu n , i ako se snaga umesto u (W) izrazi u (kW), što je uobičajena praksa, gornji izraz postaje:

$$P = \frac{M \cdot n}{9554} \quad \text{odnosno:} \quad M = 9554 \cdot \frac{P}{n}$$

Krive $M(n)$ i $P(n)$ imaju nekoliko **karakterističnih tačaka** koje je pri očitavanju karakteristika motora obavezno uzeti u obzir:

n_{MIN}	minimalni broj obrtaja motora
n_{Mmax}	broj obrtaja pri kom obrtni moment motora dostiže maksimalnu vrednost
n_{Pmax}	broj obrtaja pri kom snaga motora dostiže maksimalnu vrednost
n_{MAX}	maksimalni broj obrtaja motora

M_{MAX}	maksimalni obrtni moment motora
P_{MAX}	maksimalna snaga motora

Osim navedenih, u karakteristične vrednosti mogu se svrstati još i:

P_{Mmax} – obrtni moment pri maksimalnoj snazi, i
 M_{Pmax} – snaga pri maksimalnom obrtnom momentu

PREPORUKA ZA POSTUPAK OČITAVANJA VREDNOSTI SA DIJAGRAMA $M(n)$ I $P(n)$
(neobavezno – informativno)

1. Korak: utvrđivanje n_{MIN} i n_{MAX}
2. Korak: podela intervala između n_{MIN} i n_{MAX} na podintervale. Preporučena vrednost za širinu podintervala: $\Delta n = 500$ o/min.

PRIMER:

$$n_{MIN} = 1000 \text{ o/min}; \quad n_{MAX} = 6200 \text{ o/min}$$

n	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6200
---	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

3. Korak: utvrđivanje n_{Mmax} i n_{Pmax} i njihovo uključivanje u niz vrednosti za n .

PRIMER:

$$n_{Mmax} = 3200 \text{ o/min}; \quad n_{Pmax} = 5900 \text{ o/min}$$

Novi niz vrednosti:

n	1000	1500	2000	2500	3000	<u>3200</u>	3500	4000	4500	5000	5500	<u>5900</u>	6000	6200
---	------	------	------	------	------	-------------	------	------	------	------	------	-------------	------	------

4. Korak (PREMA POTREBI): izmena pojedinih vrednosti n iz gornjeg niza, radi korekcije širine pojedinih podintervala (da bi se izbeglo da dve tačke leže suviše blizu jedna druge).

NAPOMENA: n_{Mmax} i n_{Pmax} predstavljaju karakteristične tačke te stoga one moraju biti zastupljene u nizu vrednosti n , odnosno ove tačke ne mogu biti predmet korekcije tj. izmene.

U gornjem nizu tačke 3000, 3200 i 3500 su veoma blizu jedna drugoj te se na ovom segmentu ne postiže optimalno reprezentovanje toka krivih $P(n)$ i $M(n)$. Kako tačka 3200 predstavlja n_{Mmax} , biće izvršena izmena preostale dve vrednosti:

- umesto tačke 3000, biće usvojena nova vrednost, tako da sada interval između 2500 i 3200 bude podeljen na dva jednaka (ili približno jednaka) dela. Odgovarajuću vrednost predstavlja npr. 2850.

- po analognom principu, umesto tačke 3500, usvaja se tačka 3600 (podela intervala između 3200 i 4000).

Dalje, tačka 5900 je veoma blizu tački 6000. Kako se, međutim, niz završava vrednošću 6200 (što je takođe bliska vrednost), u ovom slučaju će vrednost 6000 biti eliminisana kao suvišna. Vrednost 5500 se može oceniti kao dovoljno udaljena od 5900 te na ovom mestu nije nužno sprovesti korekciju.

Niz vrednosti nakon korekcije:

n	1000	1500	2000	2500	<u>2850</u>	3200	<u>3600</u>	4000	4500	5000	5500	5900	6200
---	------	------	------	------	-------------	------	-------------	------	------	------	------	------	------

NAPOMENA: izbor tačaka nije jednoznačno određen. Širine pojedinih podintervala ne moraju biti konstantne. Pri izboru je važno rukovoditi se principom da niz vrednosti što potpunije odslikava tok krivih. U zonama u kojima kriva $M(n)$ ima uglavnom ravnomeran, približno pravolinijski tok, širina podintervala može biti nešto veća. Na mestima intenzivnije promene $M(n)$ (maksimum, naglija promena toka i sl.) može biti neophodno suziti širinu intervala kako bi tok krive na ovom mestu bio što potpunije opisan nizom numeričkih vrednosti (odnosno kako bi se povećao broj diskretnih tačaka čiji raspored opisuje tok krive).

5. Korak: očitavanje vrednosti obrtnog momenta $M(Nm)$ za sve izabrane vrednosti n , osim za n_{Pmax} (da bi se što potpunije iskoristili zadati podaci, za ovaj broj obrtaja izračunava se obrtni moment, na osnovu podatka o maksimalnoj snazi)

Primer:

n	1000	1500	2000	2500	2850	3200	3600	4000	4500	5000	5500	5900	6200
M	85	100	115	130	140	147	145	142	140	135	130		110

6. Korak: izračunavanje vrednosti snage $P(kW)$ za očitane vrednosti obrtnog momenta $M(Nm)$

$$P = \frac{M \cdot n}{9554}$$

n	1000	1500	2000	2500	2850	3200	3600	4000	4500	5000	5500	5900	6200
M	85	100	115	130	140	147	145	142	140	135	130		110
P	↓8,9	15,7	24,1	34,0	41,8	49,2	54,6	59,4	65,9	70,6	74,8		71,4

7. Korak: očitavanje vrednosti maksimalne snage P_{MAX} i izračunavanje odgovarajuće vrednosti obrtnog momenta M_{Pmax}

$$M_{Pmax} = 9554 \cdot \frac{P_{MAX}}{n_{Pmax}}$$

Tabela T-1.2.

n	1000	1500	2000	2500	2850	3200	3600	4000	4500	5000	5500	5900	6200
M	85	100	115	130	140	147	145	142	140	135	130	123,1	110
P	8,9	15,7	24,1	34,0	41,8	49,2	54,6	59,4	65,9	70,6	74,8	76	71,4

1.6 Prenosni odnosi transmisije

Transmisija je sistem putem kog se obrtni moment motora prenosi do pogonskih točkova. Na pojedinim mestima vrši se transformacija obrtnog momenta i broja obrtaja, definisana prenosnim odnosom – i (detaljnije u tački 4). Uobičajena koncepcija putničkih vozila podrazumeva vršenje ove transformacije na dva mesta:

- unutar menjačkog prenosnika, kod kojeg se u skladu sa uslovima vožnje vrši izbor jednog od većeg broja (obično 5-7) stepeni prenosa – prenosni odnosi i_m (npr. Za 5-brzinski menjač $i=1,2,\dots,5$), i
- unutar glavnog prenosnika – prenosni odnos i_{GP} .

PRIMER:

MENJAČKI PRENOSNIK

Broj stepeni prenosa: 5

I stepen prenosa:	$i_m = i_I = 3,473$
II stepen prenosa:	$i_m = i_{II} = 2,617$
III stepen prenosa:	$i_m = i_{III} = 1,567$
IV stepen prenosa:	$i_m = i_{IV} = 1,007$
V stepen prenosa:	$i_m = i_V = 0,865$

GLAVNI PRENOSNIK

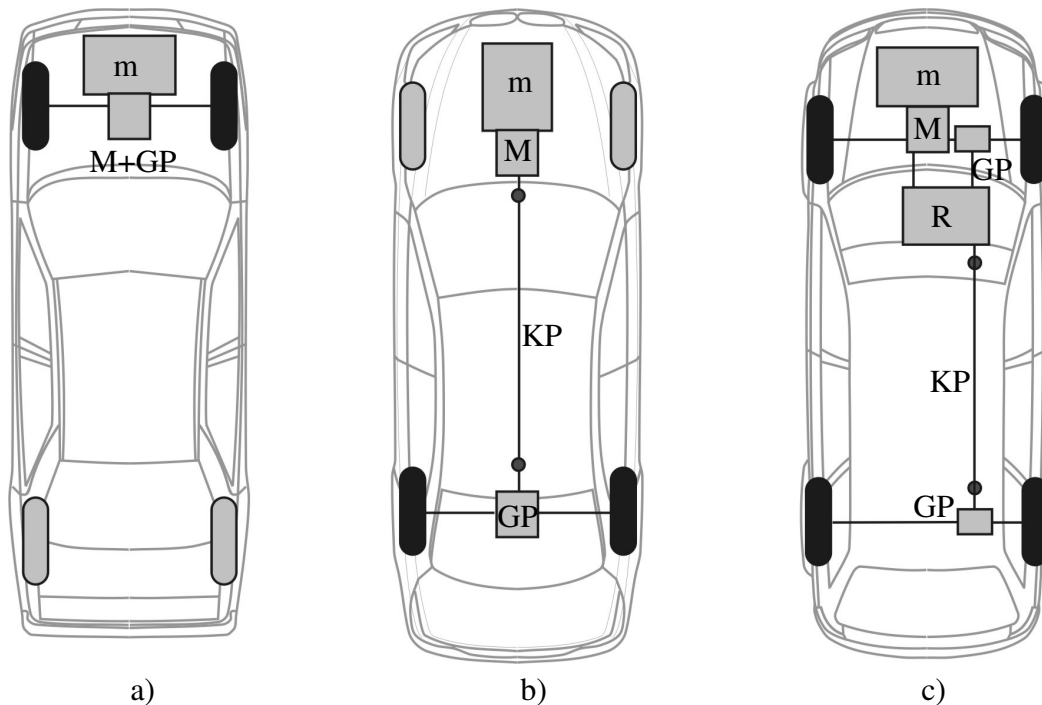
$i_{GP} = 3,765$

2 Stepen korisnosti transmisije

Transmisija je sistem vozila koji služi za prenos obrtnog momenta od pogonskog motora do pogonskih točkova, uz njegovo prilagođavanje uslovima vožnje. Osnovni elementi transmisije su:

- Spojnica – prenosi snagu pogonskog motora na transmisiju
- Menjački prenosnik – vrši transformaciju broja obrtaja i momenta motora radi prilagođavanja vučnih karakteristika vozila trenutnim uslovima eksploatacije
- Kardanski prenosnik (kardansko vratilo sa kardanskim zglobovima) – vrši prenos obrtnog momenta između udaljenih ili međusobno relativno pokretnih komponenata transmisije
- Razvodnik snage (samo kod vozila sa pogonom na sva četiri točka) – razvodi snagu pogonskog motora na prednju i zadnju osovinu

- Glavni prenosnik – vrši završnu transformaciju broja obrtaja i momenta; razvodi snagu na pogonske točkove jedne osovine



Slika 4. Osnovne koncepcije transmisije putničkih vozila

m – motor, M – menjač, GP – glavni prenosnik, KP – kardanski prenosnik, R – razvodnik snage

a) motor napred, pogon na prednjim točkovima

b) motor napred, pogon na zadnjim točkovima

c) motor napred, pogon na sva četiri točka

Određivanje gubitaka u transmisiji

Gubici u transmisiji nastaju usled otpora kulonovog i viskoznog trenja pri relativnom kretanju pojedinih elemenata (ležajevi, zupčanici, zglobovi, zaptivači, mazivo...), jer se deo snage pogonskog motora mora potrošiti na savlađivanje tih unutrašnjih otpora. Stepenn korisnosti transmisije računa se kao proizvod stepena korisnosti svih njenih komponenta u kojima nastaju gubici:

$$\eta_{TR} = \prod \eta_i$$

Orijentacione vrednosti stepena korisnosti pojedinih komponenta transmisije:

- menjač: $\eta_m = 0,94 - 0,98$
- kardanski prenosnik: . $\eta_{KP} = 0,98 - 1$
- glavni prenosnik: $\eta_{GP} = 0,94 - 0,98$
- razvodnik snage: $\eta_R = 0,96 - 0,98$

Za pojedine slučajeve prikazane na slici 4 gubici se računaju kao:

$$\begin{aligned} \text{slučaj a)} \quad \eta_{TR} &= \eta_M \cdot \eta_{GP} \sim 0,93 \\ \text{slučaj b)} \quad \eta_{TR} &= \eta_M \cdot \eta_{GP} \cdot \eta_{KP} \sim 0,90 \\ \text{slučaj c)} \quad \eta_{TR} &= \eta_M \cdot \eta_{GP}^2 \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_R \sim 0,87 \end{aligned}$$

ORIJENTACIONE NUMERIČKE VREDNOSTI KOJE SE MOGU USVOJITI U PRORAČUNU
--

Napomena: kocept motor nazad – pogon nazad odgovara slučaju a).

3 Otpori kretanja

U vučnom proračunu analizira se kretanje vozila po ravnoj horizontalnoj podlozi konstantnom brzinom, bez priključnog vozila. Otpori kretanja koji se javljaju u datim uslovima su otpor kotrljanja F_f i otpor vazduha F_w . Obe veličine zavisne su od brzine kretanja. Za savlađivanje svake od ovih sila pri određenoj brzini troši se određena snaga:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{3600} \quad P_w = \frac{F_w \cdot v}{3600} \quad P(\text{kW}), F(\text{N}), v(\text{km/h})$$

P_f – snaga potrebna za savlađivanje otpora kotrljanja

P_w – snaga potrebna za savlađivanje otpora vazduha

Zavisnost otpora kretanja od brzine izračunava se za niz diskretnih vrednosti, od $v=0$ do $v=v_{MAX}$, tako da poslednja vrednost u nizu bude veća od deklarisanе najveće brzine vozila. Za izabrani niz vrednosti brzine v izračunavaju se vrednosti F_f , P_f , F_w , P_w i zbirne vrednosti (ukupni otpor) $F_{UK}=F_f+F_w$ odnosno $P_{UK}=P_f+P_w$.

3.1 Otpor kotrljanja

Sila otpora kotrljanja F_f određuje se kao proizvod težine vozila G_U i koeficijenta otpora kotrljanja f .

Koeficijent otpora kotrljanja f

Koeficijent otpora kotrljanja zavisi od brzine kretanja vozila. U mirovanju ($v=0$), vrednost mu je statička - f_0 . Za **statičku vrednost koeficijenta otpora kotrljanja**, f_0 , usvaja se:

$f_0 = 0,01$ – za dobru asfaltnu podlogu

Za zavisnost koeficijenta f od brzine u literaturi je poznat veći broj empirijskih relacija. U radu koristiti obrazac:

$$f = f_0 + C_1 \cdot v + C_2 \cdot v^4, \quad v \text{ (km/h);} \quad C_1 = 5,42 \cdot 10^{-6}, \quad C_2 = 1,05 \cdot 10^{-11}$$

Sila otpora kotrljanja F_f

$$F_f = f \cdot G$$

G – težina vozila (N)

Snaga otpora kotrljanja P_f

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{3600} \quad P_f(\text{kW}), F_f(\text{N}), v(\text{km/h})$$

3.2 Otpor vazduha

Sila otpora vazduha proporcionalna je koeficijentu otpora vazduha c_w , veličini čeone površine vozila $A(\text{m}^2)$ i kvadratu brzine kretanja.

Sila otpora vazduha F_w

$$F_w = 0,0473 \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad , A(\text{m}^2), F_w(\text{N}), v(\text{km/h})$$

Snaga otpora vazduha P_w

$$P_w = \frac{F_w \cdot v}{3600} \quad P_w(\text{kW}), F_w(\text{N}), v(\text{km/h})$$

3.3 Ukupni otpori

Ukupna sila otpora

$$F_{UK} = F_f + F_w$$

Ukupna snaga otpora

$$P_{UK} = P_f + P_w$$

PRIMER: Otpori kretanju u zavisnosti od brzine kretanja

v (km/h)	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220
f	0.010	0.010	0.010	0.010	0.011	0.012	0.013	0.015	0.017	0.021	0.027	0.035
F_f (N)	184.00	186.02	188.45	192.35	199.49	212.34	234.08	268.60	320.48	395.04	498.27	636.89
P_f (kW)	0.00	1.03	2.09	3.21	4.43	5.90	7.80	10.45	14.24	19.75	27.68	38.92
F_w (N)	0.0	11.0	43.9	98.8	175.6	274.3	395.0	537.7	702.3	888.9	1097.4	1327.8
P_w (kW)	0.00	0.06	0.49	1.65	3.90	7.62	13.17	20.91	31.21	44.44	60.96	81.14
F_{UK} (N)	184.00	196.99	232.34	291.11	375.06	486.68	629.13	806.30	1022.79	1283.90	1595.63	1964.70
P_{UK} (kW)	0.00	1.09	2.58	4.85	8.33	13.52	20.97	31.36	45.46	64.20	88.65	120.06

4 Vučno-brzinska karakteristika

Vučno-brzinska karakteristika predstavlja zavisnost raspoložive obimne (vučne) sile na točku od brzine kretanja. Ova karakteristika predstavlja izlazni pokazatelj zajedničkog rada pogonskog motora SUS i menjačkog prenosnika.

4.1 *Idealna hiperbola vuče*

Idealna hiperbola predstavlja teorijsku zavisnost vučne sile na točku od brzine kretanja, uz pretpostavku da je maksimalna snaga motora P_{MAX} dostupna u celom dijapazonu brzina kretanja vozila:

$$F_{Oid} = \frac{3600 \cdot P_{MAX} \cdot \eta_{TR}}{v}$$

PREPORUKA: za izračunavanje numeričkih vrednosti F_{Oid} (v) koristiti isti niz vrednosti za brzinu kao u tabeli za proračun otpora kretanja (tačka 3), izuzev nule.

4.2 *Stvarna kriva vuče – VUČNI DIJAGRAM*

Kao polazna osnova za određivanje vučno – brzinske karakteristike koristi se brzinska karakteristika obrtnog momenta pogonskog motora SUS u zavisnosti od broja obrtaja.

PRIMER:

n	1000	1500	2000	2500	2850	3200	3600	4000	4500	5000	5500	5900	6200
M	85	100	115	130	140	147	145	142	140	135	130	123,1	110

Postupak za određivanje obimne sile na točku u funkciji brzine kretanja u određenom stepenu prenosa sprovodi se na sledeći način:

1. Za određeni broj obrtaja n , izračunati brzinu kretanja u datom stepenu prenosa:

$$v = \frac{0,377 \cdot r_D \cdot n}{i_m \cdot i_{GP}}$$

2. Za moment koji odgovara istoj vrednosti za n iz prethodne tačke, izračunati obimnu silu:

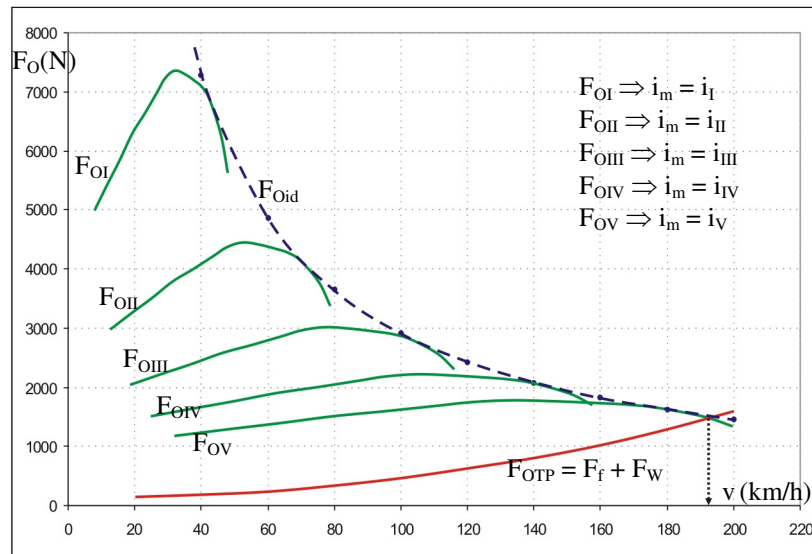
$$F_O = \frac{M \cdot i_m \cdot i_{GP} \cdot \eta_{TR}}{r_D}$$

U gornjim izrazima za i_m uzeti vrednost prenosnog odnosa u tekućem stepenu prenosa (počinje se sa prvim stepenom, tj. $i_m = i_I$).

Na ovaj način dobijena je jedna tačka dijagrama vučno-brzinske karakteristike, tj. određene su brzina kretanja v i obimna sila na tačku F_0 koje odgovaraju tačno jednom određenom režimu rada motora (definisanom preko broja obrtaja motora n i obrtnog momenta motora M koji odgovara tom broju obrtaja), u određenom stepenu prenosa menjačkog prenosnika.

3. Postupak sprovesti za ceo niz vrednosti M i n koje definišu brzinsku karakteristiku motora, i to za sve stepene prenosa menjačkog prenosnika posebno. Izračunavanjem niza ovih vrednosti za ceo dijapazon karakteristike motora (za sve vrednosti M i n), i za sve stepene prenosa menjačkog prenosnika (odnosno za sve vrednosti prenosnog odnosa $i_m = i_I, i_{II}, \dots$), i njihovim nanošenjem na dijagram $F_0 = F_0(v)$ dobija se stvarna kriva vuče odnosno vučni dijagram (slika 5), koji predstavlja zavisnost raspoložive obimne – vučne sile na tačku od brzine kretanja vozila.

Kontrola prilikom crtanja dijagrama vučno-brzinske karakteristike: krive $F_0(v)$ za pojedine stepene prenosa treba da se dodiruju (ne seku!) sa krivom $F_{Oid}(v)$ u tačkama koje odgovaraju broju obrtaja maksimalne snage n_{pmax} .

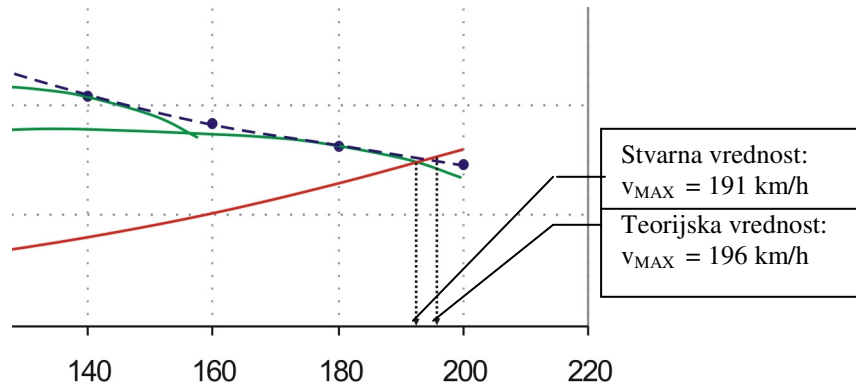


Slika 5. Stvarna hiperbola vuče – vučni dijagram
Zavisnost raspoložive obimne (vučne) sile na tačku F_0 od brzine kretanja v ; F_{Oid} – idealna hiperbola; F_{OTP} – otpori kretanju

GRAFIČKO ODREĐIVANJE MAKSIMALNE BRZINE KRETANJA V_{MAX} NA OSNOVU VUČNOG DIJAGRAMA

Sve dok je vučna sila veća od sile otpora kretanja ($F_0 > F_{OTP}$), vozilo može da ubrzava. Pošto sila F_0 opada a F_{OTP} raste sa porastom brzine, pri nekoj brzini ove sile će se izjednačiti tj. naći će se u ravnoteži. Tada ubrzavanje više nije moguće pa vozilo u tom režimu postiže maksimalnu brzinu kretanja. Na ovom principu zasniva se postupak grafičkog određivanja v_{MAX} . Ovaj postupak se sastoji u očitavanju vrednosti brzine v na mestu preseka krivih stvarne obimne sile na tačku F_0 i krive ukupnih otpora F_{OTP} . Sa dijagrama se takođe može odrediti u kom stepenu prenosa vozilo

dostiže maksimalnu brzinu (po pravilu, maksimalna brzina se dostiže u poslednjem ili pretposlednjem stepenu prenosa, što zavisi od karakteristika transmisije i ostalih parametara vozila).



Slika 6. Grafičko određivanje teorijske i stvarne maksimalne brzine kretanja vozila v_{MAX}

Pored stvarne, moguće je odrediti i teorijsku vrednost maksimalne brzine, odnosno onu koju bi vozilo moglo da dostigne sa aspekta raspoloživih resursa (odnosno snage) pogonskog motora. Teorijska maksimalna brzina određuje se presekom krivih F_{Oid} i F_{OTP} . Stvarna vrednost maksimalne brzine je obično nešto manja od teorijske, mada se odgovarajućim izborom prenosnih odnosa transmisije i dinamičkog poluprečnika kotrljanja točka može postići njihovo izjednačavanje (što se u praksi takođe može sresti). Na slici 6 prikazan je uveličani detalj vučnog dijagrama prikazanog na slici 5, sa ilustracijom postupka određivanja teorijske i stvarne maksimalne brzine.