

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 703/2017

Катарина С. Ђусић

**Оцена вучно-брзинских карактеристика
теретног возила
Завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јованка Лукић, проф. - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

Опише и анализира значајне параметре за оцену вучно-брзинских карактеристика теретног моторног возила,

Изврши прорачун вучно брзинских карактеристика теретног возила из серијске производње

Да упореди карактеристике сличних возила два различита произвођача.

Препоручена литература:

[1] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

[2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988

[3] Wong J. Y: Theory of ground vehicles, John Wiley & Sons, New York, 2001

[4] Техничке карактеристике возила

Крагујевац, 14.07.2018.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Садржај

1. Увод.....	1
2. Вучно-брзинске карактеристике возила.....	2
2.1 Карактеристике погонског агрегата.....	2
2.2 Механички степен корисности трансмисије.....	8
2.3 Једначина кретања аутомобила. Вучни биланс возила.....	8
2.4 Динамичка карактеристика и вучни биланс.....	12
2.5 Стабилност кретања. Аналитичко успостављање.....	15
2.6 Максимални успон.....	17
2.7 Одређивање максималне брзине возила.....	18
2.8 Одређивање убрзања возила.....	19
2.9 Одређивање времена и пута убрзавања.....	20
2.9.1 Одређивање времена убрзавања.....	20
2.9.2 Одређивање пута убрзавања.....	22
2.10 Биланс снаге возилаила.....	24
2.11 Максимални отпор пута и оцена вучно – брзинских карактеристика.....	27
2.11.1 Максимални отпор пута.....	27
2.11.2 Оцена вучно-брзинских каракт.....	27
2.12 Избор преносног односа главног преносника.....	29
2.13 Одређивање преносних односа мењача.....	32
2.13.1 Уводна разматрања.....	32
2.13.2 Први степен преноса.....	33
2.13.3 Одређивање међупреносних односа.....	34
2.14 Време синхронизације бројева обртаја при промени степена преноса.....	38
3. Гранична вредност отпора спрега возила.....	41
4. Отпори кретању возила.....	42
4.1. Отпор котрљања.....	42

4.2.Отпор ваздуха.....	43
4.3.Сила отпора нагиба пута.....	44
4.4.Отпор инрцијалних сила.....	45
4.5.Одређивање максималне брзине.....	45
4.6.Одређивање убрзања моторних возила.....	46
4.7. Одређивање успона које возило може да савлада.....	46
5. Прорачун вучно-брзинских карактеристика.....	47
6.Закључак.....	60
7.Литература.....	61

Сажетак

У првом делу рад обухвата објашњење вучно брзинских карактеристика а затим у другом делу рада се налази прорачун вучно брзинских карактеристика два теретна возила. Тако да се на основу овог прорачуна виде неке њихове карактеристике. У питању су карактеристике теретних возила тегљача Рено и Даф које су анализиране. На основу добијених резултата дошло се до закључка да Даф тегљач има боље вучне карактеристике, док Рено тегљача има боље брзинске карактеристике.

Кључне речи: брзинске карактеристике, вучни биланс, убрзање, брзина, преносни однос.

Summary

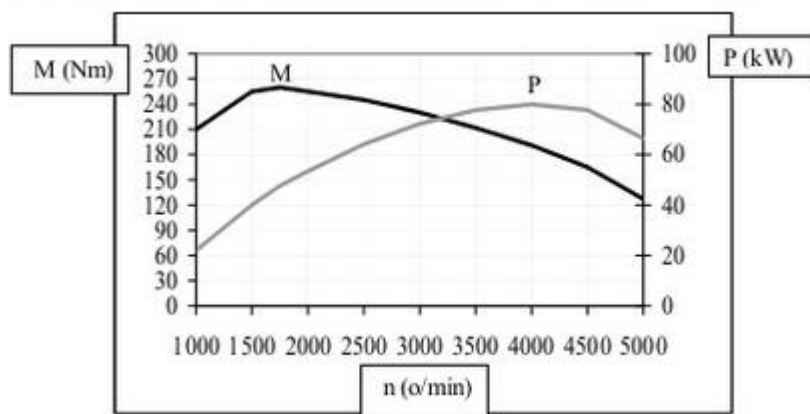
The first part includes an explanation of the speed-tow characteristics, and then in the second part shows the estimate of the special characteristics of the freight vehicles. So, based on this estimate we can see some of their characteristics. The characteristics of the of Renault truck and Daf truck are analyzed. Based on these results it was concluded that Daf truck has better traction characteristics, while the Renault vehicle has better speed characteristics than the other one.

Key words: traction characteristics, traction balance, acceleration, speed, transmission ratio.

1. Увод[2][3]

Код савремених моторних возила, примену углавном налазе четворотактни, бензински и дизел мотори са унутрашњим сагоревањем чије карактеристике (снага, обртни момент и потрошња горива) одступају од идеалних, јер зависе од броја обртаја и количине доведеног горива. Ове зависности су познате под називом брзинске карактеристике, а специјално при максималном доводу горива у мотор спољашње брзинске карактеристике. [2]

Под појмом брзинске карактеристике означава се зависност неког његовог излазног параметра од броја обртаја. Другим речима, брзинска карактеристика нпр. обртног момента, подразумева познавање вредности обртног момента за било који број обртаја између минималног и максималног при ком мотор може да ради. Одавде следи да брзинска карактеристика представља криву функционалне зависности $M = f(n)$. [3]



Слика 1: Брзинска карактеристика мотора – пример [3]

Карактеристике мотора сус (Мотор са унутрашњим сагоревањем), најосновној форми, по правилу приказују брзинским карактеристикама снаге P и обртног момента M . С обзиром да су момент и снага различите физичке величине тј. исказују се различитим димензијама, за сваку од њих се на дијаграму користи засебна вертикална оса са одговарајућом размером, слика 1. [3]

2. Вучно-брзинске карактеристике возила.[1]

У овом раду је обрађена тема Оцена вучно-брзинских карактеристика теретног возила. Рад се састоји од седам поглавља. У уводном делу су објашњене брзинске карактеристике, где се под појмом брзинске карактеристике означава зависност неког његовог излазног параметра од броја обртаја. Затим обрађене су вучно брзинске карактеристике возила, карактеристике погонског агрегата, емпиријско одређивање спољашње брзине, механички степен корисности трансмисије, једначина кретања возила, динамичка карактеристика и вучни биланс, стабилност кретања, максимални успон, одређивање максималне брзине возила, одређивање убрзања возила, одређивање времена и пута убрзања, биланс снаге возила, максимални отпор пута и оцена вучно-брзинских карактеристика, избор преносног односа главног преносника, одређивање преносних односа мењача и време синхронизације бројева обртаја при промени степена преноса. Следеће поглавље је везано за отпоре кретања возила у коме су објашњени, отпор котрљања, отпор ваздуха, сила отпора нагиба пута, отпор инерцијалних сила, одређивање максималне брзине и убрзања возила. У раду је и извршен прорачун два теретна возила за Даф и Рено тегљач.

Прорачун вуче

2.1 Карактеристике погонског мотора

Као што је познато снага мотора је пропорционална производу из обртног момента и броја обртаја: $P_e = M_e \omega_e [W]$ (2.1)

или

$$P_e = \frac{M_e \omega_e}{1000} = \frac{2\pi n M_e}{1000} [kW] \quad (2.2)$$

где су: $M_e [Nm]$ – момент мотора; $n [o/s]$ – број обртаја коленастог вратила и угаона брзина коленастог вратила $\omega_e = 2\pi n$.

Између момента мотора (M_e) и доводног момента погонским точковима (M_o) постоји следећа зависност:

$$M_o = M_e * i_m * i_o * \eta \quad (2.3)$$

Или

$$M_o = 159,24 \frac{P_e}{n} * i_m * i_o * \eta \quad (2.4)$$

Где су:

i_m – Преносни однос мењача

i_o – Преносни однос главног преносника

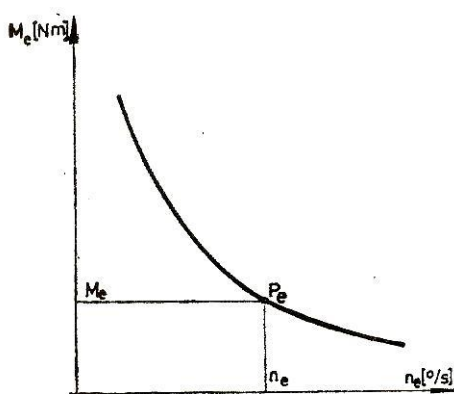
η – Степен корисности (S. K.) трансмисије.

Очигледно је да би идеалан мотор за возило требало да даје константну снагу за цео интервал броја обртаја. То значи да би производ M_n био константан, па би идеална крива снаге била хипербола у дијаграму M_e , као што је то приказано на *слици 2*.

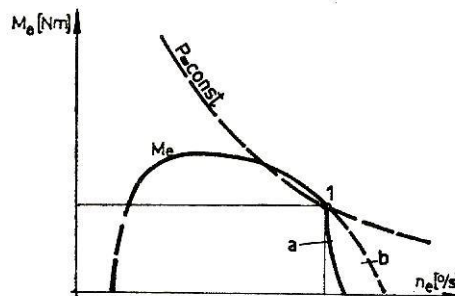
Ток криве обртног момента у функцији од броја обртаја има необично важан утицај на динамичке особине возила.

Од сваког мотора тражи се да има брзинску карактеристику што ближе приказаном току криве снаге на *слици 2*. Што је крива снаге мотора ближе идеалној кривој снаге каже се да мотор има већу сопствену способност претварања. С обзиром да карактеристика мотора са унутрашњим сагоревањем ипак знатно одступа од идеалне хиперболе примењује се мењач који врши даље претварање у жељеном правцу.

На *слици 3* упоређена је стварна крива момента M_e , са идеалном хиперболом која представља криву момента при $P_e = \text{const}$. При томе стварна крива момента, даље од тачке 1, може да опада нагло ако је мотор изведен са регулатором броја обртаја, који ограничава даље повећање броја обртаја, или (испрекидани наставак криве) та крива опада благо, при чему број обртаја може знатно да прекорачи n_{max} . У другом случају мотор нема регулатор броја обртаја. Појава знатног прекорачења броја обртаја n_{max} назива се разлетање мотора и може да доведе до недозвољених оптерећења моторних елемената па и ломова.



Слика 2: Идеална крива снаге [1]



Слика 3: Крива момента[1]

За дијаграм (M_e, n) има максимална снага полазећи од односа $P_e = M_e * n$,

$$\frac{dP_e}{dn} = \frac{dM_e}{dn} * n + M_e = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{M_e}{n} = \frac{dM_e}{dn} \quad (2.6)$$

Тачка В је додирна тачка између криве момента и криве константне снаге (идеалне хиперболе) у дијаграму (M, n) , *слика 4*. Ордината у тачки В представља симетралу угла између тангенте и праве која пролази кроз тачку В и координатни почетак 0.

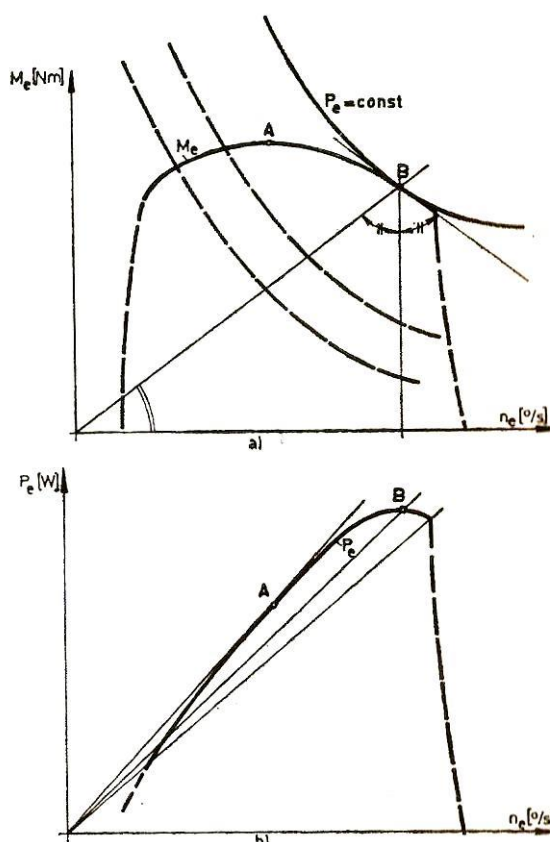
За дијаграм (P_e, n) важи за максимални момент:

$$\frac{dM_e}{dn} = \frac{1}{n} \left(\frac{dP_e}{dn} - M_e \right) = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{dP_e}{dn} - \frac{P_e}{n} = 0 \quad (2.8)$$

$$\frac{P_e}{n} = \frac{dP_e}{dn} \quad (2.9)$$

Са *слике 4* јасно се уочавају две карактеристичне тачке: у тачки А мотор развија свој највећи, максимални, обртни момент $M_{e\max}$, при n_m броју обртаја (овде индекс М означава број обртаја при максималном моменту); у тачки В мотор развија максималну снагу $P_{e\max}$,



Слика 4: Карактеристичне криве мотора а: - крива M_e , n ; б – крива P_e , n [1]

при n_p броју обртаја. Осим напред наведених карактеристичних тачака често се користе и друге тачке за оцењивање погодности мотора. На *слици 4* дате су те тачке.

За оцену подобности мотора обично се користе коефицијенти еластичности мотора. Тако има коефицијент еластичности по обртном моменту који се дефинише односом:

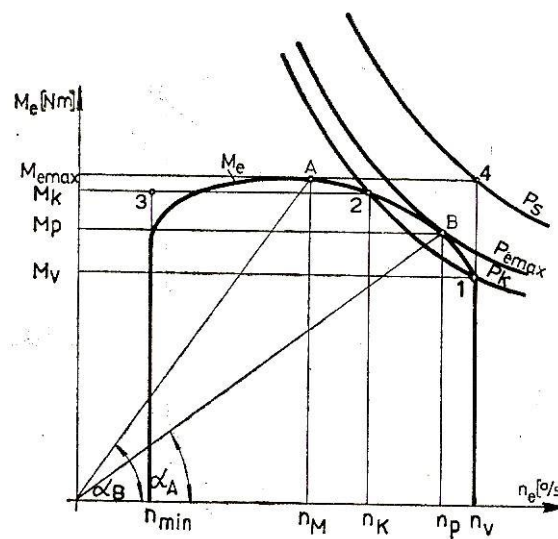
$$e_M = \frac{M_{e\max}}{M_p} \quad (2.10)$$

Тај коефицијент се креће у границама 1,05 – 1,2 за тракторске дизел моторе а 1,2 – 1,35 за аутомобилске карбураторске моторе. Очигледно да се са повећањем коефицијента e_M

повећава погодност мотора за коришћење у возилу. Аналогно предњем користи се и коефицијент еластичности по броју обртаја: $e_n = \frac{n_p}{m_p}$ (2.11)

са повећањем коефицијента e_n повећава интервал стабилне вожње и прилагођеност мотора да савлада краткотрајна преоптерећења. Код дизел мотора за тракторе овај коефицијент се креће у границама $e_n = 1,3 \div 1,6$ док је за аутомобилске карбураторске моторе $e_n = 1,6 \div 2,2$.

Осим напред наведених коефицијента могуће је, према дијаграму на *слици 5* увести још неколико карактеристичних односа као што су:



Слика 5: Карактеристичне тачке спољашње брзинске карактеристике мотора[1]

Табела 1: Карактеристичне тачке спољашње брзинске карактеристике мотора[1].

Тачке	M	n	P
1	M_n	$n_{max} (n_v)$	P_k
B	M_p	n_p	P_{emax}
2	M_k	n_k	P_k
A	M_{emax}	n_M	P_M
3	M_k	n_{min}	P_{nmin}
4	M_{emax}	n_{max}	P_s

а) односи снага: $\theta_p = \frac{P_{emax}}{P_k}$; (2.12) $\theta_s = \frac{P_s}{P_{emax}}$ (2.12)

б) однос момента: $\theta_M = \frac{M_{emax}}{M_k}$ (2.13)

с) односи бројева обртаја: $\alpha_n = \frac{n_{max}}{n_{min}}$; (2.15) $\alpha_n = \frac{n_{max}}{n_m}$; (2.16) $\alpha_k = \frac{n_{max}}{n_k}$ (2.14)

У зависности од тога шта се захтева од возила даће предност једном или другом коефицијенту. Уочено је да $n_{\max}$ представља истовремено број обртаја при коме се развијају максимална брзина возила па ће се у даљем тексту користити скраћено означавање n_v .

2.2 Механички степен корисности трансмисије[1]

Снага мотора која се користи на погонским точковима возила мања је од излазне снаге мотора (P_e) која је дефинисана спољашњом брзинском карактеристиком. У трансмисији долази до губитака; главни губици снаге су у мењачу, карданском преносу (зглобови, лежишта, клизајући склопови), главном преносу (или погонској осовини) и у лежиштима погонских точкова. Механички степен корисности трансмисије изражава се односом укупно расположиве снаге на погонским точковима (P_o) према укупно предатој, излазној, снази мотора (P_e):

$$\eta = \frac{P_o}{P_e} = \frac{P_e - P_r}{P_e} \quad (2.15)$$

Овде је P_r снага утрoшена на трењу у целокупној трансмисији. На основу напред реченог механички степен корисности трансмисије може се расчланити на следеће:

η_m – механички степен корисности мењача

η_k – механички степен корисности карданског преноса

η_o – механички степен корисности главног преноса, погонске осовине.

Јасно је да постоји и однос:

$$\eta = \eta_m * \eta_k * \eta_o \quad (2.16)$$

Однос је важећи уколико нема клизања спојке, што се и предпоставља. У противном мора се и узети у обзир и степен корисности спојке (η_s). У табели 4 дати су оријентациони подаци за вредности степена корисног дејства појединих механичких преносника.

Табела 2: Просечне вредности степена корисности[1]

Механизам	Степен корисности
Мењач:	
- Директни степен преноса	0,96 – 0,98
- међупреноси	0,94 – 0,96
Кардански преноса	0,98 – 1,0*
Главни преноса:	
- конусни зупчаници са круж. зубима	0,94 – 0,95
- хипоидни	0,97 – 0,98
- двострука редукција	0,85 – 0,95

2.3 Једначина кретања возила. Вучни биланс возила[1]

Једначина кретања возила у кондензованом облику гласи:

$$F_o = \sum R \quad (2.17)$$

или

$$F_o = R_f + R_v \pm R_\alpha \pm R_i \quad (2.18)$$

Као што се види отпор ваздуха се срачунава на основу релативне брзине (V_r), али уколико није посебно наглашено присуство ветра, узима се да је $V_r = V$ (релативна брзина ваздуха једнака брзини возила).

Отпор нагиба R_α узима се са знаком $+$ ако се возило креће на успону, односно са знаком $-$ ако се возило креће на паду (низбрдо).

Отпор R_i узима се са знаком $+$ ако се возило убрзава, односно са знаком $-$ ако возило кочи.

Сила F_o представља укупну обимну силу свих погонских точкова и, као што је већ речено, зваће се вучна сила или сила вуче. Она се срачунава по формули:

$$F_o = \frac{M_e * i_m * i_o * \eta}{r_d} \quad (2.19)$$

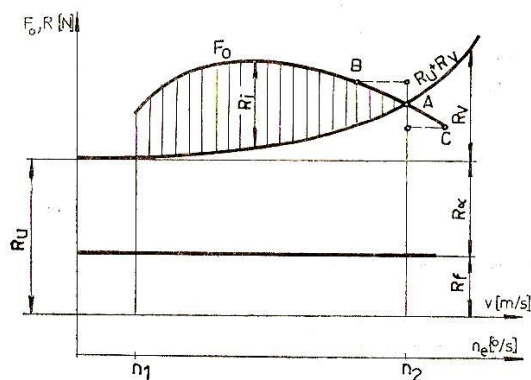
Ако сила отпора на десној страни једначине напише у проширеном облику добија се:

$$F_o = G f \cos \alpha + \frac{K A v^2}{13} \pm G \sin \alpha \pm \frac{G}{g} \left(1 + \frac{g j_z * i_m^2 * i_o^2}{g} \eta + \frac{g J T}{G r_d^2} \right) j \quad (2.20)$$

Или користећи израз за F_o и уводећи коефицијент утицаја обртних масаδ, има:

$$\frac{M_e * i_m * i_o}{r_d} \eta = G (F \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{K A v^2}{13} \pm \frac{G}{g} \delta j \quad (2.21)$$

Једначина назива се обично једначина вучног биланса возила. На основу ове једначине у стању је да се одреди величина укупне вучне силе F_o која је потребна за савлађивање одређених отпора, односно њеном анализом може да се сагледа како се вуна сила расподељује на савлађивање појединих отпора при кретању. Израз се користи при оцењивању вучно-брзинских карактеристика возила, али при упоређењу два возила.



Слика 6: Дијаграм вучног биланса возила [1]

Код пројектовања новог возила једначина вучног биланса даје могућност да се одреди потребна снага и обртни момент мотора. При томе се претпоставља да су остале карактеристике које се захтевају од новог возила познате, као што су: максимална брзина, укупна тежина под пуним оптерећењем, максимални успон који возило треба да савлада на путу са познатим коефицијентом отпора котрљања итд.

Даље, користећи једначину вучног биланса возила одређује се, на основу познате спољашње брзинске карактеристике мотора, преносне односе у појединим степенима преноса. О овоме поступку биће посебно говора. За оцену вучно-брзинских карактеристика возила служи велики број параметара, као што су:

- Максимална брзина;
- Максимално убрзање;
- Пут и време убрзавања;
- Максимални успон;
- Величина вучне силе, итд.

За дефинисање вучно брзинских карактеристика возила основно је одредити вучну силу, F_0 , у функцији од брзине кретања возила. Та зависност се може пронаћи испитивањем возила, или се може утврдити прорачуном, чисто аналитички, или графоаналитички полазећи од познатих елемената: спољне брзинске карактеристике мотора, преносних односа мењача и главног преносника као и других параметара возила. На слици 6 приказан је графички вучни биланс возила који чини саставни део графоаналитичке методе која се најчешће примењује. Приказане криве показују карактер појединих отпора и вучне силе у функцији од брзине возила и називају се дијаграм вучног биланса возила. Графички приказана само сила вуче у функцији од брзине назива се дијаграм вучно-брзинске карактеристике. Под претпоставком да нема клизања спојнице и погонских тачкова одређује се брзина возила у интервалу бројева обртаја ($n_{\min}$, $n_{\max}$) за сваки степен преноса мењача посебно, по формули:

$$V = \frac{2r_f \pi n}{i_m \cdot i_o} \text{ [m/s]} \quad (2.22)$$

Где су: n [1/s] и r_f [m].

Уколико јеп дато у [1/min] а брзина се срачунава у [km/h] користи се формула:

$$V = \frac{2 r_f * \pi * n * 3,6}{60 i_m * i_o} = 0,377 \frac{r_f * n}{i} [\text{km/h}] \quad (2.23)$$

Овде смо са i означили укупни преносни однос:

$$i = i_m * i_o \quad (2.24)$$

за мењач са три степена преноса, на пример, биће:

-За први степен преноса:

$$(V)_1 = 0,377 \frac{r_f * n}{i_1 * i_o} \quad (2.25)$$

-За други степен преноса:

$$(V)_2 = 0,377 \frac{r_f * n}{i_2 * i_o} \quad (2.26)$$

-За трећи степен преноса:

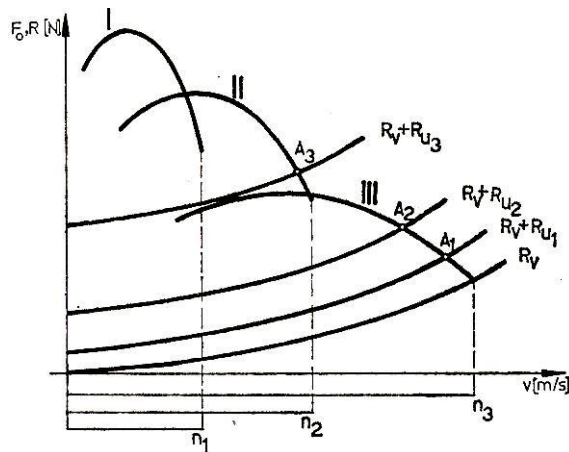
$$(V)_3 = 0,377 \frac{r_f * n}{i_3 * i_o} \quad (2.27)$$

Очигледно је да брзине у појединим степенима преноса за исти број обртаја (n) задовољавају односе.

$$(V)_1 i_1 = (V)_2 i_2 = (V)_3 i_3 = \dots = (V)_n i_n \quad (2.28)$$

Вучна сила F_o срачунава се по формули за унапред утврђене бројеве обртаја мотора, у интервалу $n_{\min}$, $n_{\max}$.

На *слици 7* дат је вучни биланс возила са тростепеним мењачем. Испод осе за брзину уцртане су још три осе n_1 , n_2 , n_3 . Почетне и крајње тачке на тим осама одговарају бројевима обртаја мотора $n_{\min}$ и $n_{\max}$. Очигледно је да је максимална могућа брзина у првом степену преноса $(V_{\max})_1$, у другом степену преноса $(V_{\max})_2$, односно $(V_{\max})_3$, у трећем степену преноса. При томе све ове брзине постижу се максималним бројем обртаја коленастог вратила.



Слика 7: Дијаграм вучног биланса возила са тростепеним мењачем [1]

Вучна сила је највећа у најнижем (првом) степену преноса а најмања у највишем степену преноса (за наш случај у трећем). Вратити се на слику б на којој су уцртани појединачно и кумулативно сви отпори за случај кретања возила константном брзином. Коефицијент отпора при котрљању обично се узима нешто увећан, $f = 1,5 f_0 = \text{const}$. Па се при котрљању задржава константан отпор за уобичајене брзине возила (до 150 km/h).

Отпор услед нагиба (R_α) је константан за све брзине кретања возила. На тај начин може се сматрати да и укупан отпор пута ($R_u = R_f + R_\alpha$) не зависи од брзине.

Отпор ваздуха (R_v) расте са квадратом брзине.

При кретању возила било којим константном брзином у интервалу ($V_{\min}$, $V_{\max}$) потребна вучна сила једнака је свим отпорима при кретању, наиме:

$$F_{ov} = R_f + R_\alpha + R_v = R_u + R_v \quad (2.29)$$

Међутим, ординате приказане криве вучне силе, F_o , добивене су на основу спољашње брзинске карактеристике мотора и одговарају максимално могућим вредностима вучне силе за пун довод горива мотору. Разлика ордината може се корисити за убрзавање возила:

$$F_o - F_{ov} = F_o - (R_u + R_v) = R_i \quad (2.30)$$

У овом случају, према слици б, за све константе брзине кретања користе се парцијалне карактеристике мотора које дају на погонским точковима вучну силу F_{ov} према једначини. Извучени делови ордината на слици б представљају разлике ордината максималне могуће вучне силе при пуном доводу горива и потребне вучне силе за кретање возила константном брзином. Све до пресечне тачке А у сваком моменту кретања константном брзином постоји разлика $F_o - F_{ov} = R_i$ која представља резерву вучне силе и која се при посматраној брзини може користити за убрзавање возила. Са повећавањем брзине разлика ордината се све више смањује па и интензитет могућег убрзања возила. У тачки А укупан отпор достиже вредност максималне могуће вучне

силе, F_0 , при томе је $F_0 - F_{0v} = 0$, па даље убрзавање возила није могуће. Апсциса пресечне тачке А представља максималну могућу брзину возила (V_{max}) за дате друмске услове. С обзиром на карактер криве вучне силе, свако случајно повећање укупног отпора пута, на пример услед наилаaska возила на неравнину пута, смањује брзину кретања да би се поново успоставила равнотежа вучне силе са укупним отпором при кретању (тача В). Важи у обрнуто (тачкаС). На *слици 7* уцртана су три различита отпора при кретању, за три различите вредности укупног отпора пута. Очигледне су промене максималне брзине (апсцисе пресечних тачака A_1, A_2, A_3). Такође је јасно да се, на пример отпор $R_v + R_{u3}$ може да савлада другим степеном преноса мењача.

2.4 Динамичка карактеристика и вучни биланс[1]

Вучни биланс има велики значај у решавању многих задатака. Међутим, за квалитативно оцењивање два возила није најпогоднији. Узмима се један очигледан пример:

За два возила са истим вучним силама при истим брзинама ако су различитих тежина не може се рећи да имају иста вучна својства. Стога би било боље да се упореде при истим брзинама специфичне вучне силе (γ_{01} и γ_{02}). Тиме би било у стању далеко реалније да се оцени два возила. За мале брзине то би било практично задовољавајуће. Међутим, при већим брзинама најјачи утицај имају величина чеоне површине и облик возила, па би закључак учињен само на основу специфичне вуче силе био непотпун или сасвим погрешан. Совјетски академик Чудаков уочио је тај проблем па је увео нову величину, која се назива динамички фактор или динамичка карактеристика возила, дефинишући је на следећи начин:

$$D = \frac{F_0 - R_v}{G} = \frac{R_u + R_i}{G} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} j \quad (2.31)$$

За мале углове α може да пише:

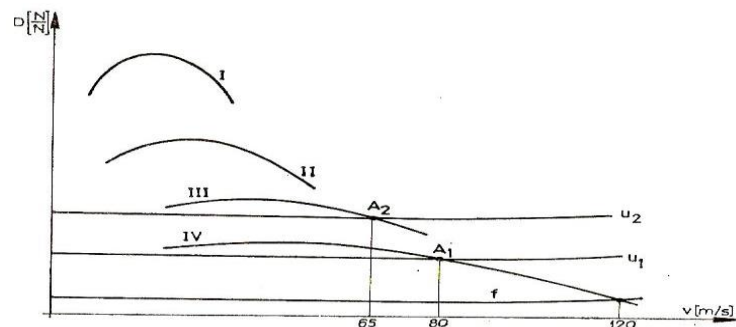
$$D = f + p + \frac{\delta}{g} j = u + \frac{\delta}{g} j \quad (2.32)$$

Идеја се своди на формирање нове величине (D) која би у себи већ садржала утицај отпора ваздуха (R_v) и тежину возила уз коришћење чињенице да су сви отпори, изузев отпора ваздуха, пропорционални тежини возила. У суштини ради се о коришћењу вучног биланса уз одговарајућу трансформацију, тако да се равнотежно стање при кретању возила приказује равнотежом коефицијента, а не равнотежом сила као што је то случај код вучног биланса. На *слици 8* дат је дијаграм динамичке карактеристике возила чији мењач има четири степена преноса.

Као што се и очекује карактер кривих динамичког фактора (D) одговара карактеру кривих вучне силе у појединим степенима преноса мењача. Дијаграм динамичке карактеристике је аналоган дијаграму вучног биланса возила. За случај равног кретања има на основу:

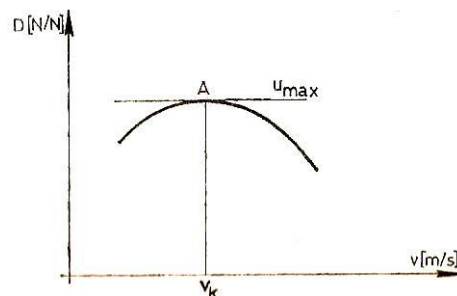
$$D = u \quad (2.33)$$

Уколико укупни коефицијент отпора пута има конкретну вредност u_1 , возило ће моћи да развије у четвртом степену преноса максималну брзину $(V_{\max})_4 = 80$ [km/h]. За неки други укупни коефицијент пута, u_2 , возач је принуђен да користи трећи степен преноса да би постигао максималну брзину $(V_{\max})_3 = 65$ [km/h]. Свака конкретна вредност u_1 дефинише тачно одређене услове пута. Максимални динамички фактор у сваком степену преноса одређује истовремено највећи укупни коефицијент отпора пута



Слика 8: Дијаграм динамичке карактеристике возила са четворостепеним мењачем [1]

($u_{1\max}$) који се може савладати при равномерном кретању возила одређеном брзином. Та брзина се обележава са V_k и назива се критична брзина.



Слика 9: Критична брзина [1]

При равномерном кретању возила већом брзином од критичне свако изненадно краткотрајно повећање или смањење отпора пута смањује, односно повећава брзину кретања истовремено повећавајући, односно смањујући вредност динамичког фактора (D) па се, за услов равномерног кретања, а по престанку поремећајног дејства, успоставља поново равнотежа при првобитној брзини. Такво кретање се назива стабилно.

Обрнуто, при равномерном кретању возила неком мањом брзином од критичне, свака случајна промена отпора пута довела би до успостављања равнотеже при некој новој брзини или до заустављања рада мотора. Такво кретање је нестабилно. Возило доводимо у стање стабилног кретања променом степена преноса. Овакво размишљање указује на то да брзина V_k дели поље испод криве динамичког фактора на два дела с обзиром на могућност успостављања равнотежног стања при кретању. Такође, може се

закључити да ће укључивање нижег степена преноса бити утолико чешће уколико је виша критична брзина (V_k) па се тиме погоршавају динамичке особине возила..

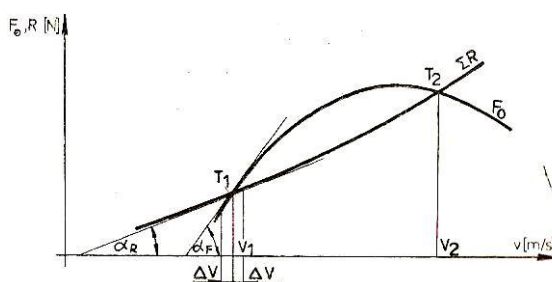
2.5 Стабилност кретања. Аналитичко успостављање[1]

Посматра сеслика 10. Крива укупног отпора сече се са кривом вучне силе у двема тачакама T_1 и T_2 . Возило се креће равномерно брзином V_1 (пресечна тачка T_1). За тај случај важи једнакост:

$$F_0 = \sum R = R_f + R_\alpha + R_v \quad (2.34)$$

Уколико се, услед било какве случајне сметње, брзина возила промени за величину ΔV горња једначина равнотеже биће нарушена. Прираштај брзине може да буде позитиван или негативан.

- 1) Случај: $\Delta V > 0$. Брзина возила се повећава, па је, према слици $F_0 - \sum R > 0$ односно: $F_0 > \sum R$



Слика 10: Стабилност кретања [1]

Настаје даље повећање брзине све до неке вредности брзине V_2 , када се успоставља ново равнотежно стање (тачка T_2).

Сада имамо: $F_0 = \sum R$ (за V_2)

- 2) За случај: $\Delta V < 0$. Брзина возила се смањује па је : $F_0 - \sum R < 0$, односно $F_0 < \sum R$

Уследиће и даље смањивање брзине кретања возила, односно броја обртаја коленастог вратила. Како је у делу дијаграма на слици 10 лево од V_1 стално важећи однос доћиће до пригушивања и потпуног заустављања рада мотора. Пада се у очи да је случајна сметња у близини брзине V_1 у оба случаја нарушила првобитно равнотежно стање, те да се у првом случају ($\Delta V > 0$) равнотежа успоставила при новој брзини кретања (V_2) а у другом случају ($\Delta V < 0$) није дошло до успостављања равнотеже (или, може се рећи да је равнотежа успостављена при $V = 0$). У оба случаја кретање је нестабилно. Посматра се сада кретање возила брзином V_2 (просечна тачка T_2). Случајна сметња ће опет дејствовати у једном од, напред наведена, два правца. Претпоставља се да је дошло до повећања брзине ($V_2 + \Delta V$), што значи да је укупни отпор ($\sum R$) у једном тренутку био

смањен. Следећег тренутка отпор се враћа на првобитну вредност па се поново успоставља равнотежа при брзини V_2 . Обратно, са изненадним повећањем укупног отпора смањује се брзина али већ следећег тренутка, када се отпор врати на своју првобитну вредност, успоставља се равнотежа при првобитној брзини V_2 . Дакле, близини брзине V_2 , случајна тренутна сметња доводи до малих тренутних колебања брзине али се брзо успоставља равнотежно стање при истој брзини. Овакво кретање називамо стабилно.

Напред изложено расуђивање може се изразити аналитички на следећи начин:

а) У области брзине V_1 , за нестабилно кретање, има:

$$\operatorname{tg}\alpha_F > \operatorname{tg}\alpha_R \quad (2.35)$$

Овде су: α_F – угао који заклапа тангента у тачки T_1 на криву вучне силе са позитивним делом апцисне осе а α_R – угао који заклапа тангента у тачки T_1 на криву укупног отпора са позитивним делом апцисне осе. Проширујући овај критеријум може да пише:

$$\frac{dF_0}{dv} > \frac{d\sum R}{dv} [1] \quad (2.36)$$

или

$$\frac{d(F_0 - R_v)}{dv} > \frac{dR_u}{dv} \quad (2.37)$$

Неједнакости представљају, дакле, услове за нестабилно кретање.

б) У области брзине V_2 , за стабилно кретање, има:

$$\operatorname{tg}\alpha_F < \operatorname{tg}\alpha_R \quad (2.38)$$

Очигледно да је у тачки T_2 $\operatorname{tg}\alpha_F$ негативан док $\operatorname{tg}\alpha_R$ остаје стално позитиван. аналогно напред речено има:

$$\frac{dF_0}{dv} < \frac{d\sum R}{dv} \quad (2.39)$$

или

$$\frac{d(F_0 - R_v)}{dv} < \frac{dR_u}{dv} \quad (2.40)$$

Неједнакости представљају, дакле, услове за стабилно кретање.

После напред изнетог разматрања може се да закључити у погледу равнотеже кретања возила, који се посматра као систем мотор – возило, следеће:

Уколико произвољно мало, случајно, оступање од брзине V при равнотежном стању кретања проузрокује појаву слободне вучне слике $(F_0 - \sum R)$ која тежи да повећа или смањи брзину кретања возила без поновног успостављања равнотеже, на првобитној брзини систем мотор – возило је нестабилно, па је и кретање при брзини V нестабилно.

За кретање каже се да је стабилно ако се поново успоставља равнотежа кретања при истој првобитној брзини, по претсанку дејства случајног поремећаја.

2.6 Максимални успон[1]

Максимални успон који возило може да савлада налазимо из једнакости:

$$D = u = f \cos \alpha + \sin \alpha = f \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + \sin \alpha \quad (2.41)$$

При савлађивању максималног успона, брзина кретања је константна. Ослобађањем корена добија се квадратна једначина:

$$(1 + f^2) \sin^2 \alpha - 2D \sin \alpha + (D^2 - f^2) = 0 \quad (2.42)$$

Одавде је:

$$\sin \alpha = \frac{D \pm f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \quad (2.43)$$

С обзиром на природу проблема и значења коефицијента D и f узима се решење са знаком $-$ испред корена, па је:

$$\sin \alpha = \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \quad (2.44)$$

С обзиром да је:

$$1 > D > f \quad (2.45)$$

Корен има реалну и позитивну вредност. Поред напред изложене коректне аналитичке методе, за срачунавање максималног успона, често се примењује приближни образац:

$$D = u \approx f + \operatorname{tg} \alpha \quad (2.46)$$

Очигледно је да се образац добија заменом $\cos \alpha \approx 1$ и $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$. И има:

$$(\operatorname{tg} \alpha)_{\max} \approx D_{\max} - f \quad (2.47)$$

Максимални успон који возило може да савлада (при кретању са константном брзином!) у одговарајућем степену преноса може се одредити графички сасвим једноставно и довољно тачно. На криву динамичке карактеристике повлачи се тангента паралелна са апсцисном осом. Тачка додира (А) даје својом ординатом вредност максималног отпора, а својом апсцисом брзину са којим се савлађује тај отпор. На пример, за равномерно кретање ($j=0$) у трећем степену преноса има:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 \max i = D_3 \max - f \quad (2.48)$$

2.7 Одређивање максималне брзине возила [1]

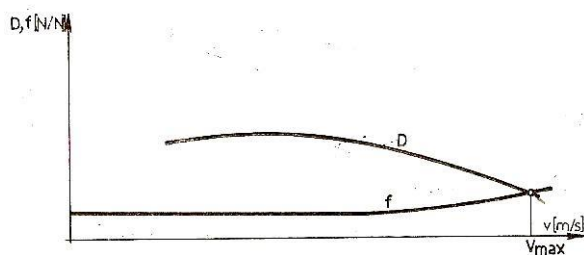
Максимална брзина ($V_{\max}$) представља један од основних параметара динамичности возила. Одређује се аналитички, графоаналитички и експериментално. Пут хоризонталан у одличном стању.

а) Аналитички се одређује на основу формуле:

$$V_{\max} = 0,377 \frac{r_{f_{\max}}}{i_m i_o} [\text{km/h}] \quad (2.49)$$

За i_m узима се најмања вредност из низа степена преноса мењача; то је преносни однос највишег степена преноса. Уместо r_d под претпоставком да нема клизања ($r_f = r_d$). Овако срачуната брзина представља могућу максималну брзину с обзиром на кинематске односе. Постојање евентуалног вишка вучне силе при овој брзини не би могло да се искористи за постизање веће брзине, већ за савлађивање већих отпора пута при истој брзини. У том случају срачуната брзина представља истовремено и максималну брзину возила.

б) Графо-аналитички одређује се на основу дијаграма динамичке карактеристике возила када се у исти унесе коефицијент отпора котрљања у функцији од брзине.



Слика 11: Графоаналитичко одређивање максималне брзине [1]

Пресечна тачка криве коефицијента отпора котрљања са кривом динамичке карактеристике возила за највиши степен преноса мењача одређује својом апсцисом максималну брзину кретања возила, $V_{\max}$. За тај случај има:

$$D = f \quad (2.50)$$

Овом методом добијену максималну брзину треба упоредити са срачуном по формули. Мања вредност представља максималну брзину возила.

ц) Експериментално одређивање максималне брзине возила врши се на делу пута са асфалтно – бетонским покривачем у одличном стању. Пут треба да је прав хоризонталан, без икакве препреке у дужину о 3 – 5 km. Максимална брзина треба да се одржи на дужини од 1 km пута при чему се штоперицом мери време t , у секундама. Тада је:

$$V_{\max} = \frac{3,6 \cdot 1000}{t} = \frac{3600}{t} [\text{km/h}] \quad (2.51)$$

2.8 Одређивање убрзања возила[1]

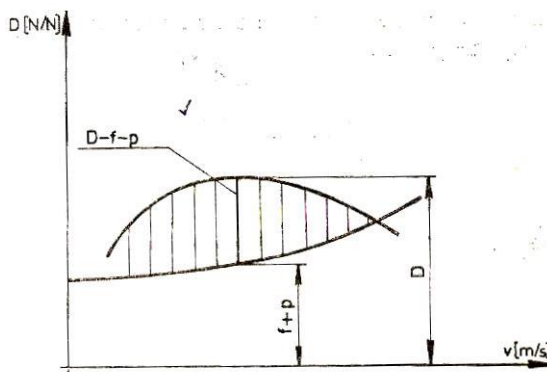
На основу познате једнакости:

$$D = f + p + \frac{\delta}{g} j \quad (2.52)$$

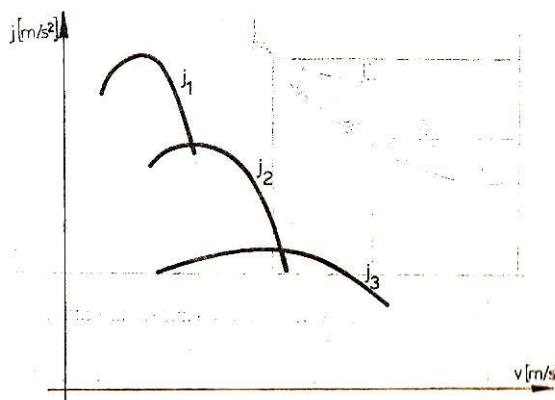
има:

$$j = (D - f - p) \frac{g}{\delta} \quad (2.53)$$

Као што се са *слике 12* види величина $(D - f - p)$ представља разлику ордината динамичког фактора и коефицијента отпора пута $(f + p)$. За различите вредности брзина дати су одсечци ових разлика. Множењем тих величина са тим коефицијентом g/δ добија се вредности за убрзања за изабране брзине кретања возила у одређеним степенима преноса. Карактер кривих зависности убрзања од брзине дат је на *слици 13* за случај примене мењача са три степена преноса. Са слике се види да те криве имају сличан ток као и криве динамичке карактеристике; међутим, може да се деси, а у зависности од промене коефицијента δ , да крива убрзања у првом степену преноса, на пример, падне испод криве убрзања у другом степену преноса.



Слика 12: Одређивање величине $(D - f - p)$ [1]



Слика 13: Криве убрзања за возило са транстепеним мењачем [1]

Максимална убрзања у појединим степенима преноса одређују се на хоризонталном путу у одличном стању ($p = 0$).

2.9 Одређивање времена и пута убрзавања[1]

Време и пут убрзавања претстављају елементе са којима се оцењује процес убрзавања за возило коме је потребно краће време за убрзавање у одређеном интервалу брзине (на пример од 20 до 80 km/h) каже се да је живљи од другог возила коме је потребно дуже време. Такође је необично важно познавање пређеног пута на коме се постиже повећање брзине у одређеном интервалу брзина.

2.9.1 Одређивање времена убрзавања[1]

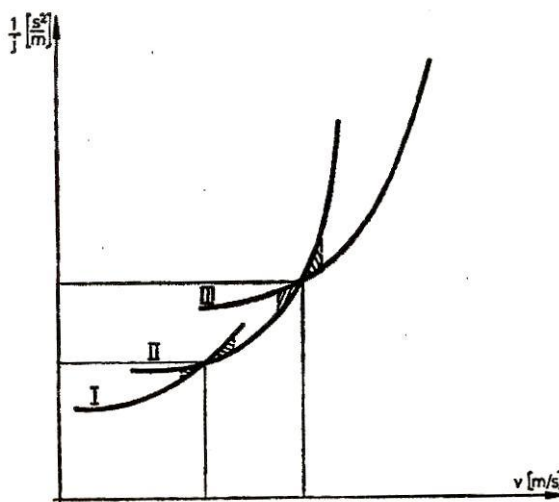
Полазимо од једначине:

$$J = \frac{dv}{dt}, \text{ одакле је:} \quad (2.54)$$

$$dt = \frac{dv}{j} \quad (2.55)$$

Бесконечно малом прираштају брзине одговара бесконачно мало време dt ; за одређивање коначног времена у коме се брзина промени од V_0 до V_n извршиће се интеграљење диференцијалне једначине:

$$\int_0^t dt = t = \int_{V_0}^{V_n} \frac{dv}{j} \quad (2.56)$$



Слика 14: Криве реципрочних вредности убрзања [1]

С обзиром да обично не располажемо аналитичким изразом за $j = f(v)$, не може директно да се срачуна интеграл на десној страни једначине (9.45) па се користи методом графичког интегрирања. Поступак одређивања времена убрзавања представља графоаналитичку методу.

На основу дијаграма зависности убрзања возила од брзине кретања (слика 12) може да се формира крива реципрочних вредности убрзања ($1/j$) у функцији од брзине (V). Карактер овако формираних кривих дат је на слици 14.

Елементарна површина малог прираштаја брзине може се она основу слике 15 срачунати по формули:

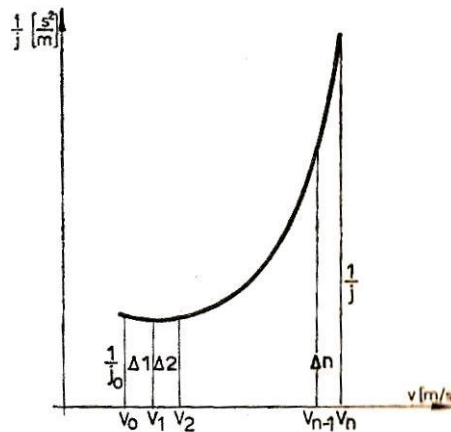
$$\Delta = d_v \frac{l}{j} a b \quad (2.57)$$

Овде су: а, b, одговарајуће размере за брзину и реципрочно убрзање, односно 1 [m/s] је представљен са а [mm] и 1 [s²/m] је представљен са b [mm]. Сада је:

$$d_v \frac{1}{j} = d_t = \frac{\Delta}{ab} \quad (2.58)$$

овде је:

$$t = \int_{V_0}^{V_n} \frac{1}{j} d_v = \frac{\sum \Delta i}{ab} \quad (2.59)$$



Слика 15: Срачунавање површине испод криве реципрочних вредности убрзања [1]

У појединим интервалима брзина (слика 15) одређују се потребна времена према следећем:

$$t_1 = \frac{\Delta_1}{ab} \quad (2.60)$$

$$t_2 = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{ab} \quad (2.61)$$

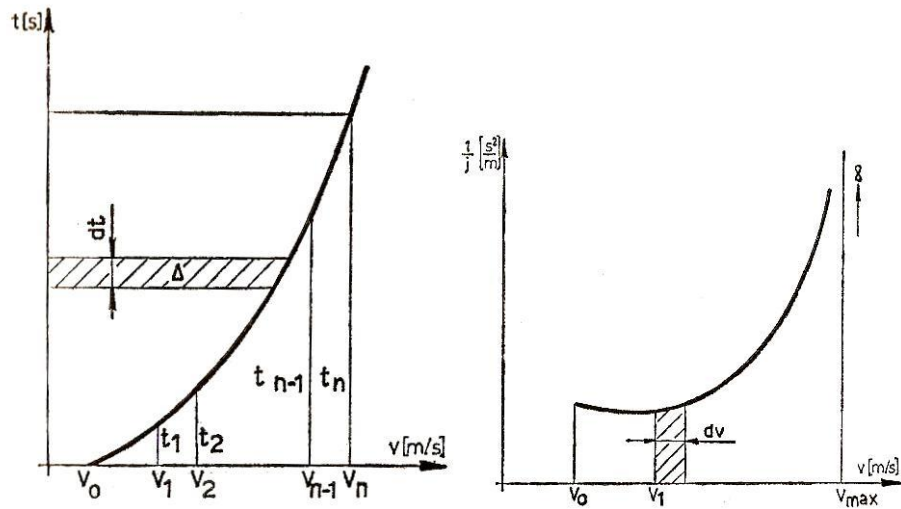
.....

$$t_n = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_{n-1} + \Delta_n}{ab} \quad (2.62)$$

Ако се нанесу времена $t_1, t_2, \dots, t_n$ потребна за убрзавање возила од брзине V_0 до одговарајућих брзина $V_1, V_2, \dots, V_n$, у функцији од тих брзина добиће се кива времена убрзавања, као што је приказано на слици 16. Напред изложени поступак треба применити на све степене преноса, полазећи од одговарајућих кривих реципрочних убрзања. Посматрајући шрафиране површине кривих $1/j$ у близини пресечних тачака (слика 14) закључује се да су најмање површине, па и најмање време убрзавања, ако се

промена степена преноса у мењачу врши при брзинама које одговарају пресечним тачкама двеју суседних кривих реципрочних убрзања. Уколико се промена степена преноса врши при већој или мањој брзини потребно време убрзавање повећава.

Приликом срачунавања потребног времена за убрзавање, када се ради о међусобном упоређењу два возила, не узимају се у обзир субјективни фактори, искуство и спретност возача. Упоређење се врши под претпоставком да ће се степен преноса правовремено мењати. У стварности субјективни фактори имају велики утицај и значај.



Слика 16: Крива времена убрзања [1] Слика 17: Крива реципрочног убрзања [1]

Из дефиниције максималне брзине возила јасно је да се она остварује при $j=0$. Тада је $1/j = \infty$, па се крива реципрочног убрзања асимптотски приближава максималној брзини ($V_{\max}$) и тангира је, теоријски, у бесконачности (слика 17). Из тога следи закључак да је потребно време за убрзавање до максималне брзине бесконачно велико. (Максимална брзина је дефинисана као апциса пресечне тачке кривих D и f). Овакав закључак на први поглед не изгледа логичан међутим, у стварности је закључак на своме месту. Убрзавање од неке брзине сасвим блиске максималној врши се врло споро. При томе стварна брзина кретања одступа у незнатној мери од $V_{\max}$; инструменти не региструју ово одступање. Стога овакво кретање прихвата се као равномерно са константном брзином $V_{\max}$. За практично третирање проблема грешка је занемарљиво мала.

2.9.2 Одређивање пута убрзавања[1]

Пут убрзавања одређује се на основу добијене криве времена убрзавања (слика 16). При томе полази се од познатог односа:

$$V = \frac{ds}{dt}; \quad ds = v dt \quad (2.63)$$

За добијање коначне величине пута, који пређе возило у процесу убрзавања у интервалу (t_0, t_n) , извршиће се интеграљење:

$$\int_0^s ds = \int_{t_0}^{t_n} v dt \quad (2.64)$$

даље следи:

$$S = \int_{t_0}^{t_n} v dt \quad (2.65)$$

Као што је већ напоменуто, не располаже се аналитичким изразима $j = f(v)$ и $v = \psi(t)$, па се врши графичко интеграљење.

Са слике 16 има израз за елементарну површину трапеза:

$$\Delta = v * d_t * a * c \quad (2.66)$$

Овде су:

а- Размера за брзину, која је већ усвојена;

с- Размера за време ($1 [s] \rightarrow c [mm]$).

сада је:

$$S = \int_{t_0}^{t_n} v dt = \frac{\sum \Delta_i}{ac} \quad (2.67)$$

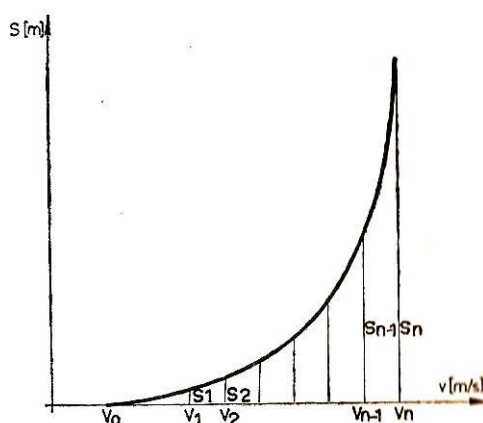
Криву пута убрзавања се формира, потпуно аналогно напред реченом, делић интервал брзине v_0, v_n , на више једнаких подинтервала. На тај начин има:

$$S_1 = \frac{\Delta_1}{ac} \quad (2.68)$$

$$S_2 = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{ac} \quad (2.69)$$

.....

$$S_n = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_{n+1} + \Delta_n}{ac} \quad (2.70)$$



Слика 18: Крива пута убрзавања[1]

На слици 18 дата је крива пута убрзавања.

2.10 Биланс снаге возила[1]

Уместо уравнотежавања вучне силе (F_o) са силама отпора ($\sum R$), што је био случај код вучног биланса, односно једначине кретања возила, може се вршити уравнотежавање доведене снаге на погонске тачке (P_o) са ангажованом снагом на савлађивање отпора при кретању. Аналогно израз за вучни биланс може да пише за снагу:

$$P_o = \eta P_e = P_f + P_\alpha + P_v + P_i \quad (2.71)$$

Израз говори да је у сваком моменту доведена снага погонским тачковима једнака укупно потребној снази на савлађивање свих отпора при кретању. Израз представља биланс снаге возила. Врло је погодан за решавање проблема економичности потрошње горива као и низа других анализа утицаја појединих параметара система мотор – возило. Позната је веза између снаге и силе која дејствује на тело у покрету:

$$P = \frac{R \cdot v}{1000} \quad (2.72)$$

Овде је R сила у [N] а v – брзина у [m/s]. За случај да је брзина дата у [km/h] има израз за снагу:

$$P_f = \frac{R_f \cdot v}{1000} = \frac{G f \cos \alpha \cdot v}{1000} \quad (2.73)$$

$$P_\alpha = \frac{R_\alpha \cdot v}{1000} = \frac{G \sin \alpha \cdot v}{1000} \quad (2.74)$$

$$P_v = \frac{R_v \cdot v}{1000} = \frac{K A \cdot v^3}{1000} \quad (2.75)$$

$$P_i = \frac{R_i \cdot v}{1000} = \frac{\frac{\delta}{g} G j v}{1000} \quad (2.76)$$

Сада се може написати једначина у проширеном облику:

$$P_o = \frac{G f \cos \alpha \cdot v}{1000} + \frac{G \sin \alpha \cdot v}{1000} + \frac{K A \cdot v^3}{1000} + \frac{\frac{\delta}{g} G j v}{1000} \quad (2.77)$$

У формули за одређивање снаге P_v коефицијент отпора ваздуха K дат је у [Ns^2/m^4] а чеона површина возила у [m^2].

Ако се графички прикаже величине потребних снага за савлађивање отпора, као и снагу на погонским тачковима, која се добија множењем ордината снаге P_e са укупним степеном корисности трансмисије, η добиће се дијаграм снаге или дијаграм биланса снаге возила.

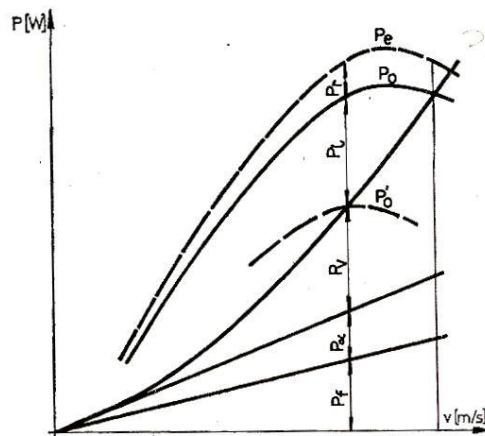
Разлика ордината P_e и P_o представља снагу употребљену на савлађивање трења у трансмисији. Величина те снаге срачунава се из изрази:

$$P_f = (1 - \eta) P_e \quad (2.78)$$

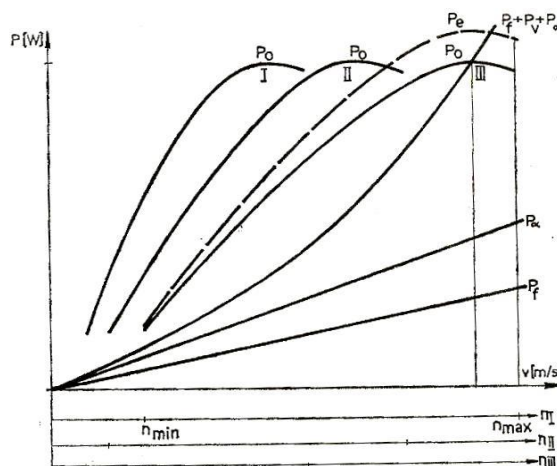
Према једначини и слике 18 очигледно је да разлика ордината између криве P_o и криве снаге укупног отпора $P_f + P_a + P_v$ представља део снаге P_i који може користити за повећање брзине кретања, односно за убрзавање возила. Повећање брзине кретања могуће је све до тачке у којој се секу криве P_o и $P_f + P_a + P_v$. Пресечна тачка дефинише својом апсцисом максималну брзину v_{max} која се остварује при $P_i = 0$ ($j=0$). Ако би остварили кретање при некој мањој константној брзини, на пример v_1 потребно је смањити снагу мотора смањењем довода горива, чиме се смањује и снага доведена на погонске тачкове. На слици 19 испрекидана крива представља ту парцијалну снагу мотора.

На слици 20 приказан је дијаграм снаге возила са тростепеним мењачем. Ординате појединих тачака криве P_o међусобно су једнаке за све степене преноса при одговарајућим режимима рада мотора, уз претпоставку да η има исту вредност за све степене преноса.

На слици 21 приказан је конкретан пример биланса снаге возила са четворостепеним мењачем. Возило развије максималну брзину $v_{max} \approx 185$ [km/h] у четвртом степену преноса. На путу нагиба – 5% возило би, могло да развије брзину од око 200 [km/h] при коришћењу парцијалне криве снаге. Криве укупног отпора на путу нагиба 10%, 20% и 30%, возило може да савлада трећим, другим, односно првим степеном преноса.

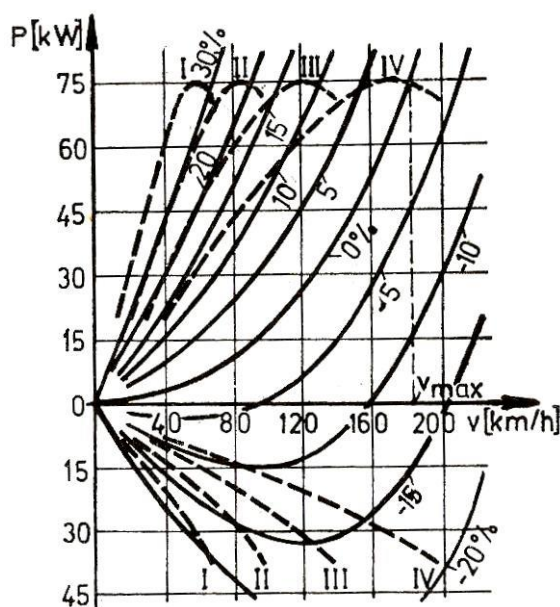


Слика 19: Дијаграм биланса снаге аутомобила [1]



Слика 20: Биланс снаге возила са тростепеним мењачем [1]

На низбрдицама, путевима са негативним нагибима, постоји могућност кочења мотором у појединим степенима преноса мењача. Ефекат кочења мотора утолико је већи уколико је мењач у нижем степену преноса. Са дијаграма на слици 21 може да се прочитају равнотежна стања ($V = \text{const}$) у појединим степенима преноса мењача за различите негативне нагибе пута. Тако на путу нагиба -10% може да се успостави равнотежно стање при брзини око 80 [km/h] , у четвртом степену преноса. На путу нагиба -15% могу да се успоставе равнотежна стања при брзинама од око $150, 125$ и 80 [km/h] у четвртом, трећем и другом степену преноса мењача ретроспективно.



Слика 21: Биланс снаге возила са четворостепеним мењачем [1]

2.11 Максимални отпор пута и оцена вучно – брзинских карактеристика[1]

2.11.1 Максимални отпор пута

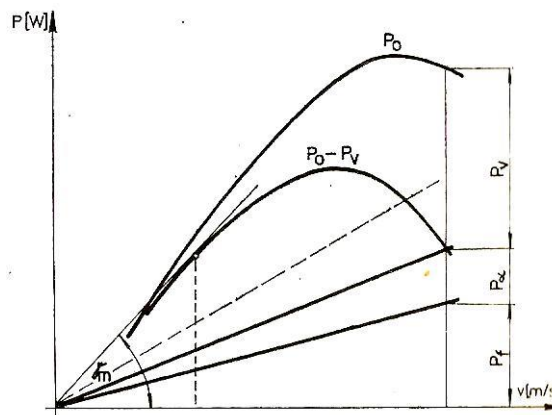
За случај $j = 0$ може да изврши следећу трансформацију израза за биланс снаге:

$$P_o = \frac{KA \cdot v^3}{1000} + \frac{Gf \cos \alpha \cdot v}{1000} + \frac{G \sin \alpha \cdot v}{1000} \text{ или } \quad (2.79)$$

$$\frac{P_o - P_v}{v} \frac{10^3}{G} = f \cos \alpha + \sin \alpha \approx f + p = u \quad (2.80)$$

Аналогно термину слободне вучне силе ($F_o - R_v$), израз ($P_o - P_v$) назива се слободна снага. Израз $\frac{P_o - P_v}{v}$ представља у некој размери тангенс угла (γ) правих приказаних на слици 22. Такође је јасно да је максимални отпор, који возило може да савлада пропорционалан односу $\frac{P_o - P_v}{v}$.

Максимална величини угла ($\gamma_{\max}$) добија се повлачењем тангенте кроз координатни почетак на криву ($P_o - P_v$); тачка у којој тангента додирује криву слободне снаге дефинише режим максималне слободне вучне силе и одговарајућу брзину равномерног кретања са којом возило савлађује највећи отпор пута.



Слика 22: Отпор пута[1]

2.11.2 Оцена вучно-брзинских карактеристика [1]

За међусобно упоређење два возила, користећи се билансом снаге, погодно је извршити аналитичку трансформацију основног изрази, према следећем:

$$P_o - \frac{KA \cdot v^3}{1000} = \frac{Gu}{1000} v + \frac{\delta}{g} \frac{G}{1000} jv \quad (2.81)$$

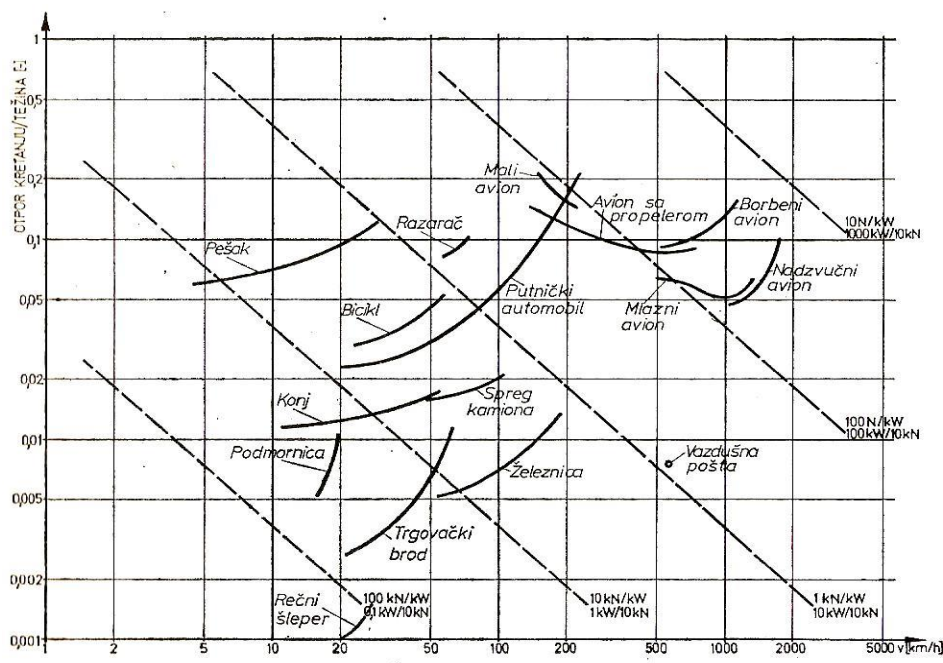
Као и раније претпоставља мале углове нагиба за које може да стави $\cos \alpha \approx 1$ и $\sin \alpha \approx \tan \alpha = p$. Даље је:

$$\frac{P_o - P_v}{G} = \frac{v}{1000} \left(u + \frac{\delta}{g} j \right) \quad (2.82)$$

Овако дефинисан израз за специфичну слободну снагу аналоган је изразу за динамички фактор, али са знатно мањом практичном применом. Међутим, врло често се користи израз за специфичну снагу који дефинише однос максималне снаге мотора ($P_{e \max}$) и укупне тежине возила.

Често се за лака возила, уместо специфичне снаге, користи специфична тежина изражена у $[\text{kg/kW}]$, и то за два тежинска стања, за непотерећена возила и са пуним оптерећењем.

На слици 23 дата је зависност специфичног отпора (однос отпора кретању и тежине превозног средства) и брзине кретања за различита саобраћајна средства. Упоредно су уцртане линије константне специфичне тежине и константне специфичне снаге превозног средства.



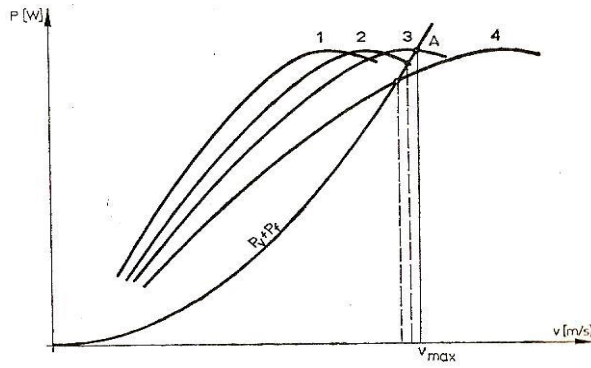
Слика 23: Зависност специфичног отпора од брзине кретања [1]

Са слике се лако закључује да, са енергетског аспекта. Возила спада у мање економична саобраћајна средства, нарочито за брзине преко 100 km/h.

2.12 Избор преносног односа главног преносника[1]

Размотрити утицај главног преносника, i_0 на вучне особине возила. Утицај мењача одстранићемо избором директног степена преноса мењача, $i_m = i_d = 1$.

На слици 22 нацртане су криве снаге, $P_o = P_e \eta$ за различите вредности преносних односа $i_{01}, i_{02}, i_{03}, i_{04}$. Такође, уцртана је крива снаге отпора пута ($P_f + P_v$), за случај кретања возила по хоризонталном путу. (Обично се при оваквим анализама претпоставља добар пут, $f=0,02$). Из дијаграма је очигледно да је највећа брзина возила за пресечну тачку А. Та тачка је дефинисана пресеком криве снаге укупног отпора пута са максималном снагом на погонским точковима.



Слика 24: Биланс снаге возила за $i_0 = i_{01}, i_{02}, i_{03}, i_{04}[1]$

Само једна крива снаге на погонским точковима пролази кроз тачку А. То је крива која је дефинисана преносним односом i_{03} (у нашем случају). Осталим преносним односима, i_{01}, i_{02}, i_{04} одговарају криве погонске снаге чије пресечне тачке са кривом укупног отпора пута имају мање апсцисе а при томе је искоришћење снаге непотпуно. Уколико би преносни однос био већи од i_{03} (на пример, i_{01} или i_{02}) имало би при неким мањим брзинама већу резерву снаге која би могла да се користи за побољшање динамичких параметара возила као што су повећање максималног убрзања, скраћење времена и пута убрзавања, итд. При томе са малим повећањем преносног односа главног преноса добија знатно у динамичности возила уз незнатно, често занемарљиво мало, смањење максималне брзине. Отуда уопштени закључак: Преносни однос главног преноса нема велики утицај на максималну брзину возила, јер мања промена односа i_0 , било у ком правцу, минилано мења максималну брзину возила.

Овај закључак даје могућност да се више или мање одступа од добијеног преносног односа i_0 на напред описани начин уколико жели да да предност другим параметрима динамичности возила.

Преносни однос, i_0 , може да се одреди на основу максималне брзине и аналитички. Максимална брзина се срачунава из једначине:

$$10^3 \eta * P_{\text{emax}} = G f v + W_v^3 (W = K * A) \quad (2.83)$$

где су све величине познате изузев брзине. Једначина има облик:

$$v^3 + a v + b = 0 \quad (2.84)$$

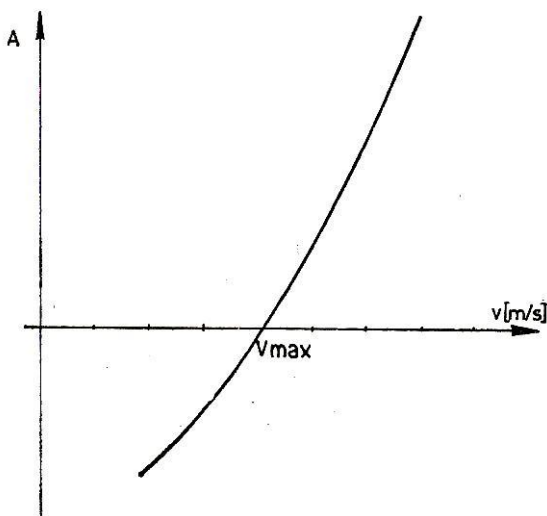
где су:

$$a = \frac{G f}{v}; \quad b = \frac{10^3 \eta P_{\text{emax}}}{W}; \quad v = V_{\text{max}} \quad (2.85)$$

Такав облик једначине трећег степена решава се помоћу Карданове формуле:

$$v = \sqrt[3]{-\frac{b}{2} + \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{b}{2} - \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} \quad (2.86)$$

Сада се црта тачку по тачку криве $A = f(v)$ па пресечна тачка те криве са апсцисном осом (v) даје решење за $v_{\max}$.



Слика 25: Графичко решавање једначине[1]

На основу срачунате максималне брзине срачунава се преносни однос i_0 :

$$i_0 = \frac{2 \pi r_f n_p}{v_{\max}}; \quad \eta_p [1/s] \quad (2.87)$$

Код пројектовања класичних (путничких и теретних) моторних возила обично се незнатно одступа од остварења максималне брзине одговарајућим избором нешто већег преносног односа главног преноса, што доводи до знатног побољшања динамичности возила уз незнатно смањење максималне брзине. Препоручује да се код друмских возила бира преносни однос i_0 тако да се возилу у последњем степену преноса омогући савладавање укупног отпора пута који одговара коефицијенту $\mu = 0,04 - 0,12$. Уколико се користи максимални број обртаја ($n_{\max}$), који је већи од броја обртаја при максималној снази (n_p) формула гласи:

$$i_0 = \frac{2 \pi r_f n_{\max}}{v_{\max}} \quad (2.88)$$

Повећавање преносног односа i_0 може се прихватити само до одређене границе преко које свако даље повећање постаје нецелисходно и, чак штетно. Објасниће се ово тврђење:

Одређеној брзини возила одговара за сваки укупни преносни однос $i = i_m i_0$, одређени број обртаја коленастог вратила мотора. Већи број обртаја коленастог вратила на одређеном путу значи већу потрошњу горива и интензивније хабање моторских делова, те мањи век трајања. Укупан број обртаја коленастог вратила ($\sum n$) у директном преносу на путу од 1 km добија се из односа:

$$\frac{2 \pi r_f \sum n}{i_0} = 1000 \quad (2.89)$$

одавде је:

$$\sum n = i \frac{1000 i_o}{2 \pi r_f} [\text{min}^{-1}] \quad (2.90)$$

с друге стране може се написати:

$$\sum n = i \frac{n}{v} \left[\frac{1/s}{m/s} \right] = \eta_o i [\text{min}^{-1}] \quad (2.91)$$

или ако је n дато у $[\text{o/min}]$ а брзина у $[\text{km/h}]$ биће:

$$\sum n = i \frac{60 n}{v} = 60 \eta_o i [\text{min}^{-1}] \quad (2.92)$$

Са η_o обележено је однос n/v , који се назива коефицијент обртања коленастог вратила мотора. Величина тог коефицијента креће се, обично, у границама 1,8 – 3,0 $[\text{o/m}]$, односно 30 – 50 уколико су дати n у $[\text{1/min}]$ и v у $[\text{km/h}]$. Мање вредности односе се на лаке аутомобиле. При избору i_o препоручује проверавање величине коефицијента η_o .

У пракси се често користи однос n_p / v_{max} . За оцену хабања моторских делова примењује се и величина односа брзине клипа (v_k) према брзини возила (v), наиме,

$$\frac{v_k}{v} = \frac{2 s_n * i_o}{2 \pi r_f * n} = \frac{s i_o}{\pi r_f} \quad (2.93)$$

Као што је познато са S $[\text{m}]$ означен је ход клипа. Под претпоставком да су параметри мотора правилно одабрани, посматрани однос брзина је функција односа i_o / r_f . Ако се изједначи десна страна једначине долази, такође, до закључка да је η_o директно пропорционално односу i_o / r_f . Може се рећи да се у оба случаја ради о истом критеријуму. За савремена лака возила уобичајене су вредности $\sum n = 1800 - 2400 [\text{min}^{-1}]$, а за тегљаче $\sum n = 2000 - 3000 [\text{o/km}]$.

Избор мањег преносног односа од напред дефинисаног *слика 22* није оправдано с обзиром да се смањују: резерва снаге, максимално убрзање и максимална брзина. Јасно је да се тиме погоршавају и остале динамичке особине возила.

2.13 Одређивање преносних односа мењача [1]

2.13.1 Уводна разматрања

Укупан број степена преноса као и појединачне вредности преносних односа имају необично велики утицај на експлоатационо-техничке особине а посебно на динамичке параметре и економичност потрошње горива. С тога је, при пројектовању возила, непоходна брижљива анализа.

Укупни интервал у коме мњач претвара обртни момент мотора, број степена преноса и вредности преносних односа, зависе од спољашње брзинске карактеристике мотора и захтева који се постављају новом возилу. Уобичајени захтеви при пројектовању возила су следећи:

- 1) Савлађивање максималног укупног отпора пута, коефицијент $u_{\max}$;
- 2) Развијање максималне брзине $v_{\max}$;
- 3) Савлађивање одговарајућих отпора пута ($u_1, u_2, \dots$) при одређеним брзинама ($v_1, v_2, \dots$);
- 4) Могућност за убрзавање и времена убрзавања $t_1, t_2, \dots$ за одговарајуће интервале брзина;
- 5) Захтеви са аспекта економичности потрошње горива;
- 6) Захтеви у погледу стабилности вожње, посебно у односу на директни степен преноса.

Теоријски је могућа примена врло јаког мотора без мењача, који би удовољио свим захтевима. Такав начин решења био би економски неоправдан.

2.13.2 Први степен преноса[1]

Првом степену преноса одговара највећи преносни однос, i_1 ; одређује се на основу захтева за савлађивање највећег укупног отпора пута. При савлађивању максималног отпора пута возило се креће малом константном брзином па су $j = 0$, $R_v \approx 0$.

На основу раније реченог има:

$$F_o = Gf \cos \alpha + G \sin \alpha = G (f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2.94)$$

осноасно:

$$F_o = G_{u \max} \cdot \quad (2.95)$$

Из једначине добијамо:

$$u_{\max} = \frac{F_o}{G} = \frac{M_{\max} \cdot i_o i_1 \eta}{G \cdot r_d} \quad \text{и} \quad (2.96)$$

$$i_1 > \frac{u_{\max} \cdot G \cdot r_d}{M_{\max} \cdot i_o \eta} \quad (2.97)$$

Теоријски могуће је за било коју вредност максималног обртног момента мотора ($M_{\max}$) и преносног односа i_o да се одреди преносни однос i_1 , са којим возило може да савлада захтевани максимални отпор пута, чији је коефицијент $u_{\max}$. У стварности то није тако: постоји једна гранична вредност преносног односа i_1 , преко које погонски точкови нису у стању да пренесу вучну силу, јер настаје клизање. Стога је потребно, пре коначног усвајања величине преносног односа i_1 , проверити да ли максимална вучна сила може пренети погонским точковима а с обзиром на коефицијент приањања (φ). С обзиром на раније речено, користећи се тежином пријањања ($G\varphi$) и коефицијентом прерасподеле тежине (m), израз за максималну вучну силу, која се може пренети, гласи:

$$(F_o) \max i = mG \varphi \varphi \quad (2.98)$$

изабрани преносни однос треба да задовољи неједнакост:

$$\frac{M_{emax} * i_o i_1 \eta}{r_d / i} \leq mG \varphi \varphi i \quad (2.99)$$

па је:

$$i_1 \leq \frac{mG \varphi \varphi r_d}{M_{emax} * i_o * \eta} \quad (2.100)$$

Може се написати:

$$\frac{U_{max} G r_d}{M_{emax} * i_o * \eta} \leq i_1 \leq \frac{mG \varphi \varphi r_d}{M_{emax} * i_o * \eta} \quad (2.101)$$

упоређењем израза водећи при томе рачуна о неједначини има:

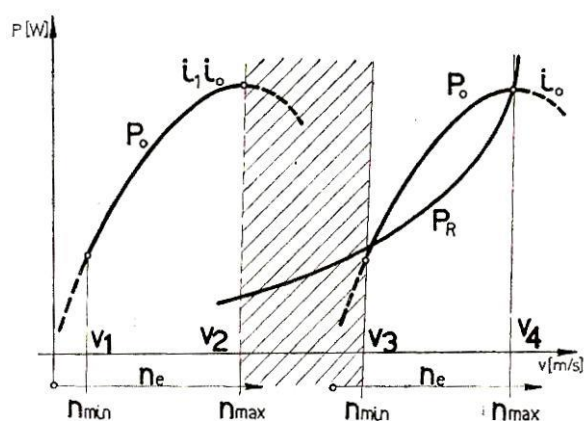
$$mK_p \varphi \geq u_{max} \quad (2.102)$$

где је k_p – коефицијент тежине пријањања дефинисан као однос:

$$K_p = \frac{G \varphi}{G} \quad (2.103)$$

2.13.3 Одређивање међупреносних односа [1]

Пошто је одређен преносни однос главног преносника, i_0 и првог степена преноса i_1 , проставља се питање може ли возило да испуни све захтеве који се постављају. Да би се одговорило на ово питање размотриће се дијаграм снага *слика 26*, под претпоставком да је n_{max} максимални број а n_{min} минимални број обртаја

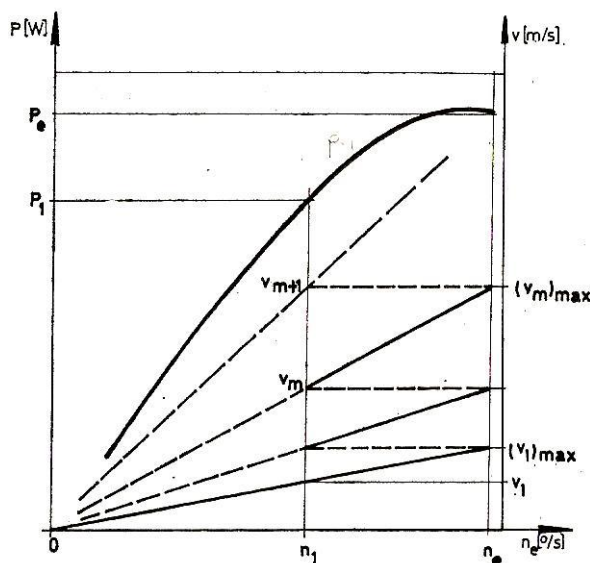


Слика 26: Дијаграм снаге[1]

Обртаја коленастог вратила при коме је режим рада мотора још увек стабилан. Очигледно је са дијаграма да је кретање возила могуће у интервалу брзина (v_1, v_2) и теоријски, у интервалу брзина (v_3, v_4). Кретање возила у интервалу брзине (v_2, v_3) је

немогуће. Дакле, возило не би испунио ни најосновнији захтев, па је неопходно коришћење максималне снаге мотора и у интервалу (v_2, v_3).

У процесу убрзавања возила у било коме степену преноса, време и пут убрзавања биће утолико краћи уколико је већа коришћена снага мотора. Да би се користила што већа средња снага мотора потребно је да се користи према спољашњој брзинској карактеристици у одређеном интервалу броја обртаја, на пример, у интервалу $n_1 - n_e$. На тај начин би средња ангажована снага била приближно иста за све степене преноса у складу са напред реченим о карактеру дијаграма снаге возила.



Слика 27: Одређивање међупреносних односа[1]

Са малом грешком може да се претпостави да је брзина возила у моменту укључивања следећег степена преноса једнака брзини на крају убрзавања у претходном степену преноса мењача.

Дакле:

$$(V_m)_{\max} i_{2\pi} * \frac{r_f n_e}{i_m i_o} = C \frac{n_e}{i_m} \quad (2.104)$$

$$V_{m+1} = 2\pi * \frac{r_f n_1}{i_{m+1} i_o} = \frac{n_1}{i_{m+1}} \quad (2.105)$$

Па је, на основу учињене претпоставке, $(v_m)_{\max} \approx v_{m+1}$, тј:

$$\frac{n_e}{i_m} \approx \frac{n_e}{i_{m+1}} \quad (2.106)$$

овде је:

$$\frac{i_m}{i_{m+1}} \approx \frac{n_e}{n_1} \quad (2.107)$$

даље имамо:

$$(V_m + 1)_{\max} \approx V_m + 2 \text{ односно,} \quad (2.108)$$

$$\frac{i_{m+1}}{i_{m+2}} \approx \frac{n_e}{n_1} \quad (2.109)$$

расуђивање у овом правцу доводи до закључка да је:

$$\frac{n_e}{n_1} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_m}{i_{m+1}} = q = \text{const} \quad (2.110)$$

На основу израза може да се одреди степен преноса између i_1 који је већ одређен на основу максималног отпора пута и i_d – директног степена преноса. Поступак би био следећи:

$$\frac{i_1}{i_2} = q; \quad i_2 = \frac{1}{q} i_1 \quad (2.111)$$

$$\frac{i_2}{i_3} = q; \quad i_3 = \frac{1}{q} i_2 = \frac{1}{q^2} i_1 \quad (2.112)$$

$$\frac{i_3}{i_4} = q; \quad i_4 = \frac{1}{q} i_3 = \frac{1}{q^3} i_1 \quad (2.113)$$

.....

$$i \frac{m}{i_{m+1}} = q; \quad i_{m+1} = \frac{1}{q^m} i_1 \quad (2.114)$$

Преносни односи односе се као чланови геометријске прогресије с обзиром на учињену претпоставку да су бројеви обртаја n_1 и n_e једнаки за све степене преноса. Средња коришћена снага је утолико већа уколико је однос $q = n_e / n_1$ мањи, односно уколико је већи број степена преноса. За случај бесконачно великог броја степена преноса коленастог вратила мотора окретало би се стално истом брзином ($n_1 \rightarrow n_e$) а коришћена снага би била максимална. За случај да има укупно 3 степена преноса у мењачу при чему је $i_3 = i_d = 1$ имало би:

$$q = \frac{i_2}{i_3} = i_2(123)i_1 = i_2 \quad q = q^2; \quad (124)q = \sqrt{i_1} \quad (2.115)$$

за мењач са 4 ст преноса, при чему је $i_4 = 1$, има:

$$q = \sqrt[3]{i_1}; \quad (126)i_2 = \frac{i_1}{\sqrt[3]{i_1}} = \sqrt[3]{i_1^2}; \quad (127)i_3 = \sqrt[3]{i_1} \quad (2.116)$$

за мењач са 5 ст преноса, при чему је $i_5 = 1$, има:

$$q = \sqrt[4]{i_1}; \quad (129)i_2 = \sqrt[4]{i_1^3}; \quad (130)i_3 = \sqrt[4]{i_1^2} = \sqrt{i_1}; \quad (131)i_4 = \sqrt[4]{i_1} \quad (2.117)$$

за случај да има мењач са 5 степена преноса, при чему је четврти степен преноса директни, $i_4 = 1$, било би:

$$q = \sqrt[3]{i_1}; \quad (133)i_5 = \frac{1}{\sqrt[3]{i_1}} < 1 \quad (2.118)$$

У овом случају је преносни однос $i_5 < 1$ назива се брзински степен преноса. У возњи са брзинским степеном преноса карданско вратило се брже окреће од коленастог вратила мотора. Број обртаја коленастог вратила на 1 km пута ($\sum n$) мањи је него у директном степеном преноса. Стога се често брзински степен преноса назива и штедни ход.

Напомињес се још следеће: У стварности брзина возила у моменту укључивања наредног степена преноса (i_{m+1}) не остаје иста као на крају убрзавања у претходном степеном преноса (i_m) већ се унеколико смањује. То смањење брзине утолико је веће уколико су више брзине при којима се врши укључивање наредног степена преноса, јер су код већих брзина већи отпори ваздуха и котрљања. Значи у стварности постоје односи:

$$v_{m+1} < (v_m)_{\max} \text{ па је } \frac{n_1}{i_{m+1}} < \frac{n_e}{i_m} \text{ односно:} \quad (2.119)$$

$$\frac{i_m}{i_{m+1}} < \frac{n_e}{n_1} \quad (2.120)$$

Конкретно, за мењач са 5 степена преноса, може да се напише:

$$\frac{i_4}{i_5} < \frac{i_3}{i_4} < \frac{i_2}{i_3} < \frac{i_1}{i_2} \quad (2.121)$$

$$(i_{\frac{i_1}{i_2}} \approx 1,79; i_{\frac{i_2}{i_3}} \approx 1,59; i_{\frac{i_3}{i_4}} \approx 1,48)$$

Другим речима степени преноса ближи директном степеном преноса међусобно су зближени. Укључивање степена преноса код синхронизованих мењача траје врло кратко па се неједначине приближавају теоријским једначинама.

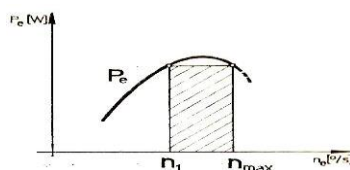
Преносни односи мењача могу се одредити и на основу аритметичке прогресије.

$$(i_1 - i_2) = (i_2 - i_3) = (i_3 - i_4) \dots \quad (2.122)$$

или на основу хармонијског рада:

$$\left(\frac{1}{i_2} - \frac{1}{i_1}\right) = \left(\frac{1}{i_3} - \frac{1}{i_2}\right) = \dots \quad (2.123)$$

Са смањивањем количника q повећава се број степена преноса и, као што је речено, средња коришћена снага за убрзање је већа. Међутим, већи број степена преноса захтева веће ангажовање возача и, с друге стране, већи је утрошак времена при промени степена преноса. Крајњи ефекат може да буде и негативан. Стога је уобичајено да се код путничких аутомобила примењују мењачи са 3 – 4 степена преноса, савим ретко са 5 док се код тегљача и аутобуса користе мењачи са 4 – 6 степена преноса.



Слика 28: Величине за снагу[1]

Код мотора без регулатора броја обртаја, где је $n_{\max} > n_p$, имаће за два различита броја обртаја, n_1 и $n_{\max}$, према слици 28 исте величине за снагу. У таквим случајевима најповољније је коришћење снаге баш у том интервалу броја обртаја. Ово, међутим, захтева врло прецизно степеновање, а често и велики број преносних односа. При конструкцији зупчаника мора у неколико да се одступи од теоријски добијених преносних односа.

3. Гранична вредност отпора спрега возила[2]

Спрег возила обухвата скуп вучног возила (путничко моторно возило, камион или тегљач) и прикључног возила (приколица, полуприколица,...). На основу слике може се уочити да се у оба случаја проблем одређивања максимално могуће масе прикључног возила своди на исте изразе. За једноставније објашњење уведе се следећи параметри:

m_s – сопствена маса вучног возила на пример путничко возило, камион или тегљач,

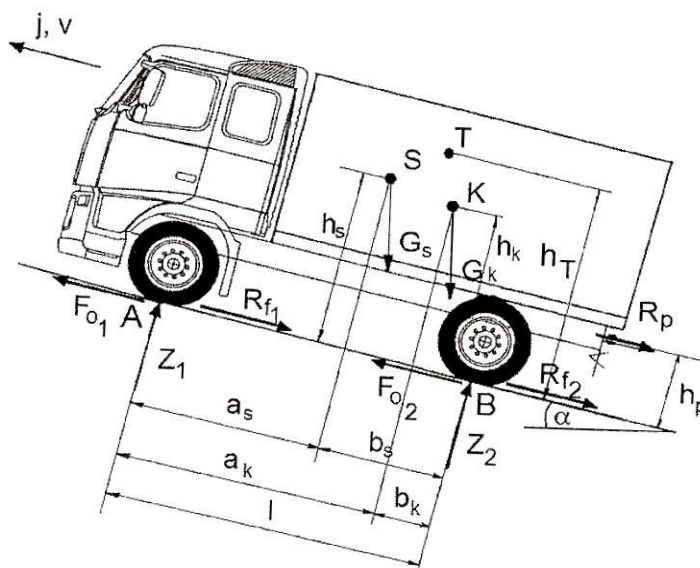
m_k – маса корисног терета: путници, терет који се превози или код тегљача маса која се са полуприколице преко седла преноси на вучно возило,

m_p – маса приколице код полуприколице треба њену укупну масу смањити за масу која се преко седла преноси на вучно возило, а ово је обично ограничено носивошћу пута, мостова или пнеуматика,

m – маса вучног возила представља збир m_s и m_k

a, b, h_t – координате тежишта оптерећеног возила. Код тегљача треба укључити масу која се од полуприколице преноси на седло и

L – осовинско растојање вучног возила.



Слика 29: Силе које делују на вучно возило[2]

Вучни биланс спрега возила је одређен изразом:

$$F_o = R_\alpha + R_f + R_p \quad (3.1)$$

Отпор ваздуха се занемарује, јер се максимални успони савлађују при малим брзинама и када више не постоји могућност убрзања возила. У таквим условима, реакције тла на вучном возилу су дате изразом:

$$Z_1 = mg \frac{b \cos \alpha - h_t \sin \alpha}{L} - m_p g h_p \frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{L} \quad (3.2)$$

$$Z_2 = mg \frac{a \cos \alpha + h_t \sin \alpha}{L} + m_p g h_p \frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{L} \quad (3.3)$$

Гранична вредност погонске силе одређена је условима пријањања, тј:

$$F_{\text{оmax}} = \varphi Z_1 \quad (3.4)$$

Где су:

Z_1 – одговарајућа реакција тла на погонским точковима вучног возила и

φ - коефицијент пријањања

На основу израза за вучни биланс, максималне вучне силе и положаја погонских точкова, може се израчунати максимална маса коју вучно возило може да повуче:

Предњи погонски точкови

$$m_p = \varphi \frac{(b - h_t \tan \alpha) - L (f + \tan \alpha)}{(L + \varphi h_p)(f + \tan \alpha)} m \quad (3.5)$$

Задњи погонски точкови

$$m_p = \varphi \frac{(b - h_t \tan \alpha) - L (f + \tan \alpha)}{(L + \varphi h_p)(f + \tan \alpha)} m \quad (3.6)$$

Погон свим точковима

$$m_p = \frac{\varphi \cos \alpha}{f \cos \alpha + \sin \alpha} m - 1 \quad (3.7)$$

4.Отпори кретању возила [2]

Моторна и прикључна возила у току кретања изложена су дејством различитих сила које се разликују не само по свом карактеру и начину дејства већ и по утицајима које имају на њихово кретање. На возило делују пропульзивне силе, које настоје да убрзају возило и отпорне силе које се супростављају кретању, односно теже да га успоре. Кретању возила супростављају се слике отпора: отпор котрљања, отпор ваздуха, отпор нагиба пута, отпор инерцијалних сила, радни отпор, отпор прикључног возила.

4.1.Отпор котрљања[2]

Котрљању еластичног точка по тврдој подлози супротставља се сила отпора која је резултат појединачно ангажованих сила на савлађивању отпора услед: унутрашњег трења у пнеуматику, клизање елемената пнеуматика по површини котрљања, лепљења пнеуматика на површину котрљања, итд. Током анализа, између силе отпора котрљања на погонским и гоњеним точковима се занемарује:

$$R_{fp} = F_p * Z_p \quad (4.1)$$

$$R_{fz} = f_z * Z_z \quad (4.2)$$

где су: f_p и f_z коефицијент отпора котрљања пнеуматика на предњој и задњој осовини и Z_p и Z_z динамичке реакције на предњој и задњој осовини. Укупна сила отпора котрљања, сразмерна радијалном оптерећењу точка и коефицијент отпора котрљања:

$$R_f = f \sum f Z_t = f G \quad (4.3)$$

У случају кретања возила по путу са подужним нагибом α укупна сила отпора котрљања је:

$$R_f = f G \cos \alpha \quad (4.4)$$

Коефицијент отпора котрљања обухвата и све друге губитке који су везани за кретање возила, а које обухвата: трење у лежиштима точкова, ударе о неравнине пута, трење код вученог, прикључног возила итд. Коефицијент отпора котрљања је константан за брзине кретања до приближно 60 km/h. У областима већих брзина, коефицијент отпора котрљања расте са квадратом брзине.

4.2.Отпор ваздуха[2]

У време када се највећи значај придаје економичној потрошњи горива и снижењу емисије издувних гасова, важно је дефинисати оптималне захтеве возила у погледу снаге погонског агрегата. Неопходно је отпоре кретању возила свести на најмању могућу меру. При брзинама кретања возила већим од 60 km/h доминантан је отпор ваздуха у односу на тзв механичке отпоре. Отпор ваздуха генерише се на два начина: опструјавањем ваздуха око каросерије возила и прострујавањем ваздуха кроз систем за усисавање ваздуха, и кроз унутрашњост возила преко система за хлађење, грејање и вентилацију. Отпор ваздуха генерисан опструјавањем представља 90% укупног отпора ваздуха. При кретању возила врши се сабијање ваздуха у предњем делу док се у задњем делу возила јавља разређивање. Услед тога појављује се чеони удар којим се ваздух супротставља кретању возила. Величина чеоног удара расте са повећањем брзине возила. Овај део укупног отпора има највећи утицај и назива се отпор облика. На отпор облика утиче подужни профил возила. Он представља 55 – 60 % укупног отпора ваздуха. Упоредно са ламинарним обструјавањем у одређеним зонама појављују се вртложења. Она су изражена на бочним површинама, као и на површинама испод аутомобила. Друге делују у правцу издизања возила и обај отпор се додаје отпору

облика и повећава га за 6 – 8 %. Резултатима тангенцијалних сила које делују на спољашњу површину аутомобила. Компоненте ових сила проузроковане су трећем ваздуха о површину аутомобила. Овај део укупног отпора је отпор услед површинског трења. Он може чинити и до 10% укупног отпора ваздуха, па глатке и равне површине нису само пожељне из естетских разлога. Отпор услед појаве прекидних зона чине отпори које проузрокују поједини функционално неопходни делови који на било који начин одступају од основног облика возила, као што су: браве, огледала... Овај отпор се често назива и прекидни отпор и може да износи и до 15% укупног отпора ваздуха. Резултанта унутрашњег прострујавања ваздуха коју чине компоненте отпора услед пролаза ваздуха кроз унутрашњост возила, што чини око 10% укупног отпора ваздуха. Аеродинамички отпори који се јављају када се возило креће брзином v , су: отпор ваздуха R_v , бочна сила отпора ваздуха R_y , и сила узгона R_z . На основу теорије динамике флуида, а по узору на изразе који се користе у авијацији, за средње брзине летења отпор ваздуха R_v , у правцу кретања возила је дефинисано изразом:

$$R_v = \frac{1}{2} c_x \rho A V_r^2 \quad (4.5)$$

Слично бочна сила отпора ваздуха је:

$$R_y = \frac{1}{2} c_y \rho A V_r^2 \quad (4.6)$$

Сила узгона је:

$$R_z = \frac{1}{2} c_z \rho A V_r^2 \quad (4.7)$$

Уколико се возило креће брзином v и на њега делује бочни ветар V_w под углом τ , вектор резултујуће релативне брзине ваздуха је дат изразом:

$$\vec{V}_r = \vec{V} + \vec{V}_w \quad (4.8)$$

Где су:

V_r – резултујућа брзина возила,

V – брзина возила у правцу кретања

V_w – брзина ветра која делује на возило под углом τ , у односу на правац кретања

A – чеона површина возила

ρ – густина ваздуха

c_x - коефицијент отпора ваздуха

c_y - коефицијент бочног отпора ваздуха зависи од релативног угла ветра

c_z - коефицијент узгона

4.3. Сила отпора нагиба пута[2]

Сила отпора нагиба пута представља пројекцију силе тежине возила на правац кретања. Делује као отпор који се супротставља кретању и кочењу возила. Сила отпора нагиба пута је:

$$R_{\alpha} = G \sin \alpha \quad (4.9)$$

Уколико се нагиб изражава у процентима онда је:

$$P\% = \operatorname{tg} \alpha * 100 \quad [\%] \quad (4.10)$$

За нагибе пута до $P = 30\%$, ($\alpha = 17^\circ$) са максимално грешком од 5% могуће је применити следећу апроксимацију:

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = p \quad (4.11)$$

Те је сила отпора нагиба пута:

$$R_{\alpha} = m g p, \text{ за } p < 30\% \quad (4.12)$$

4.4. Отпор инерцијалних сила[2]

При убрзаном кретању возила јавља се сила отпора убрзавању – инерцијална сила, која се састоји од: R_i' силе која настаје услед једноликотранслаторног убрзања возила и R_i'' силе која је последица једноликоротационог убрзавања обртних маса возила. Сила која је последица једноликог транслаторног убрзавања описана је једначином:

$$R_i = m j = \frac{G}{g} j \quad (4.13)$$

где су:

m – маса возила

j – убрзање возила

G – тежина возила

4.5. Одређивање максималне брзине[2]

Максимална брзина моторног возила са механичком трансмисијом може се одредити на основу: максималног броја обртаја мотора, расположиве снаге, обртног момента или вучне силе и граничне вредности вучне силе. Кинематска максимална брзина израчуната на основу максималног броја обртаја мотора је:

$$V_{max} = \frac{2 \pi n_{max} r_d}{i_u} \quad (4.14)$$

Максимална брзина се може одредити графо-аналитички, уколико је познат динамички фактор. У режиму максималне брзине, која се остварује на хоризонталном путу, динамички фактор је једнак: $D = f$

Аналогно динамичком фактору, максималну брзину кретања могуће је одредити и на основу вучног биланса или биланса снаге. Максимална брзина у одређеном степену преноса графо-аналитичким путем добија се из пресека кривих вучне силе и криве укупног отпора кретања возила. Најреалније вредности максималне брзине моторних возила добијају се експерименталним путем, испитивањем на асфалтно-бетонском праволинијском хоризонталном тлу. Према стандарду DIN 70020, максимална брзина се одређује као просечна вредност од две измерене вредности брзина добијене при преласку растојања од 1 km у одласку и повратку. Тест се реализује у два тежинска стања: возило спремно за вожњу и оптерећено. Оптерећење у другом случају је једнако половини разлике дозвољеног оптерећења и мас еспразног возила. Мерење се ради на хоризонталном сувом и клизавом путу. У условима испитивања дозвољена је максимална брзина ветра од ± 3 m/s.

4.6. Одређивање убрзања моторних возила[2]

Убрзање које моторно возило може да оствари може се одредити ако су познати: расположива снага, обртни момент мотора, вучна сила или динамички фактор.

На основу динамичког фактора може се одредити убрзање:

$$j = (D - f \cos \alpha - \sin \alpha) \frac{g}{\delta} \quad (4.15)$$

Израз омогућава израчунавање убрзања моторних возила при његовом кретању на путу са подужним нагибом. Максимална убрзања се постижу на хоризонталном путу и у неком од степени преноса могу се одредити преко израза:

$$j = (D_m - f) \frac{g}{\delta} \quad (4.16)$$

4.7. Одређивање успона које возило може да савлада[2]

Максимални успон који возило може да савлада је од великог значаја за оцену карактеристика теретних и теренских моторних возила. Он се може израчунати на основу познате снаге, обртног момента, карактеристика трансмисије или погонске силе, односно динамичког фактора возила. Овде ће бити објашњено одређивање максималног успона на основу познатог динамичког фактора возила. Максимални успон се постиже у условима када возило нема више могућности за убрзавање ($j = 0$).

Динамички фактор у том случају је:

$$D = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (4.17)$$

Овај израз (4.17) омогућава одређивање највећег подужног нагиба пута који возило може да савлада у познатом степену преноса мењача.

После увођења смена:

$$\cos \alpha = \frac{1 + \tan \alpha}{\pm \sqrt{1 + (\tan \alpha)^2}},$$

$$\sin \alpha = \frac{1}{\pm \sqrt{1 + (\tan \alpha)^2}},$$

у израз (А) и после сређивања та једначина добија облик:

$$\tan \alpha = \frac{-f \pm \sqrt{f^2 + (1 - D^2)(D^2 - f^2)}}{1 - D^2}.$$

Ако се води рачуна о карактеру проблема и услови да је $1 > D > f$, израз онда има коначну вредност:

$$\alpha = \arctan \left(\frac{-f \pm \sqrt{f^2 + (1 - D^2)(D^2 - f^2)}}{1 - D^2} \right). \quad (4.18)$$

Израчуната величина угла се упоређује са величином добијеном из услова пријањања или услова подужне стабилности. Добијена минимална вредност угла подужног нагиба одређује максималан нагиб пута који возило може да савлада.

5. Прорачун вучно-брзинских карактеристика

Како је у претходном делу рада обављено теоретско упознавање са вучно-брзинским карактеристикама, тако је сада дошао ред на, практичнији део примене прорачуна. Наиме, ради се о томе да ће бити употребљени подаци стварних тегљача у циљу испитивања ових карактеристика али и упоређивања и анализе.

Прво ће бити обрађен Дафтегљач са 16 степена преноса и два степена преноса за ход уназад, али скоро истих карактеристика од којих су битније тежина и број степена преноса за ход у напред. Други тегљача који ће бити обрађен је Рено тегљач, такође са 16 степена преноса и два степена преноса за ход уназад.

Подаци за карактеристике ових тегљача су преузети из сертификата саобразности, Рено септембра 2005. године, односно ДАФ јула 2006. године.

У наставку следе прорачуни и графици, као и потребна анализа.

ДАФ тегљач[4]

Табела 3: Карактеристике Даф тегљача преузет из сертификата саобразности

Марка: ДАФ Тип: АЕ 96 NC Варијанта: Е254 Верзија: FAXF95	Осовинско расојање: 5,40 m Предњи препуст: 1,37 m Задњи препуст: 2,65 m Максимална брзина: 90 km/h
Карактеристике мотора Тип мотора: ХЕ 315 С(дизел) Снага мотора: 315 kW Максимални обртни момент: 195Nm при 1900 min⁻¹ Максималн број обртаја: 2200 min⁻¹ Тип погона: АЕ	Погон: 4 * 2 Пнеуматици напред: 315/80 R 22.5 Пнеуматици позади 315/80 R 22.5
Масе Укупна маса: 19 000 kg Маса вучног возила: 40 000kg Маса возила спремног за вожњу: 9935 kg	
Дужина: 9,735 m Ширина: 2,55 m Чеона површина: 10 m² Степен корисности трансмисије: 0,9 Коефицијент отпора котрљању 0,01 Коефицијент отпора ваздуха: 0,75	Карактеристике мењача: $i_1=16,41$, $i_2 = 13,80$, $i_3=11,28$, $i_4=9,49$, $i_5=7,76$, $i_6 = 6,53$, $i_7 = 5,43$, $i_8 =4,57$, $i_9=3,59$, $i_{10}=3,02$, $i_{11}=2,47$, $i_{12}= 2,08$, $i_{13}=1,70$, $i_{14}=1,43$, $i_{15}=1,19$, $i_{16} =1,00$, $AR_1 = 15,36$, $AR_2 = 12,92$



Слика 30: Даф тегљач [4]

Брзина при 1000 min^{-1} у 11.степену преноса је $6,69 \text{ m/s}$ а преносни однос мењача $i_m = 2,47$ на основу кога је добијен главни преносни однос $i_o = 3,389$

Табела 4: Брзина при 1000 min^{-1} за различите степене преноса [4]

Степен преноса	Преносни однос мењача	Брзина при 1000 min^{-1}
1	16,41	3,63
2	13,80	4,31
3	11,28	5,27
4	9,49	6,27
5	7,76	7,67
6	6,53	9,11
7	5,43	10,96
8	4,57	13,02
9	3,59	16,57
10	3,02	19,70
11	2,47	24,09
12	2,08	29,60
12	1,70	35,00
14	1,43	41,60
15	1,19	49,99
16	1,00	59,49
AR 1	15,36	3,87
AR2	12,92	4,60

$$G = m * g = 19\,000 - 9,81 = 186390, N$$

Отпор при котрљању је константан јер се возило не креће великим брзинама.

$$R_f = G * f = 186390 * 0,01 = 1863,9, N$$

Отпор ваздуха

Пнеуматици: 315/80 R22,5

$$H = 315 * \frac{80}{100} = 252, mm$$

$$D = d + 2H = 1075,5, mm \quad rd = 534, mm$$

$$R_v = \frac{1}{2} c_x \rho A V^2 = \frac{1}{2} * 0,75 * 1,25 * 10 * V^2 = \frac{1}{2} * 0,75 * 1,25 * 10 V^2 = 4,688 V^2, N$$

Ангажована снага за савлађивање отпора котрљања

$$P_f = R_f * V = 1863,9 * V, W$$

$$P_f = 1863,9 * V * 10^3, kW$$

Ангажована снага за савлађивање отпора ваздуха

$$P_v = R_v * V = 4,688 * V^2 * V = 4,688 V^3, W$$

$$P_v = 4,688 * V^3 * 10^3, kW$$

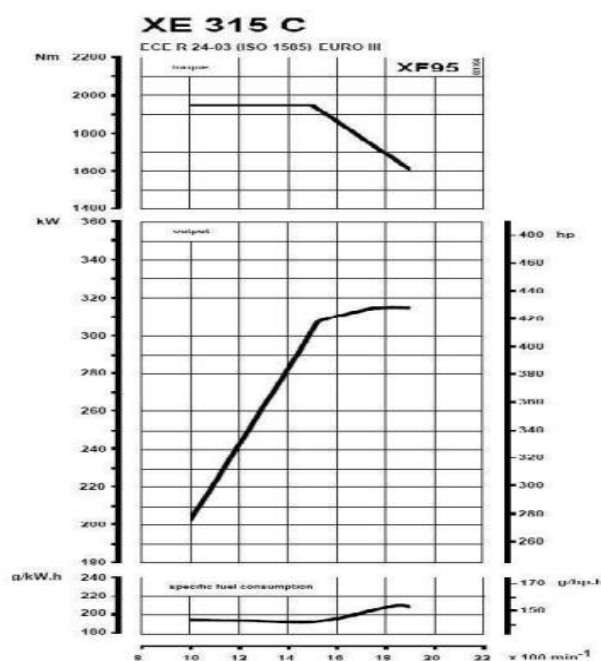
Одређивање преносног односа главног преносника

$$i_o = \frac{2\pi r d n_e}{i m V} = \frac{2*3,14*0,534*16,7}{2,47*6,69} = 3,389$$

$$P_f + P_v = 1863,9 V + 4,688 V^3 = 6316,757 + 182,475 = 6499,232, W$$

$$P_f + P_v = 6499,232 * 10^3 = 6,5, kW$$

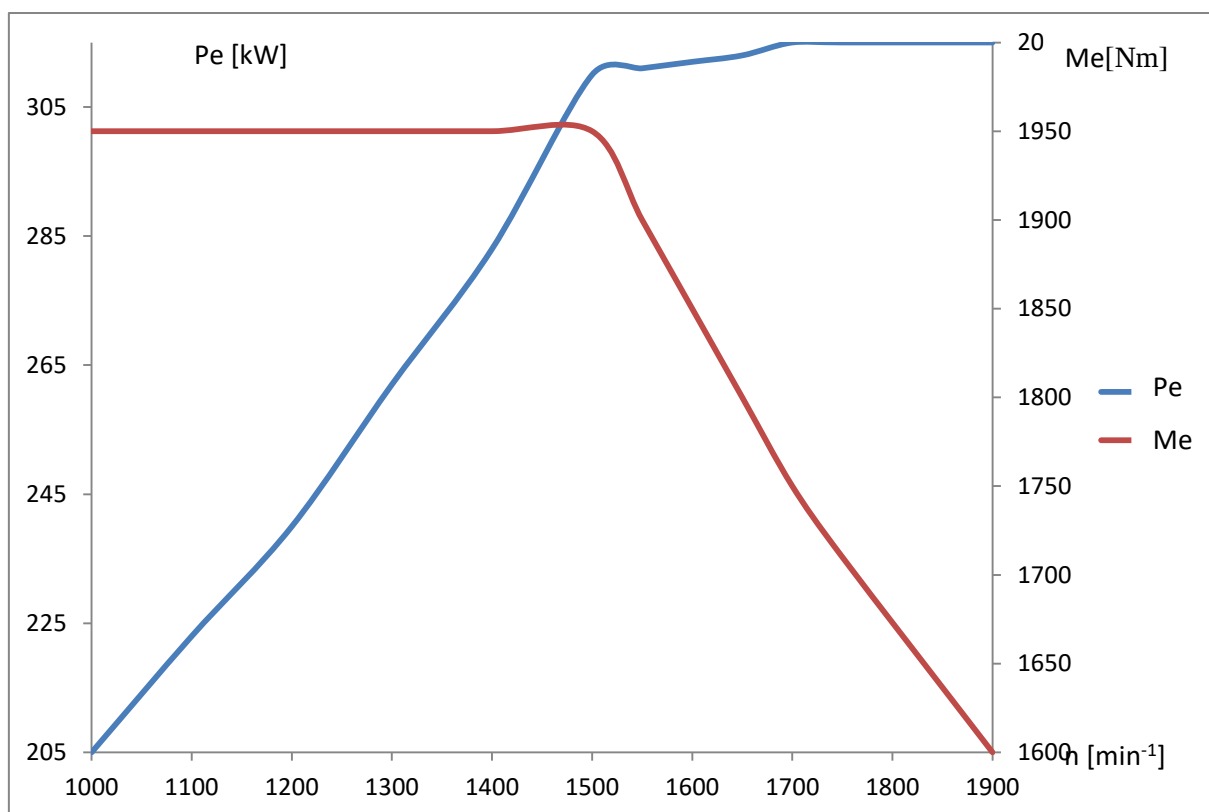
$$P_o = P_e * \eta_t = 315 * 0,9 = 283,5, kW$$



Слика 31: Спољашња брзинска карактеристика мотора XE 315 C[4]

Табела 5: Спољашња брзинска карактеристика мотора које су очитане, слика 31

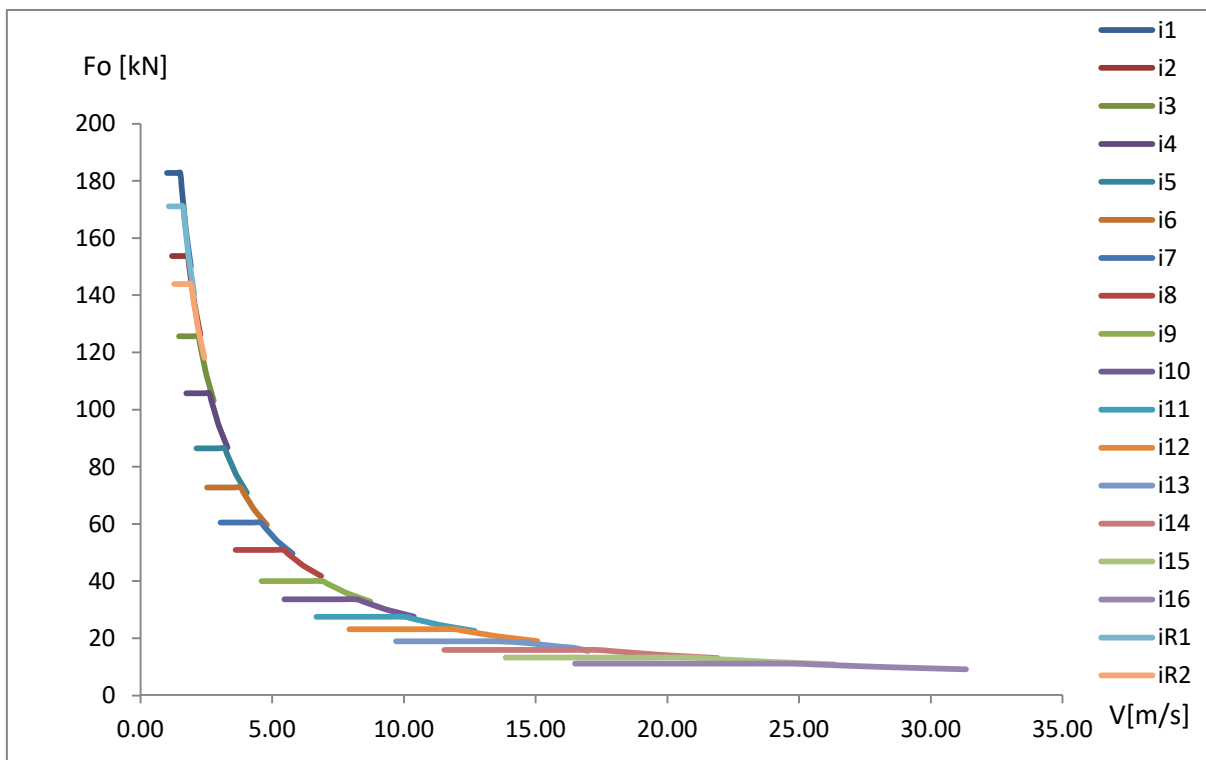
n_e [min ⁻¹]	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1900
P_e [kW]	205	223	240	262	283	310	311	312	313	315	315	315
M_e [Nm]	1950	1950	1950	1950	1950	1950	1900	1850	1800	1750	1710	1600



Слика 32: Спољашња брзинска карактеристика мотора XE 315 C

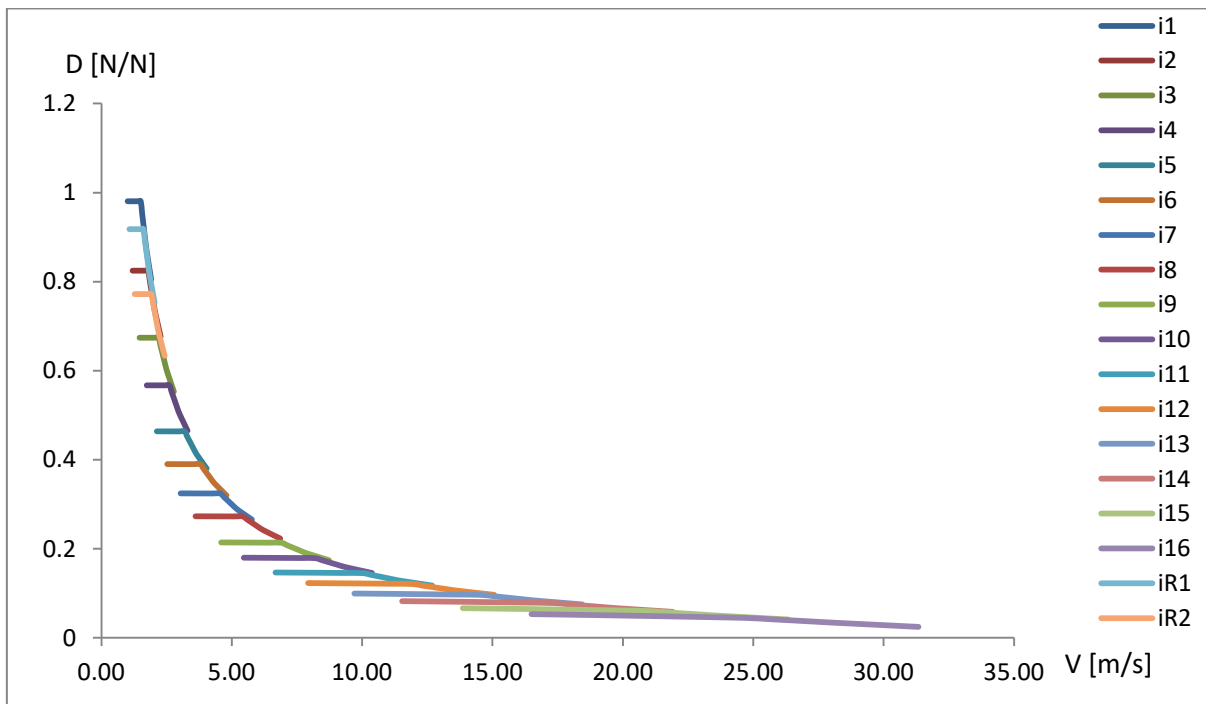
Табела 6: Максимални нагиб за све степене преноса за ДАФ тегљач

$\alpha_1 = 78,156^\circ$
$\alpha_2 = 54,988^\circ$
$\alpha_3 = 41,813^\circ$
$\alpha_4 = 33,977^\circ$
$\alpha_5 = 27,053^\circ$
$\alpha_6 = 22,389^\circ$
$\alpha_7 = 18,351^\circ$
$\alpha_8 = 15,258^\circ$
$\alpha_9 = 11,783^\circ$
$\alpha_{10} = 9,776^\circ$
$\alpha_{11} = 7,841^\circ$
$\alpha_{12} = 6,461^\circ$
$\alpha_{13} = 5,096^\circ$
$\alpha_{14} = 4,099^\circ$
$\alpha_{15} = 3,170^\circ$
$\alpha_{16} = 2,377^\circ$
$\alpha_{IR1} = 66,057^\circ$
$\alpha_{IR2} = 49,973^\circ$



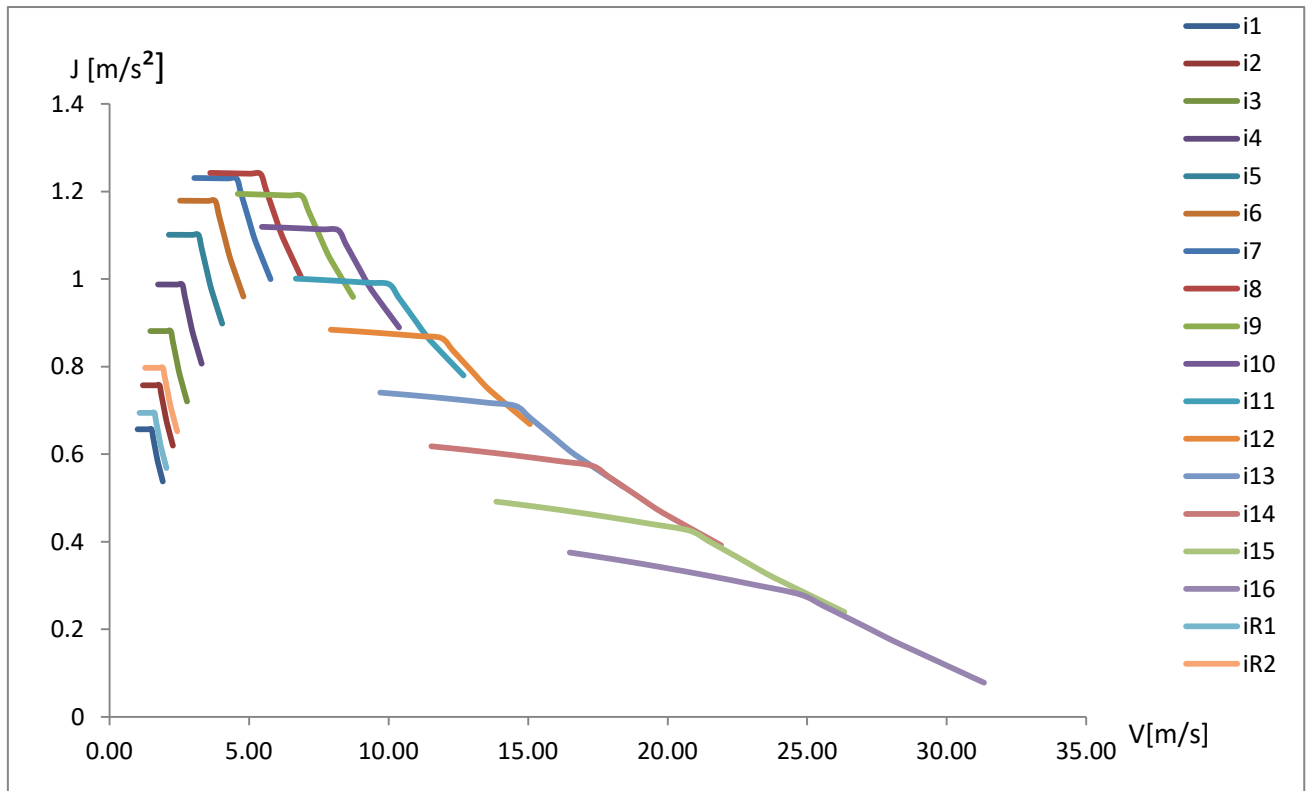
Слика 33: Вучни биланс Даф тегљач

На Слици 33 је график вучни билан за Даф тегљач. Као што се види, график представља F_o вучни биланс у зависности од V брзине. Вучни билан је у кН а брзина у м/с. F_o у првом степену преноса износи 185 кН, а затим у следећим степенима преноса она је мања док се брзина повећава, и у последњем степену преноса достиже 32 м/с.



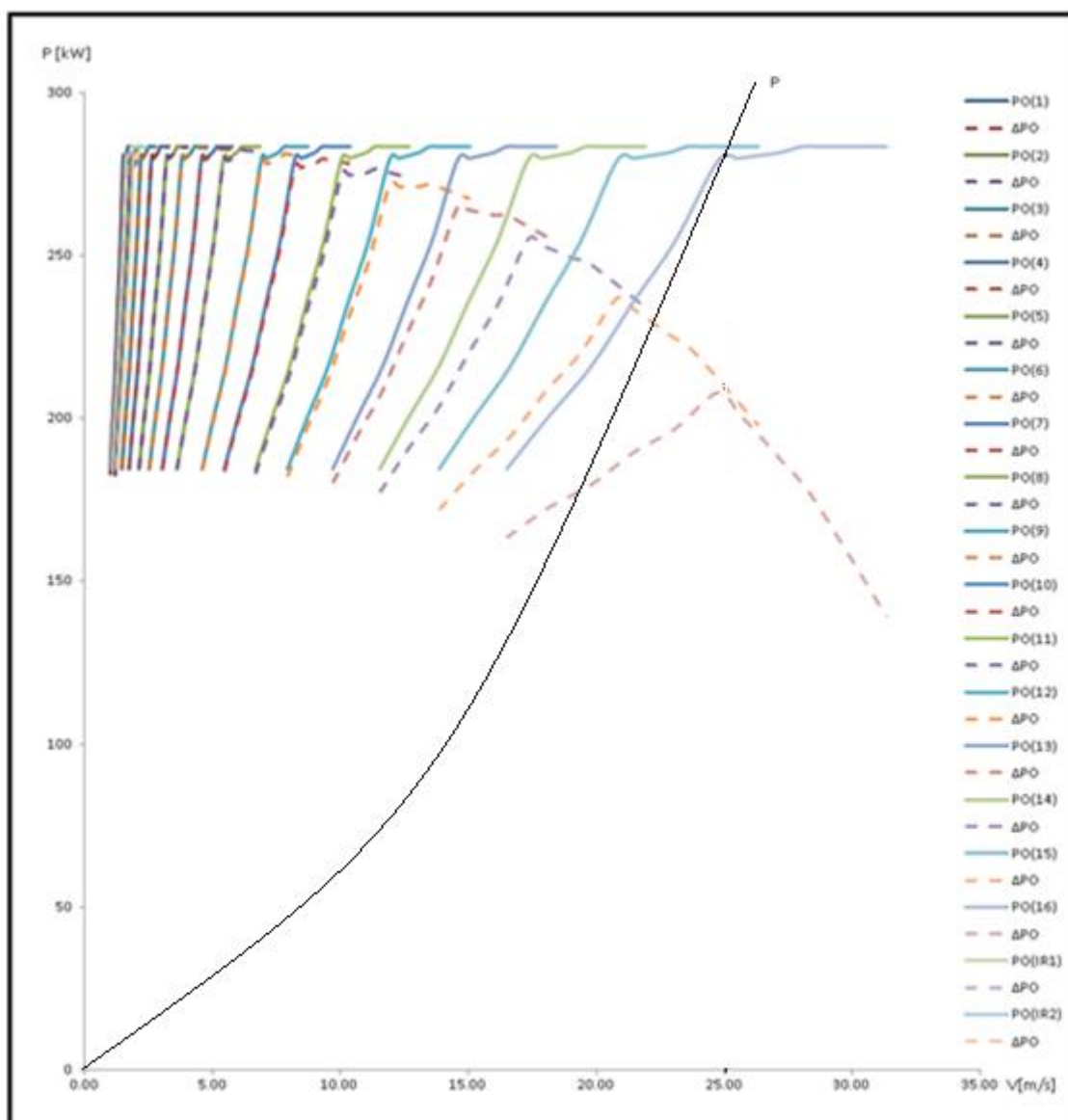
Слика 34: Криве динамичког фактора за ДАФтегљач

На *Слици 34* су представљене криве динамичког фактора исто за Даф тегљач, D динамички фактор у зависности од V брзине. Динамички фактор је изражен у јединицама N/N . У првом степену преноса динамички фактор је близу 1, око $0,90 N/N$ износи, затим у другом степену преноса динамички фактор је опао и износи око $0,85N/N$ и тако у сваком следећем степену преноса он је маљи. Док брзина у првом степену је 4 m/s да би се у сваком наредном степену повећавала и на крају достигла 32m/s .



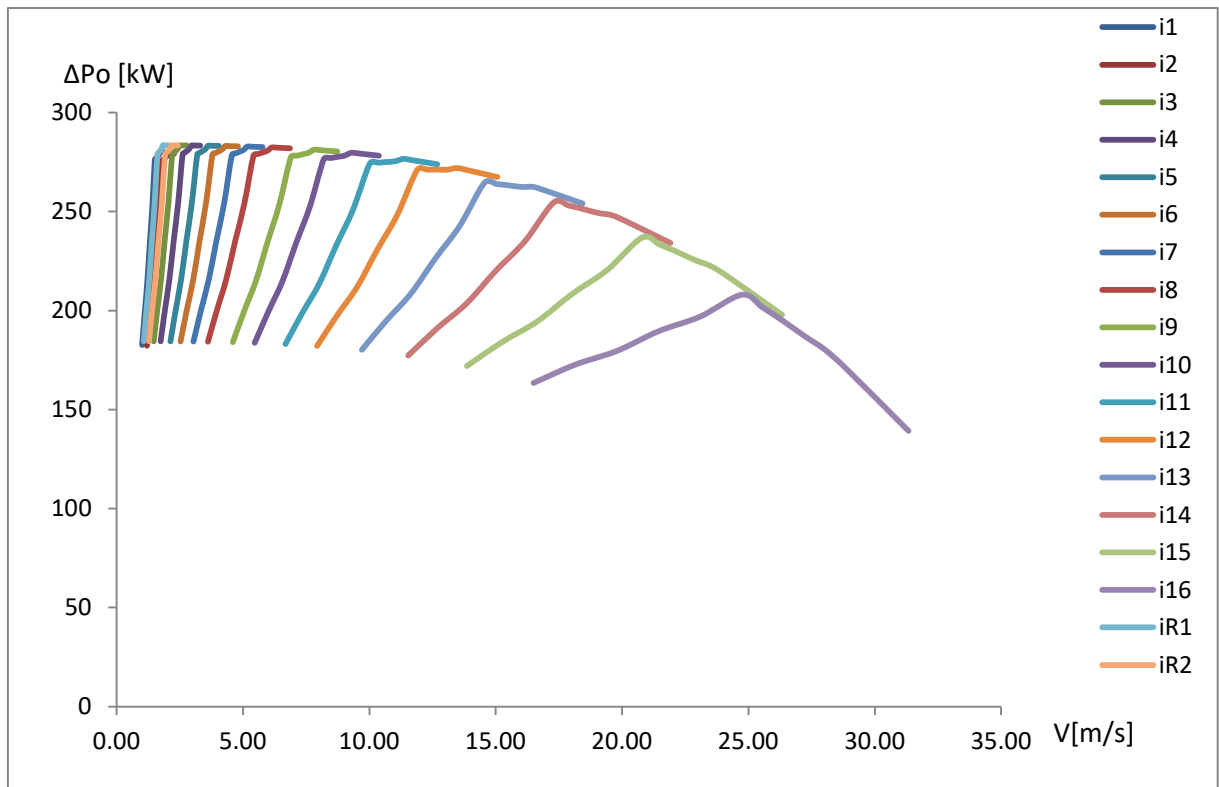
Слика 35: Зависност убрзања од брзине кретања за Даф тегљач

На *Слици 35* је зависност убрзања од брзине кретања за Даф тегљач, на Y оси је J убрзање које је изражено у m/s^2 . Са слике видимо да је убрзање у првом степену преноса $0,5\text{m/s}^2$, овде затим убрзање расте до осмог степена преноса и износи $1,3 \text{ m/s}^2$, затим у следећим степенима преноса опада до $0,1\text{m/s}^2$. Док је V брзина у сваком степену преноса већа.



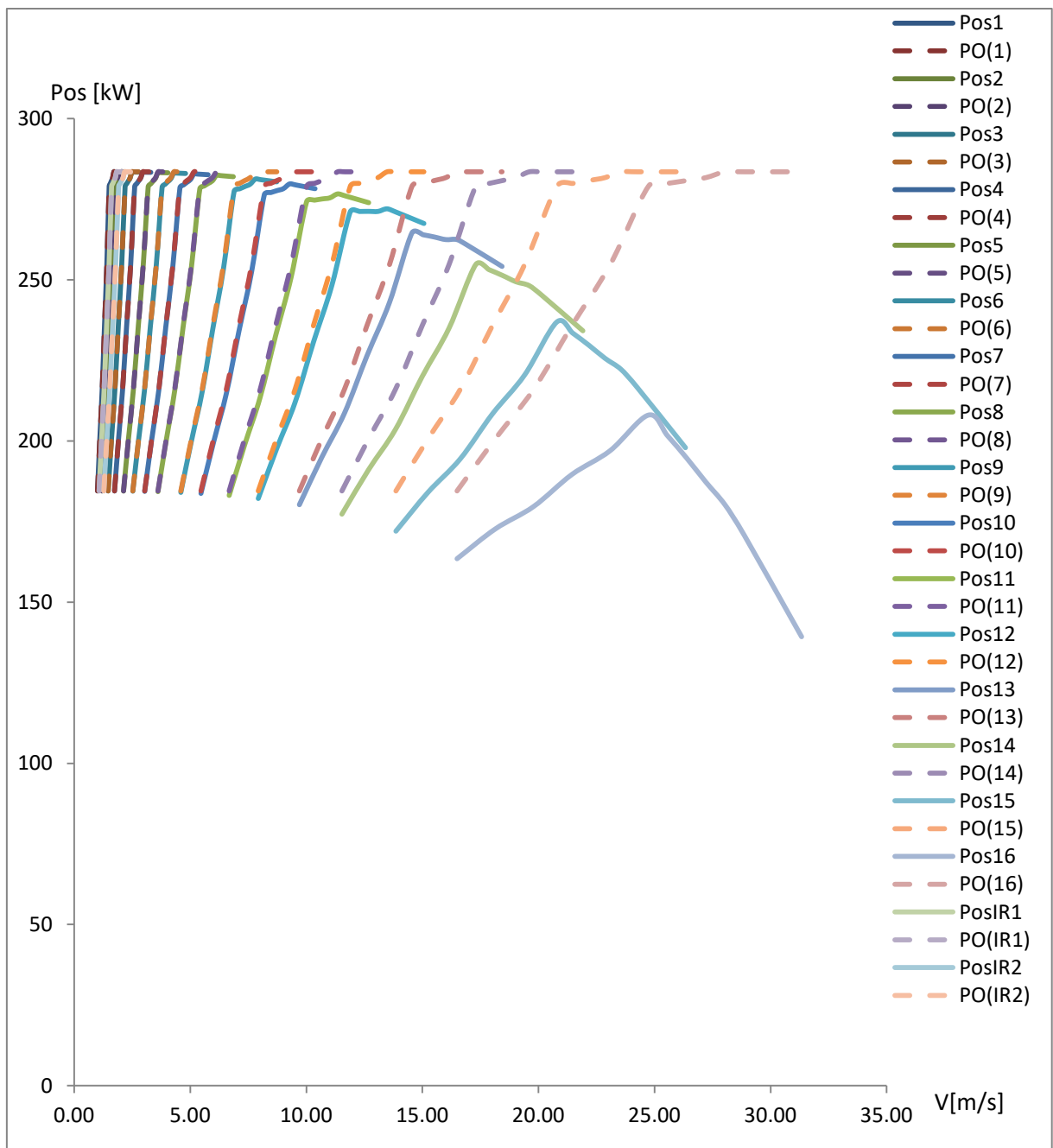
Слика 36: Вишак снаге на погонским точковима за Даф тегљач

На Слици 36 је представљен вишак снаге на погонским точковима за Даф тегљач, у зависности од брзине. На Y оси се налазе P_0 снага на погонским точковима и ΔP_0 вишак снаге на погонским точковима, и са слике се види да P_0 у првом степену преноса износи 270 kW у сваком следећем степену преноса P_0 се повећава за неке мале вредности да би у последњем степену преноса он био 280kW. Вишак снаге на погонским точковима ΔP_0 на слици представља испрекидану линију, и у првом степену преноса она износи као и P_0 , а затим у сваком следећем степену преноса тај вишак снаге опада и у последњем степену преноса износи 150 kW. Док се брзина у сваком степену преноса повећава да би на крају достигла 34 m/s.



Слика 37: Вишак снаге на погонским точковима за Даф тегљач

На Слици 37 је вишак снаге на погонским точковима ΔP_0 у зависности од V брзине. ΔP_0 вишак снаге је изражено у kW, у првом степену преноса вишак снаге достиже до 270 kW, да би се у последњем степену преноса он смањιο и износио 150 kW. Брзина је као и у претходним сликама, у првом степену преноса најмања док се у следећим степенима преноса повећава.



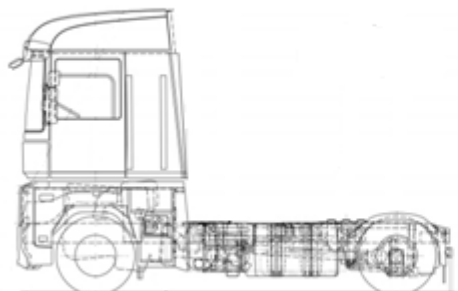
Слика 38: Слободна снага на погонским точковима за Даф тегљач

На Слици 38 је слободна снага на погонским точковима за Даф тегљач, у зависности од брзине. Као што се види Pos представља слободну снагу и она у првом степену преноса износи 280 kW, и она је константна до шестог степена преноса након тога она опада и у 16-том тј. последњем степену преноса она износи 140 kW. Док Po снага на погонским точковима у првом степену преноса је 280 kW, и као на слици 34 Po се повећава за мале вредности.

Ренотегљач[4]

Табела 7: Карактеристике Рено тегљача преузете из сертификата саобразности

Марка: RENAULT Тип: 22GVA1 Варијанта: DL2 Верзија: 36E5	Осовинско расојање: 3,815m Предњи препуст: 2,027m Задњи препуст: 1,812m
Карактеристике мотора Тип мотора: dCi 11 (дизел) Снага мотора: 266 kW Максимални обртни момент: 167Nm при 1200 min ⁻¹ Максимална број обртаја: 2400 min ⁻¹ Тип погона: E+J01	Погон: 4 * 2 Пнеуматици напред: 315/80 R 22.5 Пнеуматици позади 315/80 R 22.5
Масе Укупна маса: 19 000 kg Маса вучног возила: 40 000kg Маса возила спремног за вожњу: 6949 kg	
Дужина: 6,237 m Ширина: 2,500 m Чеона површина: 10 m ² Степен корисности трансмисије: 0,9 Коефицијент отпора котрљању 0,01 Коефицијент отпора ваздуха: 0,75	Карактеристике мењача: $i_1=13,53$, $i_2=11,10$, $i_3=9,58$, $i_4=7,86$, $i_5=6,51$, $i_6=5,34$, $i_7=4,52$, $i_8=3,72$, $i_9=2,99$, $i_{10}=2,45$, $i_{11}=2,12$, $i_{12}=1,74$, $i_{13}=1,44$, $i_{14}=1,18$, $i_{15}=1,00$, $i_{16}=0,82$, $AR_1=12,46$, $AR_2=10,23$



Слика 39: Рено тегљач [4]

Брзина при 1000 min^{-1} у 11.степену преноса је $6,625 \text{ m/s}$ а преносни однос мењача $i_m = 2,12$ на основу кога је добијен главни преносни однос $i_o = 3,987$

Табела 8: Брзина при 1000 min^{-1} за различите степене преноса [4]

Степен преноса	Преносни однос мењача	Брзина при 1000 min^{-1}
1	13,53	3,76
2	11,10	4,55
3	9,58	5,27
4	7,86	6,43
5	6,51	7,76
6	5,34	9,46
7	4,52	11,18
8	3,72	13,58
9	2,99	16,89
10	2,45	20,62
11	2,12	23,85
12	1,74	29,06
12	1,44	35,07
14	1,18	42,86
15	1,00	50,57
16	0,82	61,67
AR 1	12,46	4,05
AR2	10,23	4,49

$$G = m * g = 19\,000 * 9,81 = 186390, N$$

Отпор при котрљању је константан јер се возило не креће великим брзинама.

$$R_f = G * f = 186390 * 0,01 = 1863,9, N$$

Отпор ваздуха

Пнеуматици: 315/80 R22,5

$$H = 315 * \frac{80}{100} = 252, mm$$

$$D = d + 2H = 1075,5, mm \quad rd = 534, mm$$

$$R_v = \frac{1}{2} c_x \rho A V^2 = \frac{1}{2} * 0,75 * 1,25 * 10 * V^2 = \frac{1}{2} * 0,75 * 1,25 * 10 V^2 = 4,688 V^2, N$$

Ангажована снага за савлађивање отпора котрљања

$$P_f = R_f * V = 1863,9 * V, W$$

$$P_f = 1863,9 * V * 10^3, kW$$

Ангажована снага за савлађивање отпора ваздуха

$$P_v = R_v * V = 4,688 * V^2 * V = 4,688 V^3, W$$

$$P_v = 4,688 * V^3 * 10^3, kW$$

Одређивање преносног односа главног преносника

$$i_o = \frac{2\pi r d n e}{im V} = \frac{2*3,14*0,534*16,7}{2,12*6,625} = 3,987$$

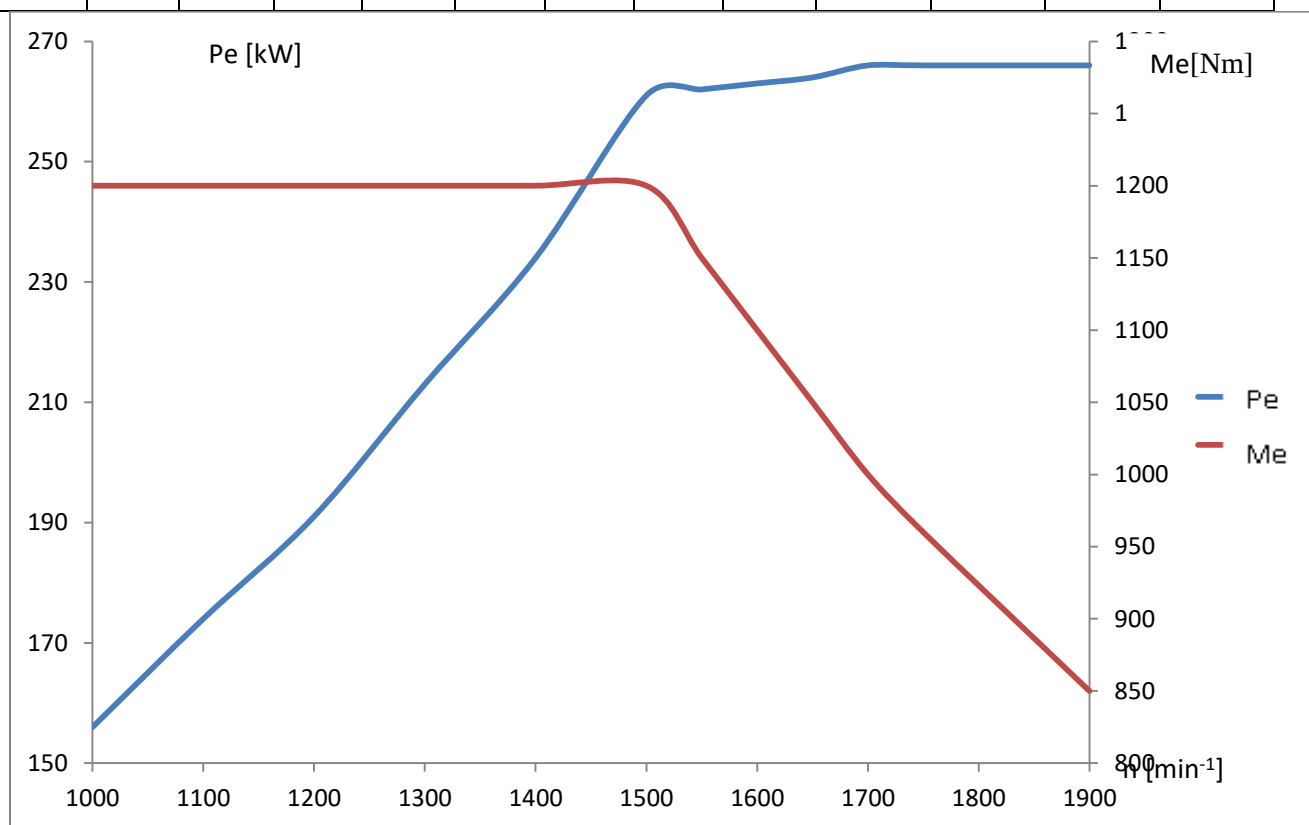
$$P_f + P_v = 1863,9 V + 4,688 V^3 = 7431,369 + 297,116 = 7728,485, W$$

$$P_f + P_v = 7728,485 * 10^3 = 7,7, kW$$

$$P_o = P_e * \eta_t = 266 * 0,9 = 239,4, kW$$

Табела 9: Спољашња брзинска карактеристика мотора које су очитане [4]

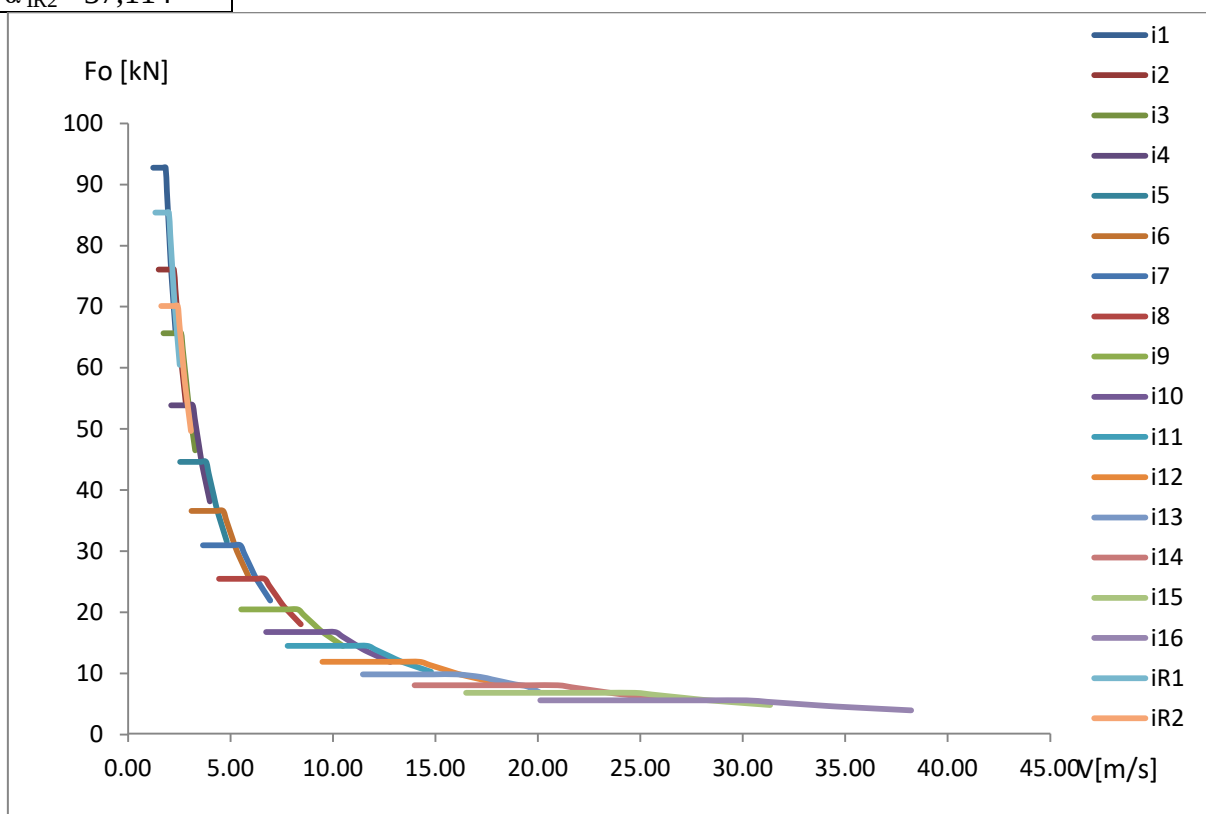
$n_e [min^{-1}]$	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1900
$P_e [kW]$	156	174	191	213	234	261	262	263	264	266	266	266
$M_e [Nm]$	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1150	1100	1050	1000	960	850



Слика 40: Спољашња брзинска карактеристика мотора dCi 11

Табела 10: Максимални нагиб за све степене преноса за Рено тегљач

$\alpha_1 = 53,386^\circ$
$\alpha_2 = 40,983^\circ$
$\alpha_3 = 34,352^\circ$
$\alpha_4 = 27,440^\circ$
$\alpha_5 = 22,314^\circ$
$\alpha_6 = 18,024^\circ$
$\alpha_7 = 15,079^\circ$
$\alpha_8 = 12,241^\circ$
$\alpha_9 = 9,671^\circ$
$\alpha_{10} = 7,771^\circ$
$\alpha_{11} = 6,603^\circ$
$\alpha_{12} = 5,241^\circ$
$\alpha_{13} = 4,136^\circ$
$\alpha_{14} = 3,130^\circ$
$\alpha_{15} = 2,377^\circ$
$\alpha_{16} = 1,525^\circ$
$\alpha_{IR1} = 47,559^\circ$
$\alpha_{IR2} = 37,114^\circ$

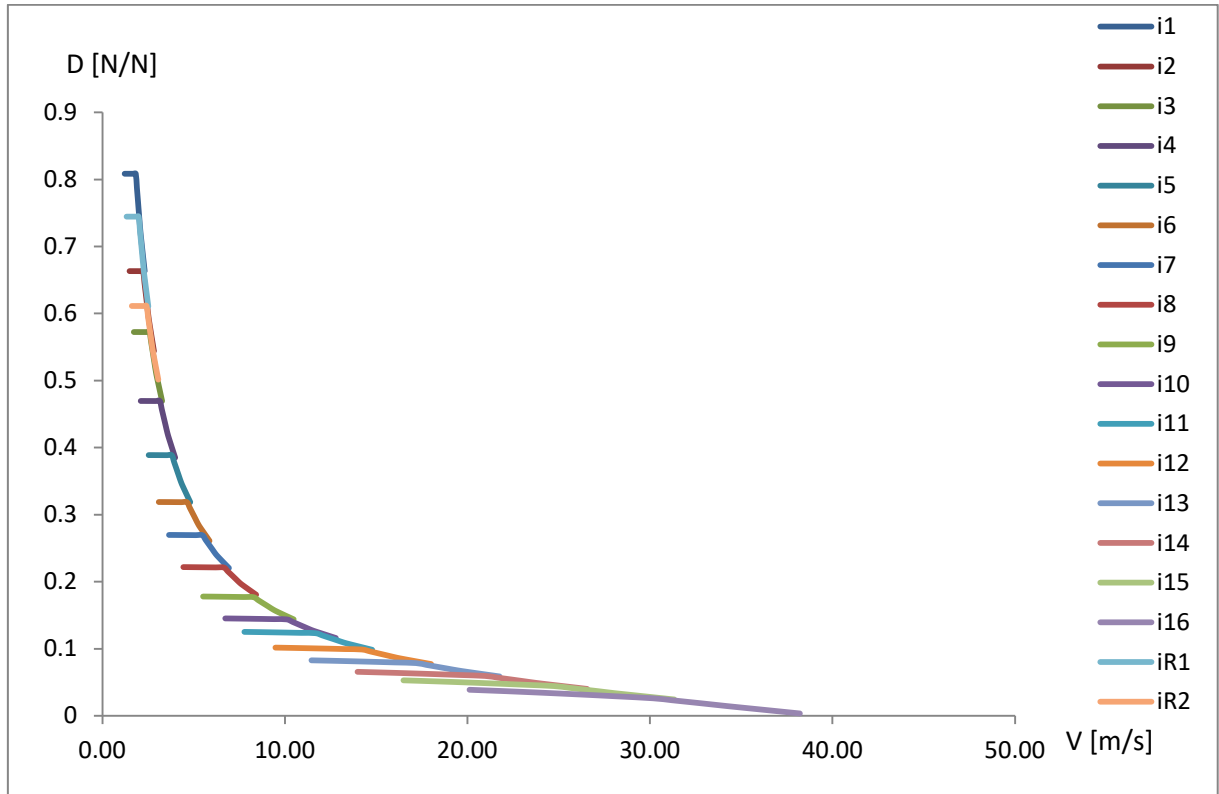


Слика 41: Вучни биланс Рено тегљач

На Слици 41 је график вучни биланс за Рено тегљач. Вучни биланс у првом степену преноса износи 94 kN, а затим у следећем степену преноса је 78 kN и тако у сваком

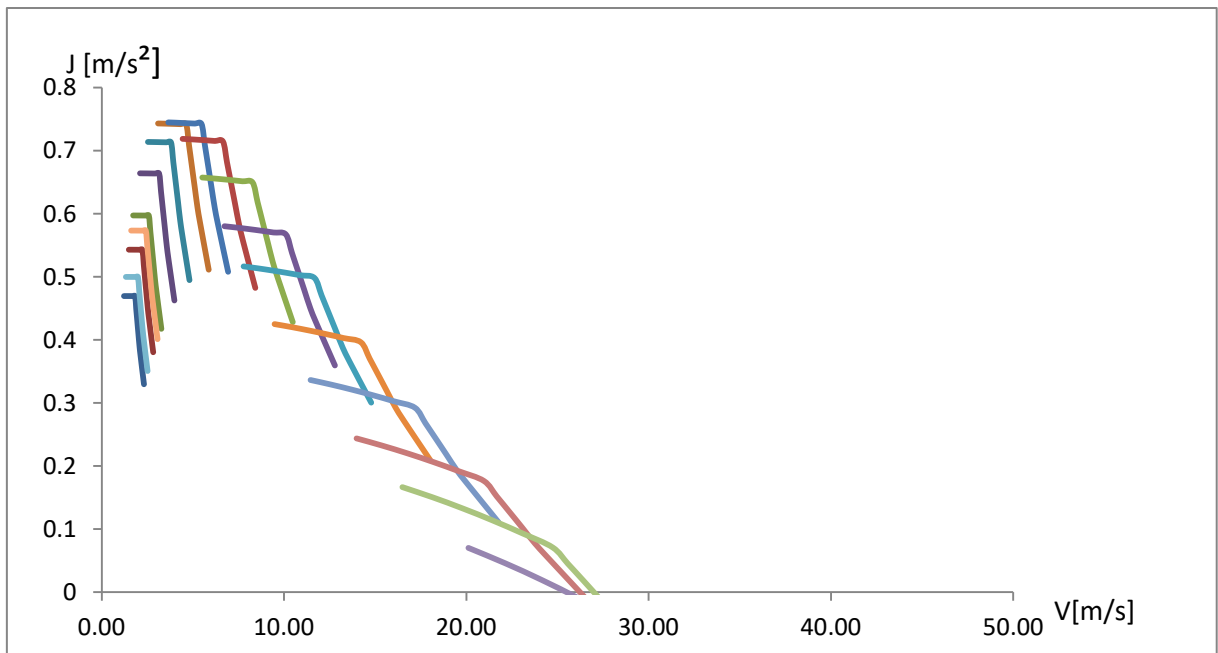
следећем степену преноса је мања док се брзина повећава, и у последњем степену преноса достиже 38m/s.

Израз за вучну силу, која се одређује: $F_o = \frac{M_e i_m i_o \eta_t}{r_d}$



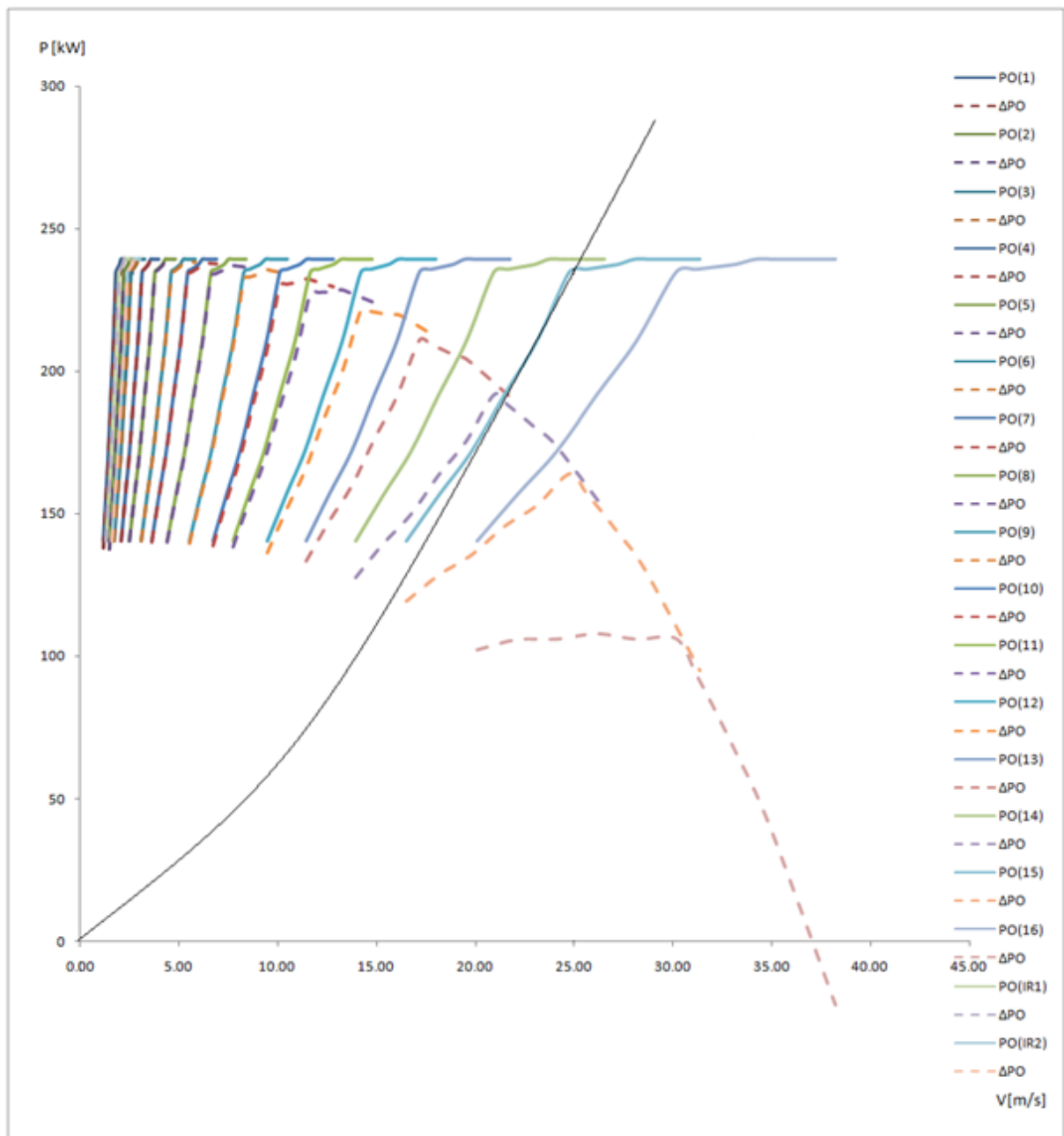
Слика 42: Крива динамичког фактора возила за Рено тегљач

На Слици42 је криве динамичког фактора за Рено тегљач. У првом степену преноса динамички фактор је 0,82 N/N, затим у другом степену преноса динамички фактор износи око 0,5 N/N и тако у сваком следећем степену преноса он је мањи као и код вучног биланса. Док брзина у првом степену је 4 m/s да би се у наредном степену повећавала и на крају износила 38 m/s.



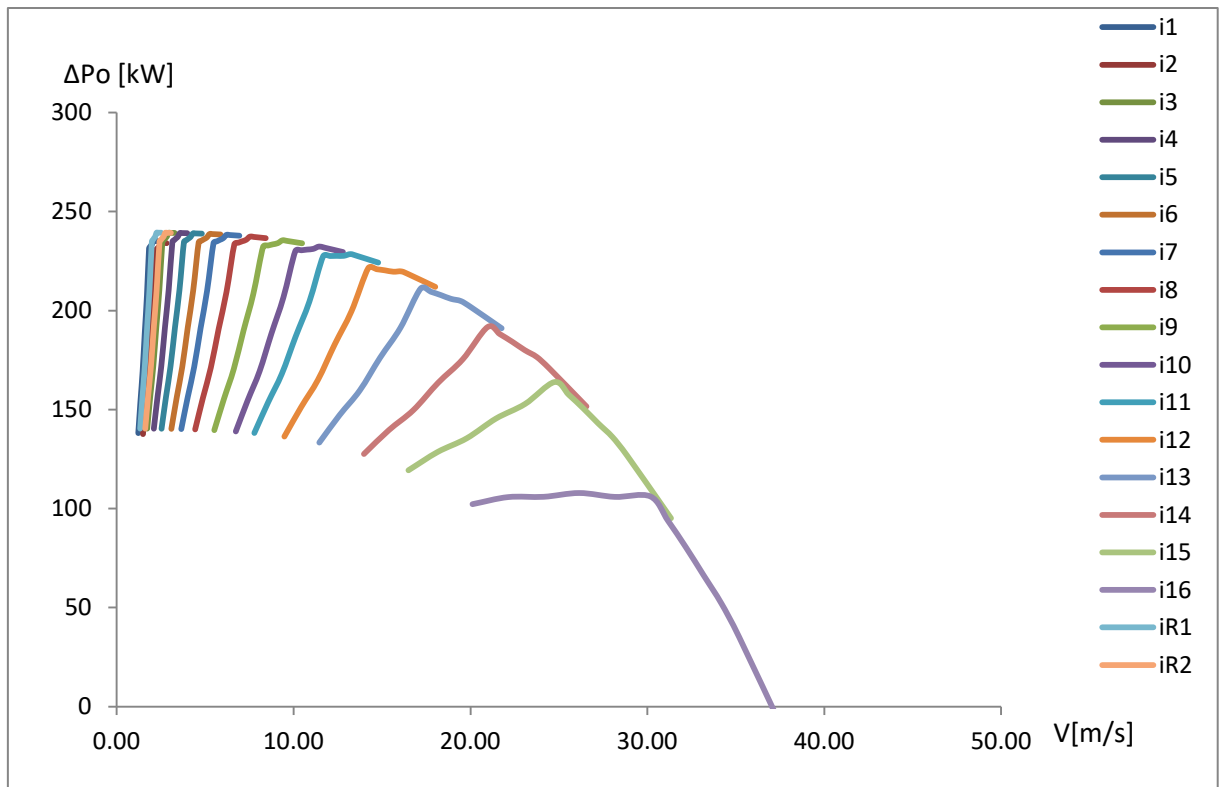
Слика 43: Зависност убрзања возила од брзине кретања за Рено тегљач

На Слици 43 је зависност убрзања од брзине кретања за Рено тегљач. Са слике се уочава да је убрзање у првом степену преноса $0,47 \text{ m/s}^2$, овде затим убрзање расте до седмог степена преноса и износи $1,76 \text{ m/s}^2$, док код Дафа убрзање расте до осмог степена преноса, затим у следећим степенима преноса опада.



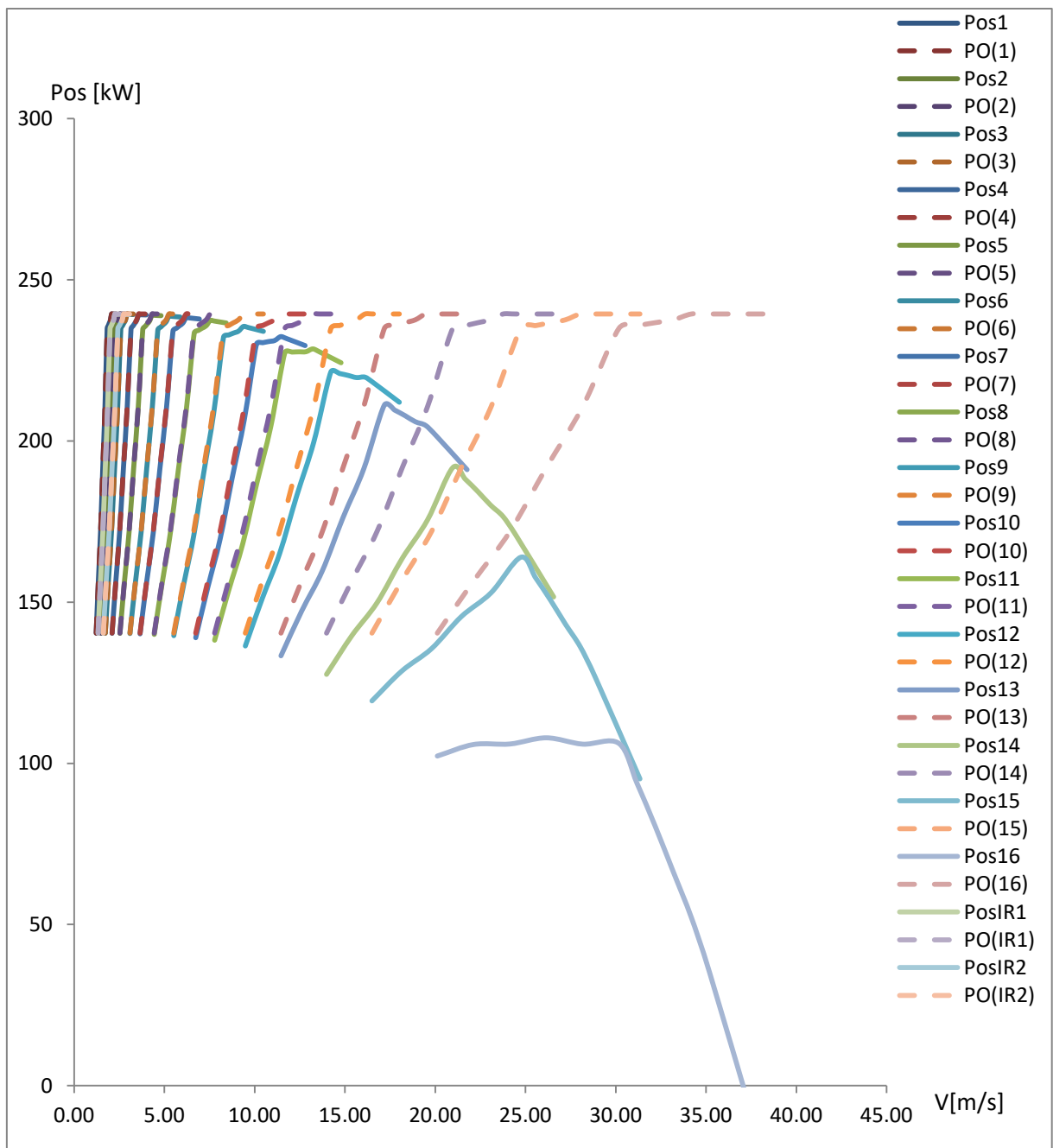
Слика 44: Вишак снаге на погонским точковима за Рено тегљач

На Слици 44 је вишак снаге на погонским точковима за Рено тегљач, у зависности од брзине. Крива P_o снага на погонским точковима и ΔP_o вишак снаге на погонским точковима, види се да снага у првом степену преноса износи 240 kW у сваком следећем степену преноса P_o се повећава да би у последњем степену преноса он износио 250 kW. Вишак снаге на погонским точковима ΔP_o као и код Дафа на слици представља испрекидану линију, у првом степену преноса износи као и снага, па у сваком следећем степену преноса вишак снаге опада.



Слика 45: Вишак снаге на погонским точковима за Рено тегљач

На Слици 45 је вишак снаге на погонским точковима ΔP_o . Вишак снаге у првом степену преноса постиже до 240 kW, и вишак снаге је константан до седмог степена преноса затим креће да опада и у последњем степену преноса био најмањи.



Слика 46: Слободна снага на погонским точковима за Рено тегљач

На Слици 46 је слободна снага на погонским точковима за Рено тегљач. Pos представља слободну снагу и у првом степену преноса износи 240 kW, и константна је до петог степена преноса након тога она опада и последњем степену пренос била најмања. Док снага на погонским точковима у првом степену преноса је 240 kW, Po се повећава за неке вредности.

Извршено је упоређивање вучног биланса са *слике 33* Даф тегљачи *слике 41* Рено тегљач, одакле се види да је вучни билан у првом степену преноса већи код Даф тегљача, као и у сваком наредном. *Слика 34* Даф тегљач и *слика 42* Рено тегљач, из ових слика се такође закључује да је динамички фактор већи у сваком степену преноса код Даф тегљач него код Рено тегљача. *Слика 35* Даф тегљач и *слика 43* Рено тегљач, на основу ових слика се закључује да је убрзање у првом степену преноса код Даф тегљача веће од Рено тегљача, затим код Рено тегљача убрзање расте до седмог степена преноса а код Даф тегљача расте до осмог, да би и у последњем степену преноса убрзање било веће код Даф тегљача и износи 0,1, а убрзање код Рено тегљач у последњем степену преноса износи мање. *Слика 36* Даф тегљач и *слика 44* Рено тегљач, из ових слика се закључује да је вишак снаге на погнским точковима већи код Даф тегљача. *Слика 38* Даф тегљач и *слика 46* Рено тегљач, и из ових слика је закључено да је слободна снага већа код Даф тегљача у првим степенима преноса, од седмог степена преноса та разлика је већа да би у последњем степену преноса код Даф тегљача слободна снага износила 140 kW а код Рено тегљача слободна снага има мању вредност од Даф тегљача.

6.Закључак

У овом раду су објашњене вучно брзинске карактеристике возила као и прорачун вучно брзинских карактеристика теретних возила. Као што је већ написано прорачун је извршен за два теретна возила сличних карактеристика, које су узете из сертификата саобразности. Прво возило је марке Даф а друго Рено. И на основу упоређивања два тегљача Рено и Дафа, дошло се до закључка да Даф тегљач има бољу вучну силу, јер је његова вучна сила у првом степену преноса знатно већа од вучне силе код Рено тегљача, динамички фатор је такође бољи. Што се тиче убрзања, Даф тегљач има боље убрзање него Рено тегљач, код Даф тегљача убрзање расте до осмог степена преноса а код Реноа убрзање расте до седмог степена преноса и затим опада код оба тегљача. Такође са слика вишка снаге на погонским точковима, вишак снаге је занемариво већи код Даф тегљача него код Реноа, међутим Рено тегљач постиже већу брзину од 38 m/s, а Даф 34 m/s и слободна снага може се очитати на слици и закључити такође да је већа код Даф тегљача, а исто као и код вишка снаге и овде је брзина већа код Реноа. За Рено тегљач је закључено да има само боље брзинске карактеристике од Даф тегљача.

7. Литература

[1] Симић Д: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988

[2] Демић М., Лукић Ј., Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011

[3]<https://www.slideshare.net/boricmd/79230053-skriptaizdrumskihvoziladeoteorijakretanja>[Преузето 13.08.2018 у 10h]

[4] Сертификат саобразности ДАФ јули 2006, Рено септембар 2005