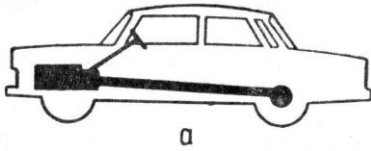
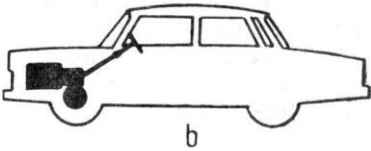


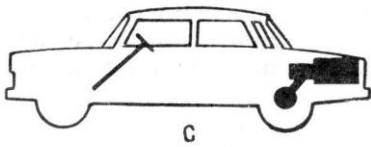
81. Soluții de organizare a autovehiculelor (soluția clasică, totul în față, totul în spate) – avantaje, dezavantaje.



a) motor față, punte motoare spate

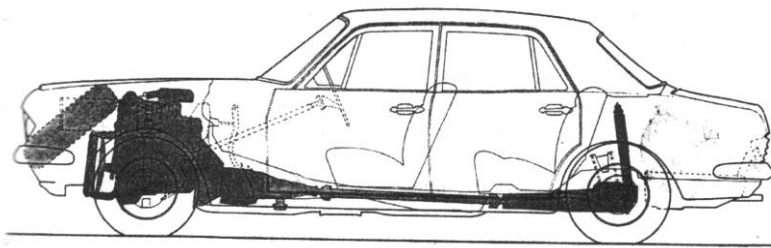


b) motor față, punte motoare față



c) motor spate, punte motoare spate

a) Motor față, punte motoare spate (soluție clasică)



Avantaje: - încărcări statice ale punților apropiate;

- lungime destul de mare a părții frontale pentru deformare și deplasarea grupului motor în partea inferioară a torpedoului la o coliziune frontală;

- solicitare redusă a suporturilor motorului sub acțiunea momentului la ieșirea din S.V.;

- accesibilitate ușoară la motor;

- punte față simplă, cu posibilitatea aplicării de diverse variante constructive;

- mecanism de comandă a S.V. simplu;

- se poate utiliza un S.V. cu priză directă (randament ridicat);

- utilizarea unui sistem de evacuare a gazelor de lungime mare, cu silențiozitate bună și posibilitate de montare ușoară a convertorului catalitic;

- încălzire eficientă a habitaculului datorită traseului de lungime mică al aerului și al apei.

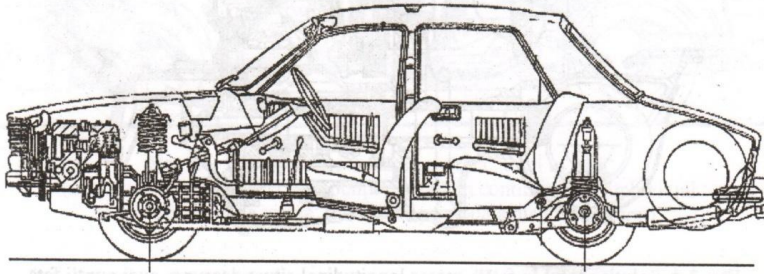
Dezavantaje: - la încărcare parțială a autoturismului, puntea motoare este relativ descărcată, ceea ce reduce capacitatea de trecere pe drum de iarnă sau umed și crește pericolul patinării roților, mai ales la viraje strânse;

- regim de mișcare rectilinie mai puțin stabil decât în cazul roților din față motoare (automobilul este împins și nu tras);

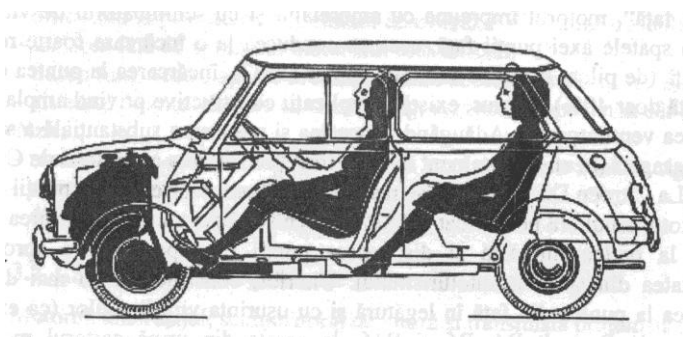
- la aplicarea frânei de motor sau a frânei de serviciu moderate, la deplasarea în viraj, autoturismul supravirează;

- necesitatea utilizării arborelui cardanic, ceea ce complică structura transmisiei și reduce spațiul din habitacul;
- restricții pentru portbagaje;
- lungime mare a automobilului, masă proprie relativ mare și cost ridicat.

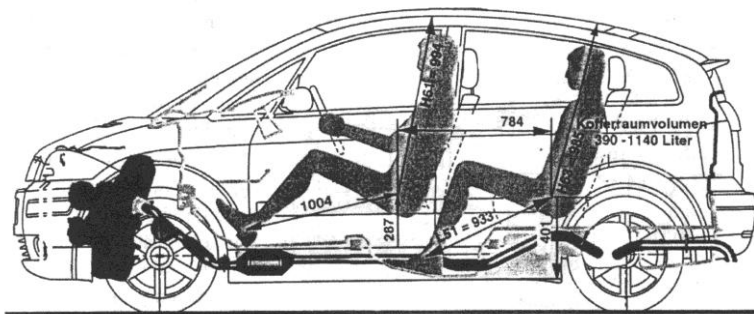
b) Motor față, punte motoare față (totul față)



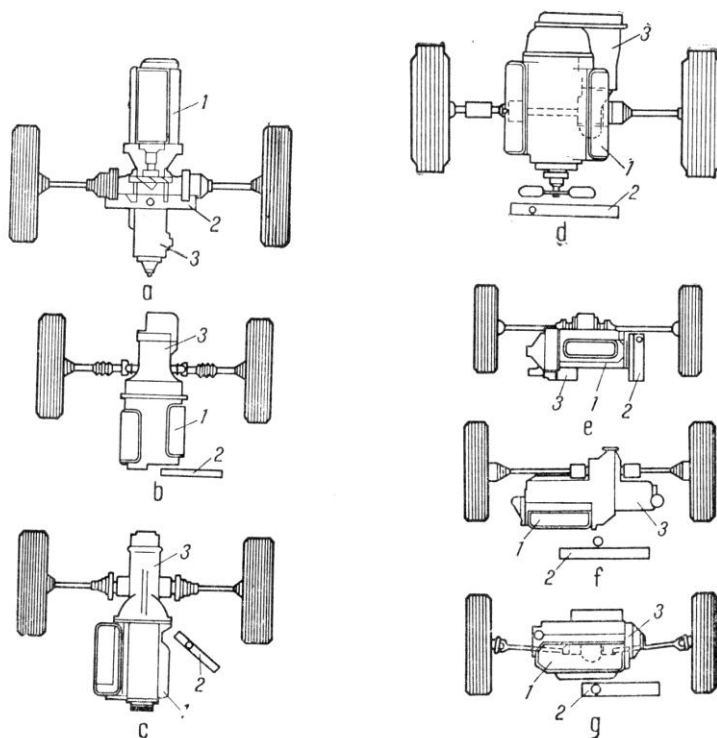
Motor longitudinal, în fața axei punții din față, S.V. deasupra punții



Motor transversal în fața axei punții din față, S.V. sub motor



Motor transversal în fața axei punții din față în continuare cu ambreiajul și S.V., transmisia principală dispusă alăturat



1 – motor, 2 – radiator, 3 – schimbător de viteze

- a) Motor longitudinal, în spatele axei punții, S.V. în față;
- b) Motor longitudinal, în fața axei punții, S.V. în spate;
- c) Motor longitudinal, în fața axei punții, înclinat, S.V. în spate;
- d) Motor longitudinal, deasupra axei punții, S.V. lateral;
- e) Motor transversal, în fața axei punții, S.V. sub motor;
- f) Motor transversal, în fața axei punții, S.V. paralel cu motorul, în lateral;
- g) Motor transversal, în spatele axei punții, înclinat către înainte, S.V. sub carter.

Avantaje:

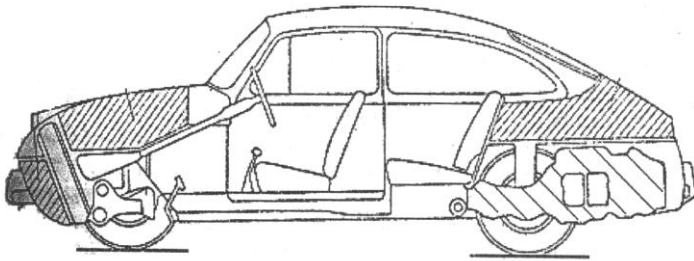
- bună stabilitate a mișcării (automobilul este tras și nu împins);
- o bună capacitate de trecere pe timp de iarnă și pe drum ud, chiar la încărcare parțială a automobilului (sarcina pe roțile motoare este relativ mare);
- stabilitate bună în viraj;
- sensibilitate redusă la vânt lateral;
- construcție simplă a punții din spate;
- eliminarea transmisiei cardanice (transmisie mai simplă, eliminarea unei surse importante de vibrații și confort mărit);
- lungime redusă a fluxului de putere;
- spațiu mare al portbagajului și zonă mare de deformare la impact din spate;
- încălzire eficientă a habitaculului datorită lungimii reduse a traseului apei;
- sistem de evacuare a gazelor cu traseu lung, cu spațiu suficient pentru amplasarea convertizoarelor catalitice.

Dezavantaje:

- la încărcare totală a automobilului, capacitatea de trecere este redusă pe drum umed, cu gheață și la deplasarea în rampă;
- lungimea motorului este limitată,

- încărcare ridicată a sistemului de direcție (datorită sarcinii mari pe puntea de direcție), necesitând servodirecție;
- dificultăți la plasarea convenabilă a cassettei de direcție;
- suspensia grupului motor-transmisie este supusă unui moment mare condiționat de raportul total de transmitere al transmisiei;
- solicitări relativ mari ale suspensiei punții din față;
- arhitectura punții față relativ complicată;
- producerea unor solicitări de încovoiere a sistemului de evacuare a gazelor datorate de mișcările grupului motor-transmisie în timpul demarării și frânării;
- raza minimă de virare este limitată de unghiul maxim de bracare a roților condiționat de unghiul articulațiilor homocinetice sau cvasi-homocinetice;
- uzare intensă a anvelopelor, roțile fiind în același timp de direcție și de tracțiune;
- mecanism de comandă al S.V. complicat, a cărui funcționare care poate fi influențată de mișcarea grupului motor-transmisie;
- solicitarea puternică a mecanismelor de frânare la roțile din față.

c) Motor spate, punte motoare spate (totul spate)

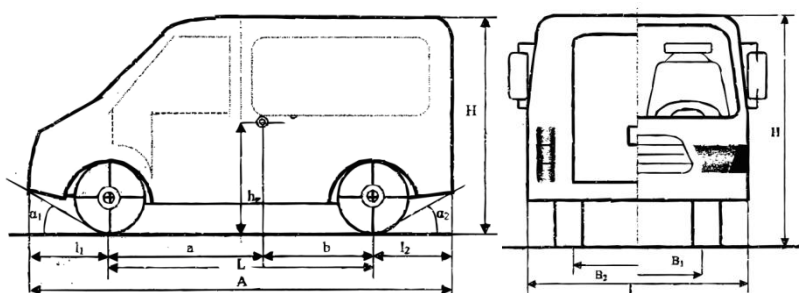


- Avantaje:
- capacitate mare de trecere, mai ales la urcarea rampelor;
 - posibilitatea realizării de accelerații mari la demaraj;
 - virare neutră la limita de stabilitate când motorul este amplasat în fața axei punții din spate;
 - lungime redusă a automobilului;
 - construcție simplă a punții din față;
 - traseu scurt al fluxului de putere de la motor la roți;
 - solicitări reduse ale sistemului de direcție;
 - lipsa transmisiei cardanice;
 - consolă mică la partea din față;
 - cost redus.
- Dezavantaje:
- stabilitate modestă a mișcării rectilinii;
 - supravirare accentuată când motorul este amplasat în spatele axei punții din spate;
 - sensibilitate la vânt lateral;
 - dificultate la virarea pe sol cu aderență scăzută din cauza sarcinii reduse pe puntea de direcție;
 - uzare intensă a pneurilor la puntea din spate;
 - suspensia grupului motor-transmisie este supusă unui moment mare condiționat de raportul total de transmitere al transmisiei;
 - traseu lung pentru comenzile motorului și transmisiei;

- traseu redus al sistemului de evacuare a gazelor;
- izolare fonică a motorului dificilă;
- traseu lung al sistemului de încălzire a habitaculului;
- dificultăți în amplasarea rezervorului de combustibil într-o zonă sigură;
- portbagaj mic;
- dificultăți în realizarea modelului break.

82. Dimensiunile principale și capacitatea de trecere a autovehiculelor

Dimensiunile principale se definesc în condiția de repaus a automobilului, planul său de sprijin este orizontal, iar roțile au poziția corespunzătoare mersului rectiliniu și presiunea interioară a aerului din pneu indicată de fabricant.



Dimensiunile principale ale automobilului

În figura sunt reprezentate principalele dimensiuni geometrice ale automobilului, conform STAS 6689/2 - 80.

Lungimea A , reprezintă distanța dintre două plane verticale, perpendiculare pe planul longitudinal de simetrie al automobilului și tangente la punctele extreme din față și din spate. Toate elementele din fața sau din spatele automobilului (cârlige de tracțiune, bare de protecție, etc.) sunt incluse între aceste două plane.

Lățimea L , reprezintă distanța între două plane verticale și paralele cu planul longitudinal de simetrie, tangente la automobil, de o parte și de alta a sa. Toate organele laterale ale automobilului fixate rigid, cu excepția oglinzilor retrovizoare, sunt cuprinse între aceste plane.

Înălțimea vehiculului H , reprezintă distanța dintre planul de sprijin și planul orizontal tangent la partea superioară a automobilului, fără încărcătură, cu pneurile umflate la presiunea indicată de producător.

Ampatamentul L , reprezintă distanța dintre axele geometrice ale punților automobilului, în cazul automobilelor cu trei punți ampatamentul se definește ca distanța dintre axa punții față și jumătatea distanței dintre axele celor două punți din spate. Ampatamentul automobilelor cu mai mult de trei punți se definește ca suma distanțelor consecutive dintre axele punților, începând cu puntea față. La automobilele care tractează semiremorci ampatamentul se calculează ca suma dintre distanța de la axa punții față la axa pivotului de tracțiune și distanța dintre acesta și planul vertical ce trece prin axa primei osii a semiremorcii.

Ecartamentul B , reprezintă distanța dintre planele mediane ale roților aceleiași punți, în cazul punților spate echipate cu roți duble ecartamentul se definește ca fiind distanța dintre planele, perpendiculare pe calea de rulare și paralele cu planul de simetrie al automobilului, care trec la jumătatea distanței dintre roțile de pe aceeași parte a punții respective.

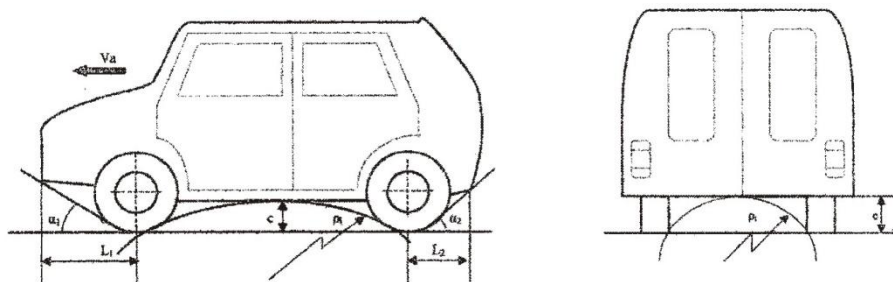
Consola față, l_1 reprezintă distanța dintre două plane verticale transversale, care trec, respectiv, prin punctul extrem din față al automobilului și axa punții față.

Consola spate l_2 , reprezintă distanța dintre două plane verticale transversale, care trec, respectiv, prin punctul extrem din spate al automobilului și axa punții spate.

Caracteristicile geometrice ale capacității de trecere a automobilului

Capacitatea de trecere a unui automobil reprezintă calitatea acestuia de a se putea deplasa pe drumuri neamenajate, în teren natural fără drum și de a putea trece peste obstacole de anumite mărimi.

Capacitatea de trecere este diferită în funcție de tipul, construcția și destinația automobilelor. Această caracteristică nu este foarte importantă la automobilele destinate circulației pe drumuri bune, cum sunt autoturismele de oraș, autobuzele urbane și interurbane, dar ea se impune la autoturismele utilitare și variantele lor, la autocamioane și chiar la autobuzele ușoare, care trebuie să circule și pe drumuri neamenajate.



Dimensiuni caracteristice pentru capacitatea de trecere

Cea mai mare capacitate de trecere o au automobilele de construcție specială numite "*tot-teren*", care pot circula atât pe drumuri neamenajate cât și în teren natural, fără drum, în condiții de ploaie, zăpadă, polei, etc., ca și automobilele speciale (militare sau care lucrează în exploatarea miniere, petroliere, în condiții de șantier, etc.). Aceste automobile au o capacitate de trecere îmbunătățită și datorită *tracțiunii integrale*, care distribuie momentul motor la toate roțile automobilului. Capacitatea de trecere se îmbunătățește prin folosirea transmisiilor la care, la schimbarea treptelor de viteze, nu se întrerupe fluxul de putere dintre motor și roțile motoare.

Un automobil cu capacitatea de trecere mărită trebuie să permită depășirea obstacolelor fără riscul "*suspendării*" roților motoare și să asigure corelarea dintre forța de tracțiune maximă la roți și aderența acestora cu calea de rulare. Caracteristicile geometrice ale automobilului, care caracterizează capacitatea de trecere sunt reprezentate în figura de mai sus: lumina sau garda la sol- c , raza longitudinală de trecere ρ_1 , raza transversală de trecere- ρ_2 , unghiurile de trecere din față- α_1 și din spate- α_2 .

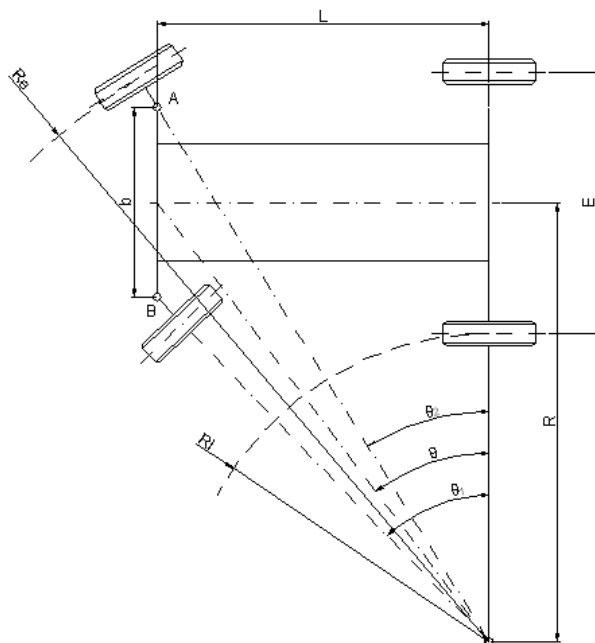
Garda la sol c , reprezintă distanța, măsurată pe verticală, dintre partea cea mai de jos a șasiului automobilului complet încărcat și calea de rulare. Acest parametru reprezintă înălțimea maximă a obstacolelor care pot fi trecute de automobilul încărcat la sarcina nominală, fără să le atingă. Partea cea mai coborâtă a șasiului se găsește, de obicei, sub puntea din față sau sub carterul punții din spate, în dreptul transmisiei principale. La unele automobile, partea cea mai joasă poate fi baia de ulei a motorului (la unele autobuze la care motorul este amplasat la mijlocul autobuzului, sub podea).

Raza longitudinală de trecere (ρ_1) reprezintă raza suprafeței cilindrice convenționale, tangentă la roțile din față, roțile din spate și la punctul cel mai coborât al automobilului, situat între punți. Raza longitudinală determină conturul proeminenței peste care poate să treacă automobilul, fără să o atingă cu punctele cele mai joase. Cu cât aceasta rază este mai mică cu atât capacitatea de trecere a automobilului este mai mare.

Raza transversală de trecere (ρ_t) reprezintă raza suprafeței cilindrice convenționale, tangentă la punctul cel mai coborât, din față sau din spate și la pneuri. Aceasta rază arată mărimea obstacolelor, în plan transversal, peste care poate trece automobilul. Valori mici ale razei transversale determină o capacitate mărită de trecere a automobilului.

Unghiurile de trecere α_1 în față, și α_2 în spate sunt determinate de tangentele la pneul din față, respectiv din spate și partea cea mai din față, respectiv din spate a șasiului sau caroseriei.

La circulația pe un drum accidentat și mai ales în situația în care automobilul urcă sau coboară unele denivelări întâlnite pe calea de rulare, este posibil să atingă drumul cu capătul din față sau cu cel din spate. Probabilitatea este cu atât mai mare cu cât unghiurile de trecere sunt mai mici și cu cât consolele sunt mai mari.



Razele minime de viraj ale automobilului caracterizează capacitatea de trecere a automobilului și posibilitatea acestuia de a se înscrie în viraj, cu viteză, minimă stabilă, volanul fiind rotit corespunzător limitei maxime de bracare a roților de direcție.

Raza exterioară de viraj R_e , reprezintă raza cercului descris în planul căii de rulare de către roata față, bracată la maxim, exterioară virajului efectuat în jurul punctului O, numit centru instantaneu de virare.

Raza interioară de viraj R_i , reprezintă raza cercului descris în planul căii de rulare de către roata spate interioară virajului, efectuat în jurul punctului O, atunci când roțile directoare sunt bracate la maxim.

Raza exterioară de gabarit R_g , reprezintă raza cercului descris în planul căii de rulare de către punctul cel mai îndepărtat de centrul de virare O, atunci când roțile directoare sunt bracate la maxim.

Raza interioară de gabarit R_2 , reprezintă raza cercului descris în planul căii de rulare de către punctul cel mai apropiat de centrul de virare O, atunci când roțile directoare sunt bracate la maxim.

Lațimea A_v , a spațiului ocupat de automobil în viraj, sau fâșia de gabarit, se definește ca fiind aria ocupată de automobil în viraj, cu roțile directoare bracate la maxim; ea este egală cu diferența dintre razele exterioare R_e și interioare R_i .

Razele de viraj cele mai mici le au automobilele la care toate roțile sunt directoare.

Capacitatea de trecere a automobilului mai este influențată de maniabilitatea și stabilitatea automobilului, de calitatea suspensiei și de raportul dintre forța de tracțiune și forța de aderență dintre roțile motoare și calea de rulare.

83. Razele roții cu pneu

- a) Raza roții libere – raza roții care nu este în contact cu solul: $r_0 = 0,5 D_u$
b) Raza statică – raza roții simplu sprijinite pe sol (fără a fi acționată de un moment): $r_s = r_0 - f_z$, unde $f_z = \Delta r_{\max}$.
c) Raza de rulare – raza unei roți convenționale care rulează pe o cale nedeformabilă, fără alunecări sau patinări în zona de contact cu calea, cu aceeași viteză unghiulară (ω_r) și liniară (v) ca și roata reală.

Pentru calcule practice, se poate exprima în funcție de raza liberă:

$$r_r = \lambda \cdot r_0,$$

unde λ – coeficient de deformare a pneului

$\lambda = 0,930 \dots 0,935$ pentru pneuri de joasă presiune;

$\lambda = 0,945 \dots 0,950$ pentru pneuri de înaltă presiune.

- d) Raza dinamică – distanța dintre centrul roții și suprafața de sprijin când roata rulează și este încărcată cu forța verticală F_z . Este influențată de regimul de mișcare al autovehiculului, caracteristicile pneului și ale căii de rulare.

84. Caracteristica de turație a motorului

Caracteristica unui motor cu ardere internă este o reprezentare grafică a variației unor mărimi sau indici de performanță ai motorului (ca de exemplu puterea, momentul motor, consumul specific de combustibil etc.) în funcție de un parametru de regim (turația, sarcina etc.) sau un parametru de reglaj (avansul la declanșarea scânteii, avansul la injecție) considerat ca variabilă independentă.

Pentru studiul dinamicii tracțiunii autovehiculelor o importanță deosebită o are caracteristica de turație care prezintă dependența puterii efective, momentului motor efectiv, consumului orar de combustibil și a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turație atunci când motorul funcționează la diferite sarcini. Performanțele dinamice maxime se obțin atunci când motorul funcționează la sarcină totală.

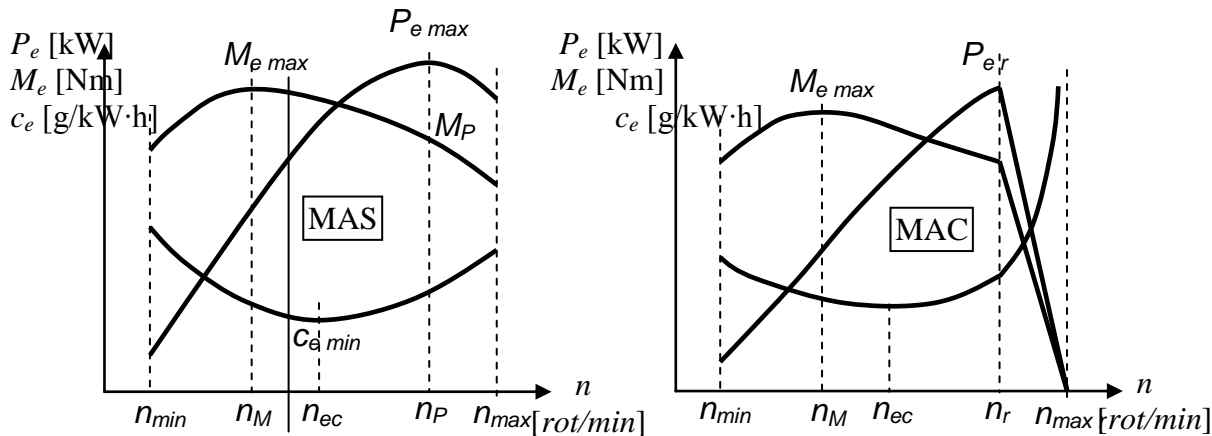
La motoarele cu aprindere prin scânteie (MAS) sarcina se reglează prin poziția clapetei de accelerație, iar la motoarele cu aprindere prin comprimare (MAC), prin reglarea dozei de combustibil injectate în cilindru.

Ca regimuri de funcționare de referință la motoarele cu ardere internă se definesc:

- Mersul încet în gol
- Regimul minim de turație la funcționare stabilă
- Regimul de moment efectiv maxim
- Regimul economic (consum specific efectiv minim)
- Regimul de putere efectivă maximă
- Regimul de turație maximă la sarcină totală
- Regimul de mers în gol forțat

La motoarele cu aprindere prin comprimare, de obicei, creșterea puterii este limitată înaintea atingerii valorii maxime de către un dispozitiv special – regulatorul limitator de turație.

Zona de funcționare între turația de intrare în acțiune a regulatorului și turația maximă reprezintă „ramura de regulator”; în această zonă, variația puterii efective și momentului efectiv este foarte abruptă într-un interval de turații relativ îngust, ceea ce asigură o bună stabilitate în funcționare la variații mari ale rezistențelor la înaintare.



În lipsa datelor furnizate de constructor, se pot avea în vedere următoarele valori:

$$n_{\min} \cong 0,2 n_P;$$

$$n_{\max} \cong (1,10 \div 1,25) n_P \text{ la MAS};$$

$$n_{\max r} \cong (1,05 \div 1,12) n_r \text{ la MAC}.$$

Adaptabilitatea motorului de autovehicul la tracțiune reprezintă capacitatea acestuia de a învinge rezistențe la înaintare cât mai mari prin posibilități proprii, măbind momentul motor la scăderea turației datorată creșterii rezistențelor exterioare.

Se definește coeficientul de adaptabilitate al motorului:

$$c_a = \frac{M_{e\max}}{M_P} > 1. \quad (5.18)$$

Elasticitatea motorului de autovehicul reprezintă capacitatea acestuia de a realiza, prin domeniul său de turații în regim stabil de funcționare, o gamă cât mai largă de viteze de deplasare fără a fi necesară modificarea raportului de transmitere al schimbătorului de viteze.

Se definește coeficientul de elasticitate al motorului:

$$c_e = \frac{n_M}{n_P} < 1. \quad (5.19)$$

Valori orientative pentru c_a și c_e sunt date în tabelul următor:

Tip motor	c_a	c_e
MAS	1,10 ÷ 1,25	0,45 ÷ 0,65
MAC	1,05 ÷ 1,15	0,55 ÷ 0,75

Tot cu caracter informativ, se precizează domeniile pentru valorile reprezentative ale turațiilor.

rul	Paramet	Tip motor și automobil						MAC			
		MAS		Autotur		Autoca		Autotur		Autoca	
	ism			ism sport		mion, autobuz		ism		mion, autobuz	
n_{min}	700	÷	-	300	÷	700	÷	350	÷		
	900			600		900		700			
n_p	5000	÷	6000	÷	3500	÷	4000	÷	1800	÷	
	6000		7000		5000		5000		4000		
n_{max}/n_p	1,05	÷	1,10	÷	1,05	÷	1,10		1,10		
	1,15		1,20		1,10						
n_{max}	/	5,7	-	-		5,0			2,6		

n_{min}

În cazul în care nu se dispune de caracteristica de turație la sarcină totală a unui motor determinată experimental, se pot modela curbele sale utilizând polinoame de gradul III.

$$P_e = P_{e \max} \cdot \left[\alpha \left(\frac{n}{n_p} \right) + \beta \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 - \gamma \left(\frac{n}{n_p} \right)^3 \right] \text{ pentru } n \leq n_{med} \text{ și} \quad (5.20)$$

$$P_e = P_{e \max} \cdot \left[\alpha' \left(\frac{n}{n_p} \right) + \beta' \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 - \gamma' \left(\frac{n}{n_p} \right)^3 \right] \text{ pentru } n > n_{med} \quad (5.21)$$

unde α, β, γ , respectiv α', β', γ' sunt coeficienți de formă adimensionali, iar

$$n_{med} = \frac{n_M + n_p}{2}. \quad (5.22)$$

Având în vedere relația dintre moment, putere și turație:

$$M = 955,5 \cdot \frac{P}{n} [daNm], \quad P[kW], n[rot/min], \quad (5.23)$$

rezultă

$$M_e = M_p \cdot \left[\alpha + \beta \left(\frac{n}{n_p} \right) - \gamma \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 \right] \text{ pentru } n \leq n_{med} \text{ și} \quad (5.24)$$

$$M_e = M_p \cdot \left[\alpha' + \beta' \left(\frac{n}{n_p} \right) - \gamma' \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 \right] \text{ pentru } n > n_{med} \quad (5.25)$$

Pentru zona turațiilor joase se pun condițiile:

$$P(n_p) = P_{e \max}, \quad M(n_M) = M_{e \max} \text{ și } \frac{dM}{dn} \Big|_{n=n_M} = 0 \quad (5.26)$$

Folosind coeficienții de adaptabilitate și de elasticitate, definiți de relațiile (5.18) și (5.19), rezultă sistemul:

$$\begin{cases} \alpha + \beta - \gamma = 1 \\ \alpha + c_e \beta - c_e^2 \gamma = c_a \\ \beta - 2 c_e \gamma = 0 \end{cases} \quad (5.27)$$

Cu soluția:

$$\alpha = \frac{c_e^2 - c_a(2c_e - 1)}{(1 - c_e)^2}, \quad \beta = \frac{2 c_e(c_a - 1)}{(1 - c_e)^2}, \quad \gamma = \frac{c_a - 1}{(1 - c_e)^2} \quad (5.28)$$

Pentru domeniul turațiilor mari, se pun condițiile:

$$P(n_p) = P_{e \max}, \quad M(n_M) = M_{e \max} \text{ și } \frac{dP}{dn} \Big|_{n=n_p} = 0 \quad (5.29)$$

Din care rezultă sistemul:

$$\begin{cases} \alpha' + \beta' - \gamma' = 1 \\ \alpha' + c_e \beta' - c_e^2 \gamma' = c_a \\ \alpha' + 2 \beta' - 3 \gamma' = 0 \end{cases} \quad (5.30)$$

cu soluția

$$\alpha' = \frac{2 \cdot c_{\varepsilon}^2 - 3c_{\varepsilon} + c_a}{(1 - c_{\varepsilon})^2}, \quad \beta' = \frac{3 - 2c_a - c_{\varepsilon}^2}{(1 - c_{\varepsilon})^2}, \quad \gamma' = \frac{2 - (c_{\varepsilon} + c_a)}{(1 - c_{\varepsilon})^2} \quad (5.31)$$

În domeniul de funcționare a regulatorului limitator de turație, se consideră că atât puterea efectivă cât și momentul efectiv scad liniar de la valorile corespunzătoare momentului de intrare în funcțiune a regulatorului până la 0, la turația maximă de mers în gol.

Curba consumului specific de combustibil se poate modela cu ajutorul relației:

$$c_{\varepsilon} = c_{\varepsilon P} \cdot \left[1,2 - \left(\frac{n}{n_P} \right) + 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_P} \right)^2 \right], \quad (5.32)$$

În care valorile consumului specific efectiv de combustibil la regimul de putere maximă se alege în funcție de tipul motorului și de tipul autovehiculului:

Tipul motorului	Tipul automobilului	$c_{\varepsilon P}$, [g/kWh]	
MAS	Autoturisme	280	÷
		350	
	Autoturisme	310	÷
	sport	340	
	Autocamioane,	300	÷
MAC	autobuze	470	
	Autoturisme	220	÷
		340	
	Autocamioane,	-	
	autobuze		

85. Caracteristica de tracțiune

În ecuația generală a mișcării rectilinii a autovehiculelor cu roți forța de tracțiune atunci când este cuplată treapta k a schimbătorului de viteze, F_{tk} , este generată de momentul motor M_e , a cărei mărime depinde de sarcina și turația motorului:

$$F_t = \frac{M_r}{r_r} = \frac{M_e(n, \lambda) \cdot i_{sk} \cdot i_0 \cdot \eta_t}{r_r}, \quad (5.33)$$

Unde i_{sk} este valoarea raportului de transmitere al schimbătorului de viteze în treapta k ($k = 1, 2, \dots, N_{trepte}$);

i_0 – raportul de transmitere al transmisiei principale;

η_t – randamentul transmisiei.

Pe de altă parte, viteza autovehiculului se poate exprima în funcție de turația motorului și rapoartele de transmisie i_{sk} și i_0 :

$$v = \omega_r \cdot r_r = \frac{\omega}{i_{sk} \cdot i_0} \cdot r_r = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{i_{sk} \cdot i_0} \cdot r_r = 0,10472 \cdot \frac{n \cdot r_r}{i_{sk} \cdot i_0} [m/s], \quad (5.34)$$

unde $r_r [m]$ și $n [rot/min]$.

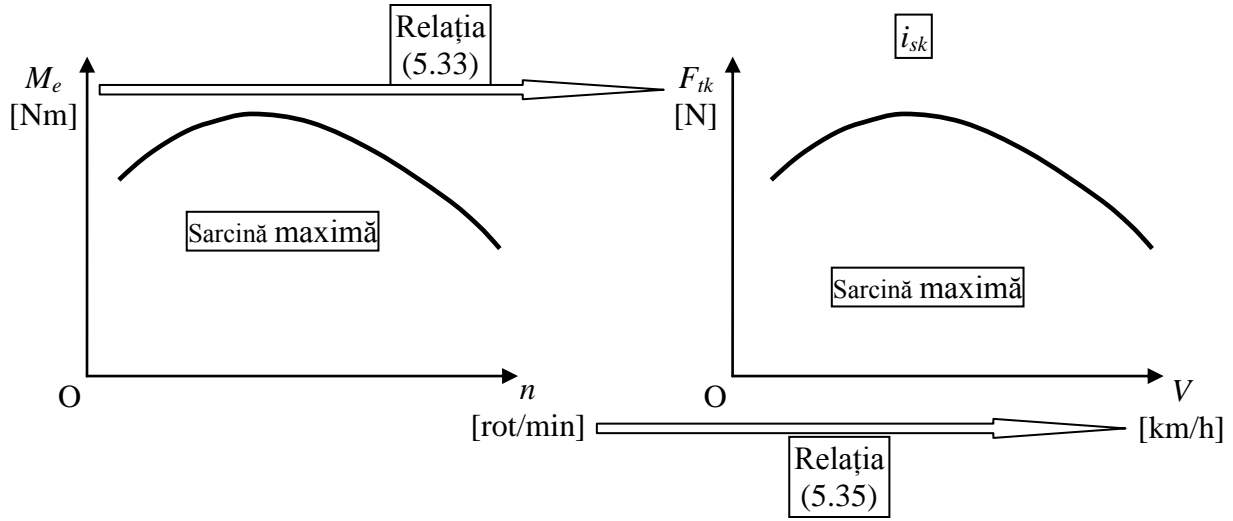
Ținând seama că $V [km/h] = 3,6 \cdot v [m/s]$,

Rezultă:

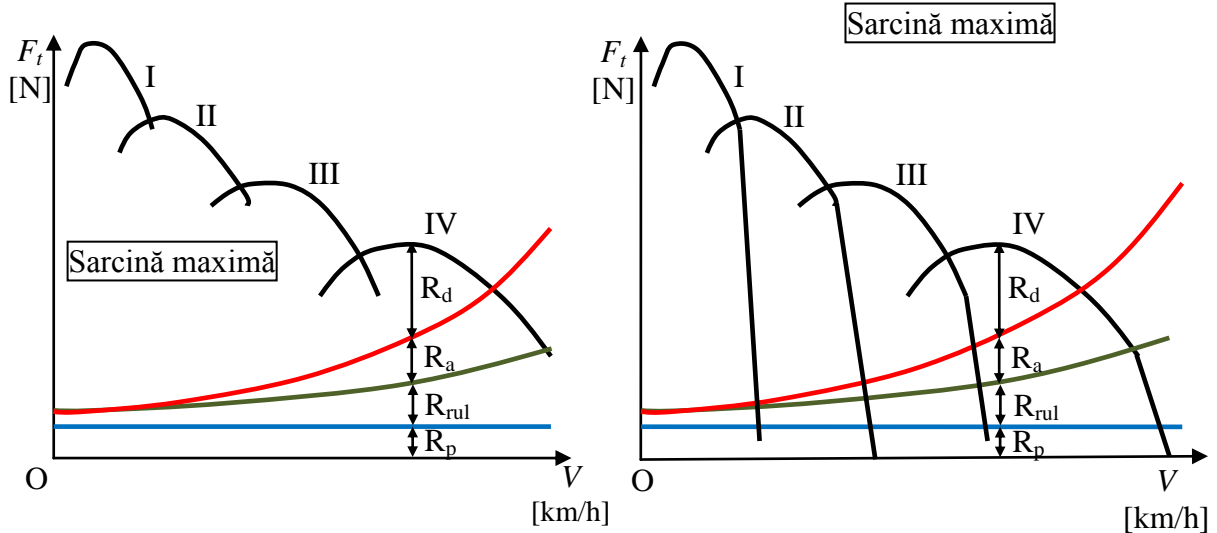
$$V = 0,377 \cdot \frac{n \cdot r_r}{i_{sk} \cdot i_0} [km/h] \quad (5.35)$$

Pentru studiul performanțelor maxime de tracțiune, trebuie analizată variația forței de tracțiune în funcție de viteză, atunci când motorul funcționează la sarcină totală, iar schimbătorul de viteze este cuplat succesiv în toate treptele – caracteristica de tracțiune. Deoarece, conform

(5.33), pentru o anumită treaptă a schimbătorului de viteze (i_{sk}), F_t este direct proporțională cu M_e , alura curbei sale de variație este similară cu aceea a momentului motor.



Pentru toate treptele schimbătorului de viteze, se obține o familie de curbe:



a) M.A.S.

b) M.A.C.

Ecuatiile (5.24) și (5.25) se pot scrie concentrat sub forma:

$$M_s = M_p \cdot \left[\left(\frac{\alpha}{\alpha'} \right) + \left(\frac{\beta}{\beta'} \right) \left(\frac{n}{n_p} \right) - \left(\frac{\gamma}{\gamma'} \right) \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 \right]. \quad (5.36)$$

Ținând seama de relația de definire a coeficientului de adaptabilitate al motorului (5.18) și de cea de definire a coeficientului de elasticitate al motorului (5.19), rezultă:

$$M_p = \frac{M_{s \max}}{c_a}, \text{ respectiv } n_p = \frac{n_M}{c_e}. \quad (5.37)$$

Operând înlocuirile corespunzătoare, rezultă:

$$M_s = \frac{M_{s \max}}{c_a} \cdot \left[\left(\frac{\alpha}{\alpha'} \right) + \left(\frac{\beta}{\beta'} \right) \left(\frac{n}{n_M} \right) - \left(\frac{\gamma}{\gamma'} \right) \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \right], \text{ sau}$$

$$M_e = M_{e \max} \cdot \left[\left(\frac{\alpha}{c_a} \right) + \left(\frac{c_e \cdot \beta}{c_a} \right) \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right) - \left(\frac{c_e^2 \cdot \gamma}{c_a} \right) \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \right], \text{ sau}$$

$$M_e = M_{e \max} \cdot \left[\left(\frac{\alpha_1}{\alpha'_1} \right) + \left(\frac{\beta_1}{\beta'_1} \right) \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right) - \left(\frac{\gamma_1}{\gamma'_1} \right) \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \right], \quad (5.38)$$

Unde:

$$\left(\frac{\alpha_1}{\alpha'_1} \right) = \frac{1}{c_a} \left(\frac{\alpha}{\alpha'} \right); \quad \left(\frac{\beta_1}{\beta'_1} \right) = \frac{c_e}{c_a} \left(\frac{\beta}{\beta'} \right); \quad \left(\frac{\gamma_1}{\gamma'_1} \right) = \frac{c_e^2}{c_a} \left(\frac{\gamma}{\gamma'} \right). \quad (5.39)$$

Turația motorului se poate exprima în funcție de viteza autovehiculului din relația (5.35):

$$n = \frac{1}{0,377} \cdot \frac{i_o \cdot i_{sk}}{r_r} \cdot V = 2,6525 \cdot \frac{i_o \cdot i_{sk}}{r_r} \cdot V. \quad (5.40)$$

Valoarea maximă a forței de tracțiune care se poate dezvolta într-o anumită treaptă a schimbătorului de viteze se obține introducând în relația (5.33) valoarea maximă a momentului efectiv:

$$F_{tk \max} = \frac{M_{e \max} \cdot i_{sk} \cdot i_o \cdot \eta_t}{r_r}. \quad (5.41)$$

Exprimând pe M_e în funcție de F_{tk} din (5.33) și pe $M_{e \max}$ în funcție de $F_{tk \max}$ din (5.41) și înlocuind turația cu expresia (5.40), relația (5.38) devine:

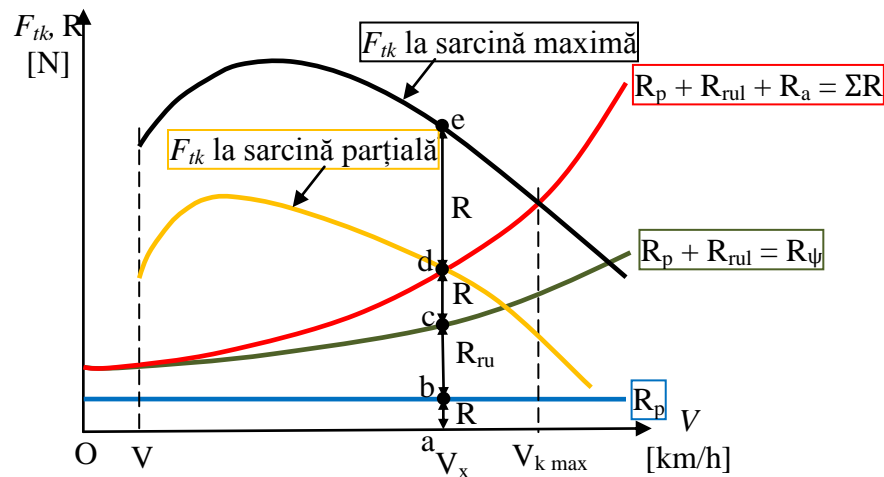
$$F_{tk} = F_{tk \max} \cdot \left[\left(\frac{\alpha_1}{\alpha'_1} \right) + \left(2,6525 \cdot \frac{i_o \cdot i_{sk}}{r_r \cdot n_m} \right) \cdot \left(\frac{\beta_1}{\beta'_1} \right) \cdot V - \left(2,6525 \cdot \frac{i_o \cdot i_{sk}}{r_r \cdot n_m} \right)^2 \cdot \left(\frac{\gamma_1}{\gamma'_1} \right) \cdot V^2 \right], \quad (5.42)$$

În care coeficienții de formă sunt folosiți după cum urmează:

$$\alpha_1, \beta_1, \gamma_1 \text{ pentru } V \leq V_{\text{med } k} \quad (5.43)$$

$$\alpha'_1, \beta'_1, \gamma'_1 \text{ pentru } V > V_{\text{med } k} \quad (5.44)$$

$$\text{Unde } V_{\text{med } k} = 0,377 \cdot \frac{r_r \cdot n_{\text{med}}}{i_{sk} \cdot i_o} \quad (5.45)$$

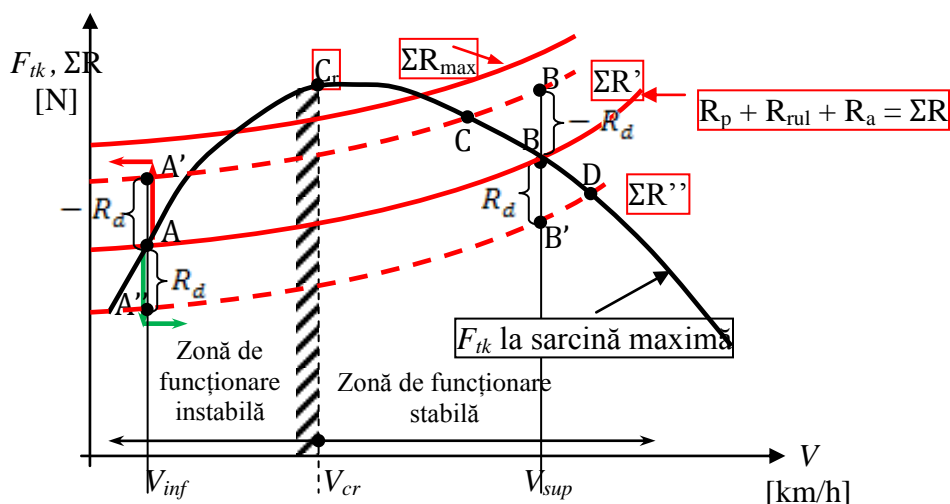


Indiferent de treapta SV, rezistențele la înaintare cresc cu viteza, așa după cum s-a arătat anterior (vezi figura). La o anumită valoare a vitezei, curba rezistențelor intersectează curba forței de tracțiune. Viteze mai mari nu pot fi dezvoltate deoarece nu se mai dispune de forța necesară de tracțiune, deci aceasta este viteza maximă pe care autovehiculul o poate atinge în treapta respectivă - $V_{k \max}$. Pentru trepte inferioare ale SV, la MAS-uri, forțele de tracțiune la roată sunt mari datorită

amplificării momentului motor prin valorile ridicate ale raportului de transmitere, astfel încât punctul de intersecție corespunzător sarcinii maxime s-ar afla la viteze atât de ridicate încât atingerea lui ar însemna o creștere periculoasă a turației motorului, astfel încât în practică nu se ajunge la acest regim.

Pentru o anumită treaptă a schimbătorului de viteze, la o viteză de deplasare V_x , mai mică decât viteza maximă în treapta respectivă, se constată existența unei diferențe între valoarea ΣR (ordonata punctului d din figură) și valoarea forței de tracțiune disponibile (ordonata punctului e din figură). Această diferență produce accelerarea autovehiculului, reprezentând valoarea rezistenței la accelerare posibil a fi dezvoltată în respectivele condiții de deplasare. Deplasarea uniformă cu viteza respectivă – V_x se realizează dacă motorul funcționează la o sarcină parțială, în acest caz intersecția curbei forței de tracțiune cu curba ΣR având loc chiar la acea viteză, nemaexistând rezervă pentru accelerare. Dacă se dorește accelerarea autovehiculului, se apasă pedala de accelerație, adică se mărește sarcina motorului și se trece pe o curbă superioară a forței de tracțiune.

Dacă, din diferite motive, rezistențele la înaintare cresc substanțial, este posibil, mai ales în



treptele superioare al SV, să se realizeze o dublă intersecție a curbelor forței de tracțiune și sumei rezistențelor la înaintare.

Punctul A

Dacă rezistența la înaintare crește accidental, până în A' , ea va depăși forța de tracțiune, ceea ce va produce o încetinire a deplasării autovehiculului cu $-\frac{dv}{dt}$. La scăderea vitezei, forța de tracțiune va scădea și ea, astfel încât autovehiculul își va reduce în continuare vîreza până la calarea motorului (dacă nu se decuplează ambreiajul și nu se trece într-o treaptă mai mică a SV).

Dacă rezistența la înaintare scade accidental, până în A'' , forța motoare va deveni mai mare, producând o accelerare a autovehiculului cu $+\frac{dv}{dt}$. Odată cu creșterea vitezei, va avea loc și creșterea rapidă a forței de tracțiune, ceea ce va mări și mai mult viteza autovehiculului.

În ambele cazuri, în jurul punctului A funcționarea grupului motopropulsor este instabilă, el nefiind capabil să se adapteze micilor schimbări ale bilanțului de tracțiune.

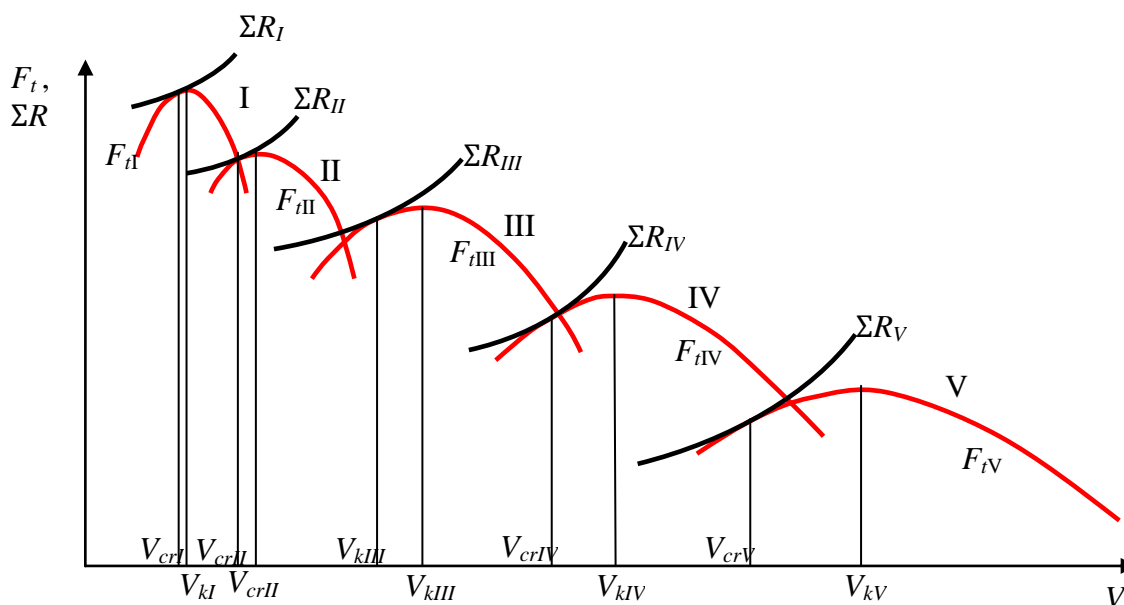
Punctul B

Dacă rezistența la înaintare crește accidental, până în B', ea va depăși forța de tracțiune, ceea ce va produce o încetinire a deplasării autovehiculului cu $-\frac{dv}{dt}$. La scăderea vitezei, forța de tracțiune va crește ceea ce va readuce echilibrul cu forțele rezistente într-un nou punct, C.

Dacă rezistența la înaintare scade accidental, până în A'', forța motoare va deveni mai mare, producând o accelerare a autovehiculului cu $+\frac{dv}{dt}$. Odată cu creșterea vitezei, va avea loc scăderea forței de tracțiune până la egalarea forței de rezistență în punctul D.

În jurul punctului B funcționarea grupului motopropulsor este stabilă, el fiind capabil să se adapteze micilor schimbări ale bilanțului de tracțiune.

La creșterea rezistenței la înaintare, punctele A și B se apropie, la un moment dat ele confundându-se în C_r. În acest punct, curbele forței de tracțiune și de rezistență la înaintare sunt tangente. La viteze mai mari decât a acestui punct, funcționarea grupului motopropulsor este stabilă, în timp ce la viteze mai mici ea devine instabilă. Viteza critică reprezintă viteza minimă de funcționare în regim staționar și corespunde punctului C_r. Viteza critică este mai mică decât viteza pentru care forța de tracțiune atinge valoarea maximă. Diferența dintre cele două viteze crește în treptele superioare ale SV.



86. Caracteristica dinamică

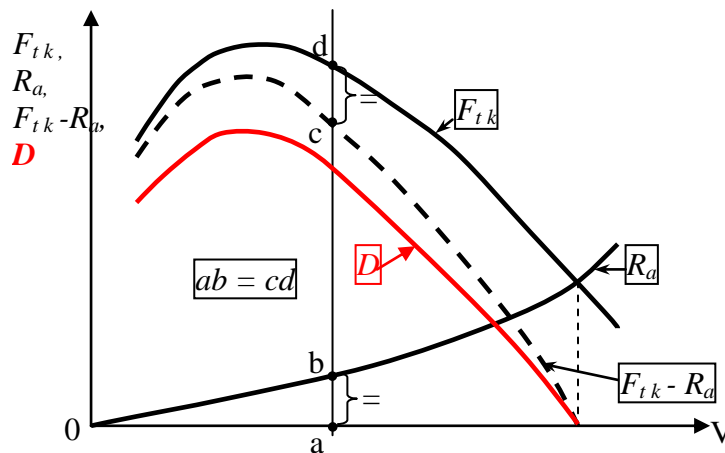
Performanțele de tracțiune ale unui autovehicul depind nu numai de caracteristica de tracțiune ci și de greutatea sa și de factorul aerodinamic ($K = k \cdot A$). Pentru a îngloba toate cele trei elemente de influență, este necesară utilizarea unui parametru special dedicat: factorul dinamic. Acesta reprezintă raportul dintre forța de tracțiune din care se scade rezistența aerului și greutatea autovehiculului:

$$D = \frac{F_t - R_a}{G_a} [-]. \quad (5.46)$$

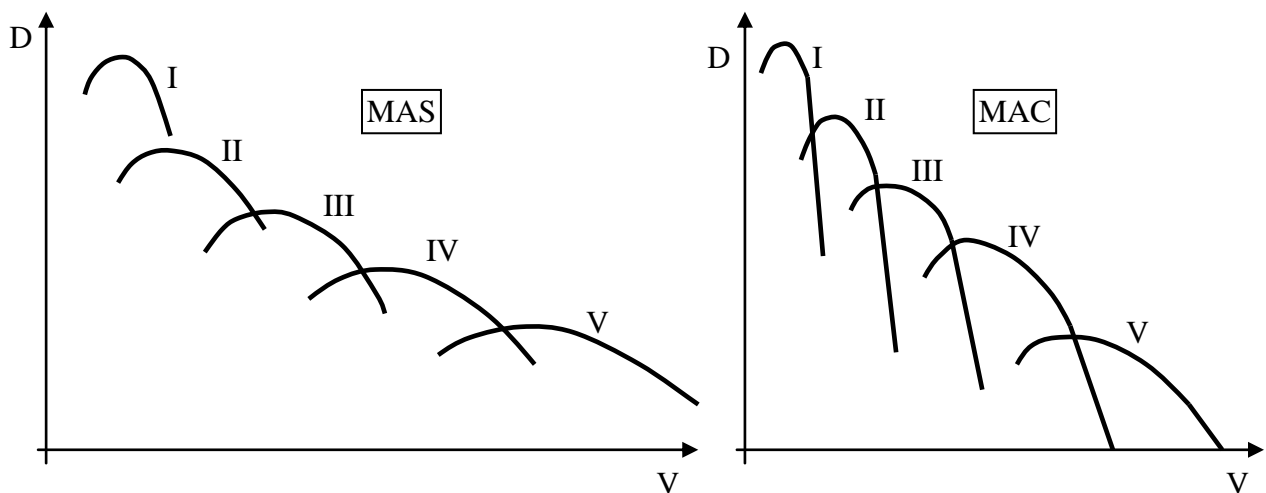
Deoarece forța de tracțiune este dependentă de viteză și de treapta în care este cuplat SV, rezultă că și factorul dinamic depinde de aceiași factori.

Caracteristica dinamică reprezintă funcția care exprimă dependența factorului dinamic de viteza autovehiculului pentru toate treptele SV atunci când motorul funcționează la sarcină totală.

Curba de variație a factorului dinamic pentru o treaptă a SV se poate construi considerând caracteristica de tracțiune pentru acea treaptă.



Pentru toate treptele SV, se obține:



Utilizarea caracteristicii dinamice la studiul mișcării autovehiculelor

Dacă în relația de definire a factorului dinamic se ține seama de bilanțul de tracțiune (5.7), rezultă:

$$D = \frac{(R_{rul} + R_p + R_a + R_d) - R_a}{G_a} = \frac{R_{rul} + R_p}{G_a} + \frac{R_d}{G_a} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (5.47)$$

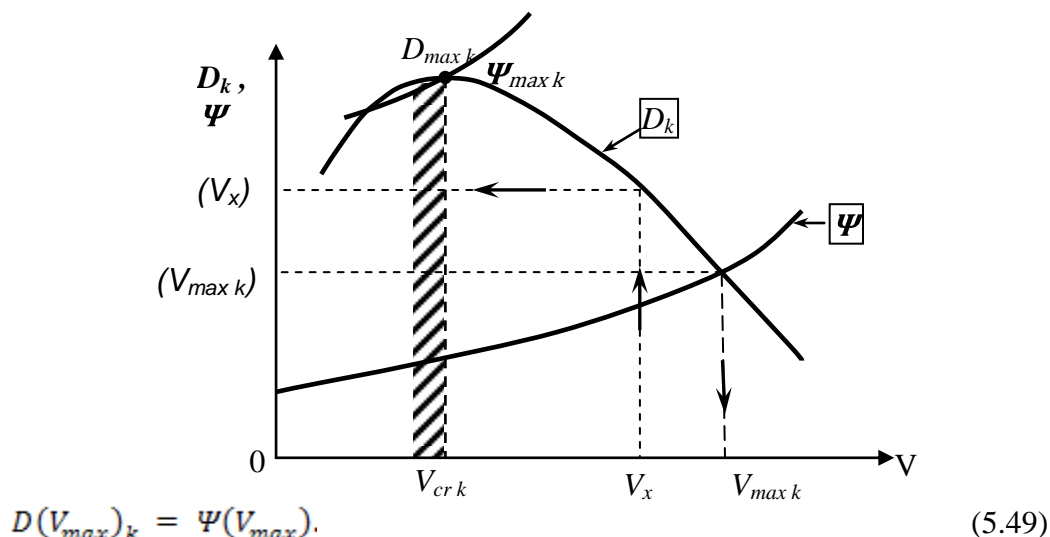
Sau, ținând seama de coeficientul de rezistență (rezistența specifică) al drumului

$$\Psi = f \cdot \cos \alpha_p + \sin \alpha_p:$$

$$D = \Psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (5.48)$$

Determinarea vitezei maxime

Pentru un drum dat și o anumită treaptă a SV, viteza maximă se obține atunci când capacitatea de accelerare a autovehiculului a fost epuizată, deci atunci când $\frac{dv}{dt} = 0$, astfel încât, din relația (5.48) se obține:



Pentru o anumită viteză, V_x , din graficul caracteristicii dinamice se poate determina valoarea coeficientului de rezistență al drumului care poate fi învins în treapta respectivă a SV.

Determinarea rezistenței specifice maxime

Pentru o anumită treaptă a SV, valoarea maximă a rezistenței specifice a drumului se obține, evident, la viteza la care factorul dinamic atinge valoarea maximă:

$$\Psi_{max k} = D_{max k} \quad (5.50)$$

Viteza corespunzătoare îndeplinirii acestei condiții este, după cum s-a arătat anterior, viteza critică.

Rezistența specifică maximă cea mai mare va fi învinsă în prima treaptă a SV.

Determinarea pantei maxime

Pentru înclinări ale drumului relativ mici, specifice drumurilor modernizate, se face aproximarea $\sin \alpha \cong \tan \alpha = p$, deci factorul dinamic poate fi determinat în aceste cazuri cu ajutorul relației:

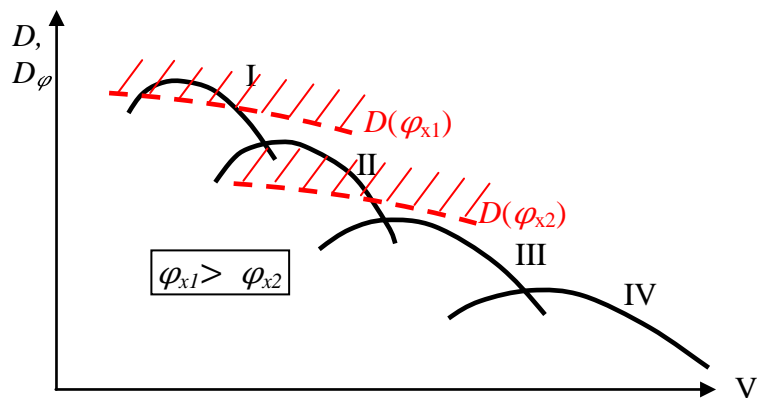
$$\Psi(V) = f(V) + p. \quad (5.51)$$

Rezultă, pentru treapta k a SV, valoarea maximă a pantei:

$$p_{max k} = \Psi_{max k} - f(V_{cr k}) = D_{max k} - f(V_{cr k}). \quad (5.52)$$

Pentru determinarea pantei maxime ce poate fi urcată într-o treaptă a SV și la o anumită viteză, V_x se utilizează relația:

$$p_{max}(V_x)_k = D_k(V_x)_k - f(V_x). \quad (5.53)$$



În porțiunile din curbele factorului dinamic situate deasupra curbelor $D(V)$ nu este posibilă deplasarea autovehiculului cu valorile respective ale lui D deoarece se depășește aderența roților motoare.

87. Stabilitatea roților de direcție (unghiurile pivoților și fuzetelor)

Prin stabilitatea roților de direcție se definește proprietatea acestora de a-și păstra direcția rectilinie de deplasare sau de a reveni la această poziție, după efectuarea schimbărilor de direcție, fără intervenția conducătorului automobilului. Nerespectarea acestor caracteristici conduce la creșterea efortului de conducere și la micșorarea siguranței în deplasare.

Pentru asigurarea stabilității roților directoare pivoții și fuzetele lor se montează cu anumite înclinări față de verticală și orizontală.

Constructiv pivoții se montează cu următoarele două unghiuri:

- 1.-unghiul de înclinare longitudinală a pivotului sau unghiul de fugă;
- 2.-unghiul de înclinare transversală a pivotului sau unghiul de stabilitate.

Constructiv fuzetele se montează cu următoarele două unghiuri:

- 1.-unghiul de cădere sau unghiul de înclinare a roții în plan transversal,
- 2.-unghiul de convergență sau unghiul de înclinare a roții în plan orizontal.

Unghiul de înclinare longitudinală a pivotului β

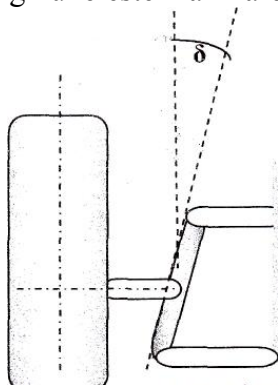
Unghiul de înclinare longitudinală a pivotului β sau unghiul de fugă este unghiul format de axa pivotului P cu verticala, măsurat în planul longitudinal al automobilului, în așa fel încât prelungirea axei pivotului să întâlnească calea de rulare în punctul B, situat înaintea punctului A. Mărimea unghiului de înclinare longitudinală a pivotului poate fi exprimată și prin mărimea segmentului $a = r \cdot \sin \beta$.

Unghiul de înclinare transversală a pivotului- δ

Unghiul de înclinare transversală a pivotului- δ este unghiul format de axa pivotului cu verticala, măsurat în planul transversal al automobilului.

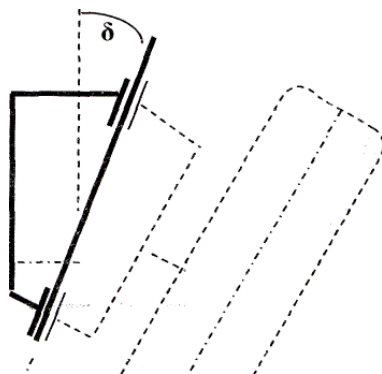
Unghiul δ determină o micșorare a distanței b dintre centrul suprafeței de contact dintre pneu și calea de rulare și punctul în care axa pivotului intersectează calea. Prin aceasta se micșorează efortul depus de conducătorul automobilului pentru virarea roților directoare, efortul fiind cu atât mai mic cu cât unghiul de înclinare transversală a pivotului este mai mare.

În același timp, datorită rotirii roților directoare în jurul axei pivoților, ale căror axe sunt înclinate cu unghiul δ în raport cu verticala, roțile tind să se deplaseze în jos, cu mărimea h , (în figură s-a reprezentat roata rotită cu 180°). În realitate, la deplasarea automobilului pe căi de rulare nedeformabile, la virarea roților directoare se produce o ridicare a părții din față, cu atât mai mare cu cât unghiul δ este mai mare.



Unghiul de înclinare transversală a pivotului- δ

Datorită montării înclinate a pivoților cu unghiul δ , sub influența greutății care revine roților de direcție, acestea vor avea tendința de a reveni la direcția de mers rectiliniu, cu atât mai intens cu cât unghiul δ este mai mare. Din acest motiv momentul stabilizator imprimat roților directoare de către unghiul δ poartă denumirea de moment stabilizator de greutate. Față de efectul stabilizator al unghiului de fugă, care depinde de viteza de deplasare a automobilului, efectul stabilizator dat de unghiul δ nu depinde de viteză. Valorile uzuale ale unghiului de înclinare transversală a pivotului sunt cuprinse în intervalul 3° - 9° .



Efectul de ridicare a punții directoare datorat unghiului δ

Unghiul de cădere- α

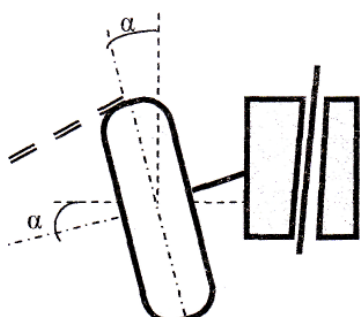
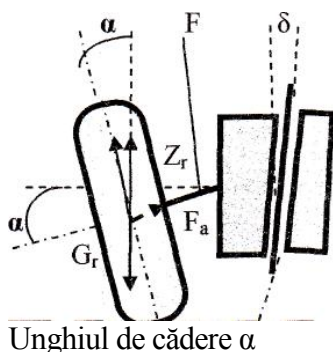
Unghiul de cădere- α sau unghiul de carosaj este unghiul format de axa fuzetei F a roții directoare cu orizontala, măsurat în planul transversal al automobilului. El mai poate fi definit ca fiind unghiul format de planul median al roții cu un plan paralel cu planul longitudinal al automobilului măsurat în plan vertical.

Existența acestui unghi împiedică ieșirea roții directoare de pe fuzetă, prin apariția unei forțe axiale F_a de împingere (de fapt componenta reacțiunii verticale Z_r), care este preluată de lagărele roții.

Ca și unghiul δ și unghiul de cădere α contribuie la micșorarea brațului b de rulare a roții directoare, cu aceleași efecte asupra actului de conducere al automobilului.

Ca efect negativ unghiul de cădere favorizează tendința roților directoare de a rula spre exteriorul automobilului, pe arce de cerc a căror rază este egală cu lungimea generatoarei conului teoretic având ca bază roata directoare.

Valorile uzuale ale unghiului de cădere sunt cuprinse în intervalul $0^\circ 30' - 1^\circ 30'$. Mărimea unghiului de cădere se corelează cu mărimea unghiului de convergență, astfel încât la rularea rectilinie roțile directoare să fie paralele.



Conul format de roata directoare datorită unghiului de cădere

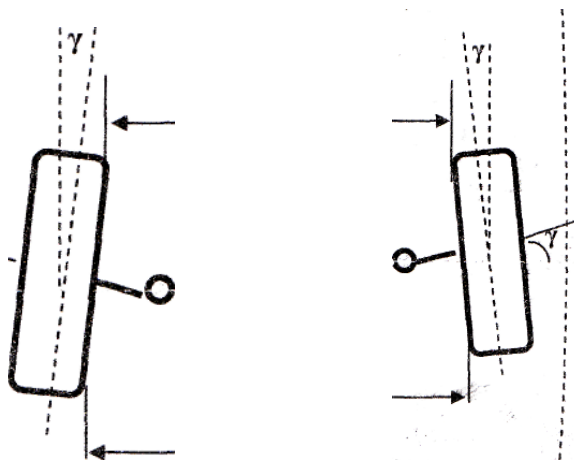
Unghiul de convergență- γ

Unghiul de convergență este unghiul format de axa fuzetei cu axa punții directoare sau este unghiul format de planul median al roții cu planul longitudinal al automobilului, măsurat în plan orizontal.

Mărimea unghiului de convergență se exprimă, în general, ca diferența de cote B-A, măsurate în plan orizontal, între jenți, în fața și în spatele punții față.

Unghiul de convergență este necesar pentru a compensa tendința de deschidere a roților directoare, pentru ca la mersul rectiliniu roțile directoare să fie paralele.

La automobilele la care puntea directoare este și punte motoare unghiul de convergență are valori negative (roți divergente), deoarece forța la roată, F_r creează, în raport cu axa pivotului, un moment de închidere $M_j = F_r \cdot b$, care tinde să închidă roțile de direcție pe sensul de înaintare a automobilului.



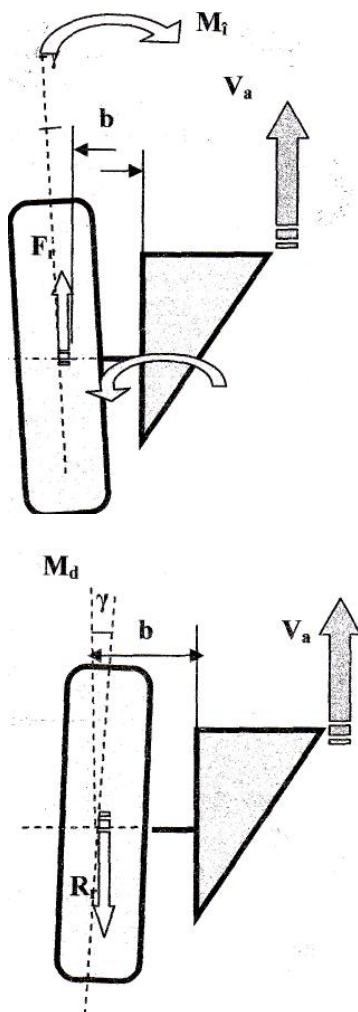
Unghiul de convergență

La automobilele la care puntea directoare este punte nemotoare unghiul de convergență este influențat de acțiunea rezistenței la rulare R_r , care favorizează apariția unui moment de deschidere a roților directoare, $M_d = R_r \cdot b$.

Valorile medii ale unghiului de convergență sunt cuprinse în limitele $\gamma = 0^\circ 10' - 0^\circ 30'$.

Valori ridicate ale unghiului de convergență conduc la uzura exagerată, pe banda exterioară, a pneurilor și la creșterea consumului de combustibil al automobilului, prin creșterea rezistenței la înaintare. Roțile directoare „foarte convergente” (foarte închise) sau roțile directoare „foarte divergente” (foarte deschise) lucrează ca și cum conducătorul automobilului ar acționa permanent o forță de apăsare redusă, pe pedala de frână.

În afara alegerii corespunzătoare a valorilor optime ale unghiurilor de montaj ale pivoților și fuzetelor roților de direcție un rol foarte important la folosirea automobilului de către beneficiarii săi îl au condițiile constructive prevăzute, de reglare și menținere a acestor unghiuri în limitele normale. Dacă pentru constructorul de automobile este primordial să asigure valorile cele mai potrivite pentru unghiurile pivoților și ale fuzetelor, pentru „beneficiarul automobilului mai este important să aibă și posibilitatea aducerii acestor unghiuri în limitele indicate de către constructorul de automobile, în cazurile în care este nevoie de acest lucru.

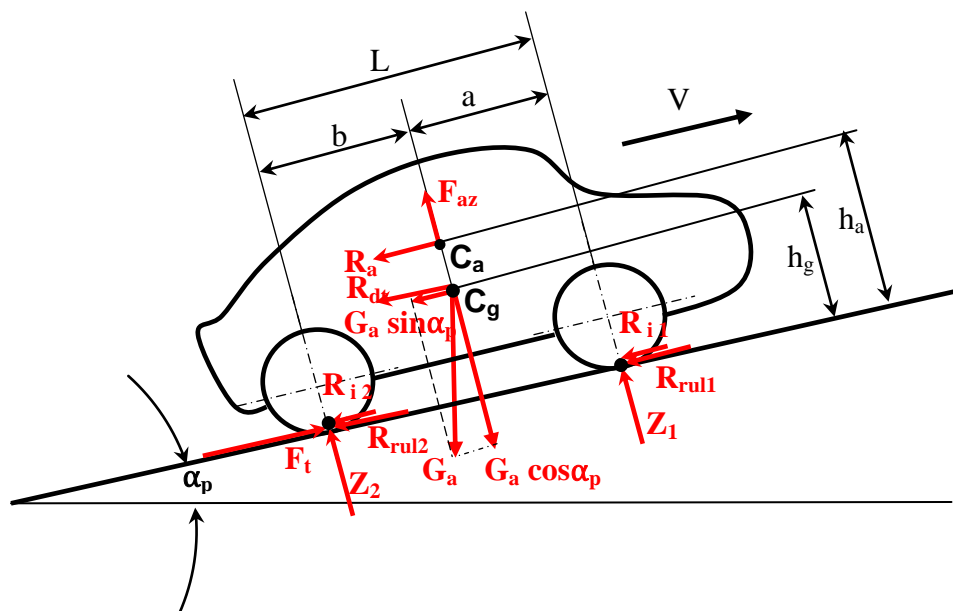


Acțiunea forței la roată asupra unghiului de convergență

Din acest compromis au rezultat diverse variante întâlnite în practică, în sensul că este dorit ca unghiurile să poată fi reglate cu cât mai puține modificări constructive, costisitoare la producția de serie. Singurul unghi reglabil la toate automobilele este unghiul de convergență (reglarea se face din capetele de cremalieră sau din bieletele de direcție cu lungime variabilă la autoturisme, sau din capetele de bară la autocamioane și autobuze). Sunt numeroase modele de autoturisme la care se mai poate regla unghiul de fugă și, mai rar, unghiul de cădere sau unghiul de înclinare transversală a pivotului. De cele mai multe ori ultimele două unghiuri sunt constructive, nereglabile.

88. Ecuația generală de mișcare a unui autovehicul

Se consideră cazul general al unui autovehicul care se deplasează cu viteză variabilă pe un drum rectiliniu, cu înclinarea α_p față de orizontala locului. Se consideră că puntea din spate este motoare.



Ecuatia de echilibru al forțelor pe direcția de deplasare este:

$$F_t - G_a \sin \alpha_p - R_{dt} - R_a - R_{rul1} - R_{rul2} - R_{il} - R_{i2} = 0, \quad (5.1)$$

unde: R_{il} și R_{i2} reprezintă forțele rezistente generate de inerția roților și pieselor în mișcare de rotație cinematic legate de acestea;

F_t – forța de tracțiune totală.

Forțele R_{il} și R_{i2} reprezintă

$$R_{ij} = \frac{M_{ij}}{r_r}, \text{ unde } M_{ij} \text{ este momentul dat de inerția pieselor respective.}$$

Forța de inerție a masei în mișcare de translație este:

$$R_{dt} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (5.2)$$

Rezistența totală la rulare este:

$$R_{rul} = R_{rul1} + R_{rul2}. \quad (5.3)$$

Rezistența totală datorată pieselor în mișcare de rotație este:

$$R_{il} + R_{i2} = R_{dr}. \quad (5.4)$$

Rezistența la urcarea pantei este:

$$R_p = G_a \sin \alpha_p. \quad (5.5)$$

Ecuatia (5.1) devine:

$$F_t = R_{rul} + R_p + R_a + (R_{dt} + R_{dr}). \quad (5.6)$$

Sau $F_t = R_{rul} + R_p + R_a + R_d$ – **bilanțul de tracțiune al autovehiculului.** (5.7)

ținând seama de forma de calcul al rezistenței la accelerare, relația (5.7) poate fi scrisă și sub forma:

$$\delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = F_t - (R_{rul} + R_p + R_a) \quad (5.8)$$

$$\text{Sau } \delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = F_t - \sum R \quad (5.9)$$

Realțiile (5.8) și (5.9) reprezintă ecuația generală a mișcării rectilinii a autovehiculelor cu roți.

În regim de tracțiune, când autovehiculul se deplasează accelerat sau cu viteză constantă, condiția de înaintare este

$$\frac{dv}{dt} \geq 0, \quad (5.10)$$

care, ținând seama de (5.8), duce la inegalitatea

$$F_t \geq R_{rul} + R_p + R_a = \sum R \quad (5.11)$$

Însă forța tangențială la roțile motoare nu poate depăși limita de aderență, astfel încât, pentru tracțiunea la puntea spate

$$X_2 \leq \varphi_x \cdot Z_2 = \Phi_x. \quad (5.12)$$

$$\text{Dar } X_2 = Ft - R_{rul2} - X_{i2}, \quad (5.13)$$

$$\text{iar } R_{rul2} = f \cdot Z_2. \quad (5.14)$$

$$\text{Deci: } Ft - R_{rul2} - X_{i2} \leq \varphi_x \cdot Z_2, \text{ sau}$$

$$Ft \leq (f + \varphi_x) \cdot Z_2 + X_{i2} \quad (5.15)$$

$$\text{În practică, } f \ll \varphi_x, \text{ iar } X_{i2} \ll \varphi_x \cdot Z_2 = \Phi_x. \quad (5.16)$$

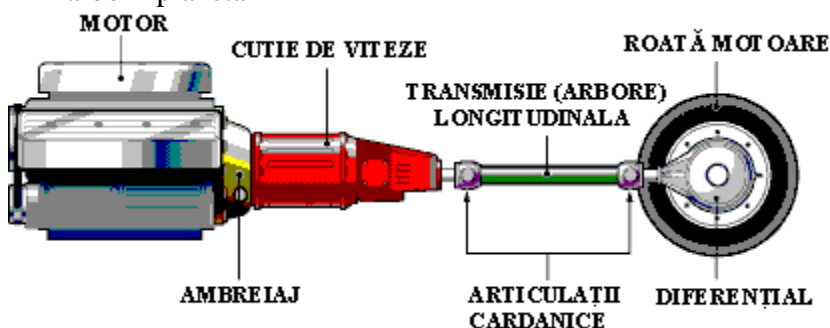
Astfel, condiția de înaintare a autovehiculului este:

$$\sum R \leq F_t \leq \Phi_x. \quad (5.17)$$

89. Care este componența transmisiei de tip mecanic a unui autovehicul?

Transmisia este ansamblul care transmite cuplul la roțile motoare, transformându-l în cuplu de propulsie. În general, transmisia cuprinde:

- ambreiajul
- cutia de viteze
- reductor - distribuitorul
- transmisia longitudinală (cardanică)
- transmisia principală
- diferențialul
- arborii planetari



În funcție de modul de organizare al autovehiculelor, anumite elemente ale transmisiei pot lipsi. De exemplu, autovehiculele cu tracțiune simplă (o singură punte motoare) nu sunt echipate cu reductor – distribuitor. Reductor – distribuitorul se regăsește în componența transmisiei autovehiculelor cu tracțiune multiplă (mai multe punți motoare). La autovehiculele organizate după soluția „totul în față” sau „totul în spate”, lipsește transmisia longitudinală, aceasta fiind prezentă doar la autovehiculele organizate după soluția „clasică”.

În funcție de cuplul dezvoltat de motor și de rezistența la înaintare, transmisia permite asigurarea forței de tracțiune la roțile motoare în raport cu forțele rezistente, adaptând funcționarea motorului în raport cu aceste forțe.

Transmisiile autovehiculelor pot fi:

- mecanice
- hidromecanice

- electromecanice

Elementele constitutive ale transmisiilor mecanice au fost prezentate anterior.

La transmisia hidromecanică, ambreiajul este înlocuit cu hidroconvertizoare iar cutia de viteze este de tip planetar.

Transmisiile electromecanice au în componența lor mașini electrice (generatoare sau motoare) și elemente mecanice, folosindu-se la autovehicule foarte grele sau hibride (cu tracțiune cu m.a.i. combinată cu tracțiune electrică).

90. Ce este coeficientul de siguranță al ambreiajului și care este valoarea limită inferioară?

Pentru a putea transmite momentul motor maxim fără patinare, chiar în condițiile uzurii garniturilor de fricțiune, momentul de frecare al ambreiajului M_a trebuie să fie mai mare decât momentul maxim al motorului M_{\max} . Ca urmare, momentul de calcul al ambreiajului este:

$$M_c = \beta \cdot M_{\max}$$

Raportul dintre momentul de calcul al ambreiajului M_c și momentul maxim al motorului M_{\max} se numește coeficientul de siguranță al ambreiajului - β .

La stabilirea valorii coeficientului de siguranță β , se folosesc date statistice, luând în considerare tipul și condițiile de exploatare ale automobilului, precum și particularitățile constructive ale ambreiajului respectiv. Cu cât β are valori mai mari, scade pericolul patinării ambreiajului în cazul uzurii garniturilor de frecare, se reduce lucrul mecanic de patinare, îmbunătățindu-se accelerarea automobilului. Creșterea excesivă a coeficientului de siguranță β mărește forța necesară la pedala mecanismului de acționare, cresc suprasarcinile în transmisia autovehiculului deoarece nu mai apare patinarea la solicitări mari.

Ținând seama de aceste condiții contradictorii în determinarea coeficientului de siguranță β , se recomandă următoarele valori:

- $\beta = 1,2 \dots 1,75$ – pentru autoturisme;
- $\beta = 1,6 \dots 2,0$ – pentru autocamioane și autobuze;
- $\beta = 2,0 \dots 2,5$ – pentru autocamioane cu remorcă.

La ambreiajele semicentrifuge, coeficientul de siguranță trebuie să aibe valori mai mici, $\beta = 1,1 \dots 1,3$, deoarece în acest caz, momentul de frecare crește și ca urmare a acțiunii forțelor centrifuge ale contragreutăților la mărirea turației motorului.

La cuplarea ambreiajului, acțiunii de presare a arcurilor i se opune frecarea dintre diferite piese, forță care crește odată cu mărirea numărului de discuri ale ambreiajului. De aceea, se recomandă ca la ambreiajele polidisc, valoarea coeficientului de siguranță β să fie majorată cu 15...20 % față de valorile recomandate pentru ambreiajele monodisc.

Pentru a evita fenomenul de patinare a discurilor, și după uzura garniturilor de frecare, **coeficientul de siguranță trebuie să fie supraunitar** ($\beta \geq 1$).

91. Care este rolul sincronizatoarelor în construcția schimbătoarelor de viteză?

La cuplarea a două sisteme care se rotesc cu viteze unghiulare diferite și posedă inerție

mare, apar forțe percutante foarte mari, angrenarea prin egalarea instantanee a vitezelor unghiulare fiind similară cu ciocnirea a două corpuri rigide.

Sincronizatoarele sunt mecanisme cu ajutorul cărora se realizează egalarea vitezelor unghiulare ale arborelui și a roții dințate înainte de solidarizarea în rotație a lor, permițând schimbarea rapidă și fără șoc a treptelor, independent de îndemânarea conducătorului auto.

Principiul de lucru al sincronizatoarelor cuprinde în general două etape:

- sincronizarea (egalarea) vitezei unghiulare a arborelui secundar cu a uneia din roțile ce urmează să se cupleze;
- cuplarea danturii coroanei de cuplare a sincronizatorului cu dantura auxiliară a roții dințate respective.

92. Care sunt avantajele schimbătoarelor de viteză cu trei arbori?

Avantajul principal al schimbătoarelor de viteze cu trei arbori îl constituie posibilitatea cuplării directe a arborelui primar cu cel secundar, realizând priza directă. În această situație, momentul de torsiune se transmite direct de la un arbore la celălalt, lipsind pierderile prin frecare din angrenaje, uzura pinioanelor fiind neglijabilă iar funcționarea silențioasă. Cutia de viteze este compactă, cu distanța între arbori relativ redusă.

Celelalte trepte ale cutiei de viteze se obțin cu ajutorul a două perechi de roți dințate aflate în angrenare, iar pierderile prin frecare sunt mai mari.

93. Care sunt avantajele schimbătoarelor de viteză cu doi arbori?

Schimbătoarele de viteze cu doi arbori se întâlnesc mai ales la autoturismele cu rezervă mică de putere, organizate după soluția “totul în față” sau “totul în spate”, intrarea și ieșirea fluxului de putere făcându-se pe aceeași parte sau pe părți opuse.

Aceste schimbătoare de viteze sunt dispuse în general într-un carter comun cu transmisia principală și cu diferențialul, simplificându-se astfel construcția transmisiei. Momentul motor se transmite, pentru toate treptele, printr-o singură pereche de roți dințate, randamentul cutiei de viteze cu doi arbori fiind mai mare decât a celei cu trei arbori, pentru toate treptele, cu excepția prizei directe.

Gama rapoartelor de transmitere este relativ mai redusă în comparație cu cutiile de viteze cu trei arbori, pentru aceeași distanță între arbori. Pentru mărirea gamei rapoartelor de transmitere, cutia de viteze cu doi arbori se construiește uneori cu ultima treaptă cu raport de transmitere subunitar (overspeed), de obicei între 0,7...0,8.

94. Care este rolul dispozitivului de fixare respective de zăvorâre a treptelor?

Dispozitivul de fixare a treptelor are rolul de a menține schimbătorul de viteze într-o anumită treaptă, sau la punctul mort, atât timp cât nu intervine conducătorul auto. Acest dispozitiv elimină posibilitatea decuplării sau cuplării de la sine a treptelor.

Dispozitivul de zăvorâre (blocare) a treptelor îndeplinește următoarele funcțiuni:

- împiedică cuplarea simultană a două sau mai multe trepte;

- nu permite cuplarea unei altei trepte atunci când schimbătorul de viteze se află într-o treaptă oarecare.

Pentru realizarea acestor condiții, la trecerea de la o treaptă la alta, maneta de acționare trebuie să treacă prin poziția neutră (punctul mort).

95. Care este condiția de sincronism a transmisiei cardanice?

Transmisia cardanica servește la transmiterea miscării de la arborele secundar al schimbătorului de viteze la arborele transmisiei principale la autovehicule organizate după soluția clasică, sau de la schimbătorul de viteze la redactor-distribuitor respective de la acesta la punțile motoare și între punți în cazul tracțiunii multiple. Intre arboreal conducător respectiv arboreal condus există un unghi, care variază datorită săgeții suspensiei.

Articulația cardanică nu este sincronă, adică la o rotație uniformă a arborelui conducător, arborele condus nu se va roti uniform, neuniformitatea fiind cu atât mai mare cu cât unghiul γ dintre cei doi arbori este mai mare.

Intre deplasările unghiulare ale celor doi arbori există relația:

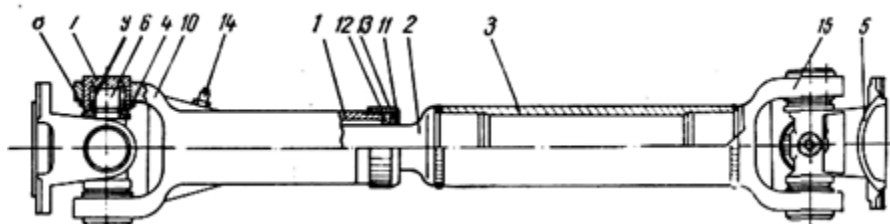
$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \times \cos \gamma$$

unde: α – unghiul de rotație al arborelui conducător

β – unghiul de rotație al arborelui condus

γ – unghiul dintre cei doi arbori

Pentru înlăturarea dezavantajului articulației cardanice, transmisia longitudinală a autovehiculului folosește două articulații cardanice, plasate la extremitățile arborelui longitudinal.



Intre deplasările unghiulare ale arborilor, există relația:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \times \cos \gamma_1 / \cos \gamma_2$$

unde: γ_1 – unghiul dintre arboreal conducător (de intrare) și arboreal longitudinal

γ_2 – unghiul dintre arboreal longitudinal și arboreal condus (de ieșire)

Transmisia longitudinală este sincronă ($\alpha = \beta$) dacă $\gamma_1 = \gamma_2$.

Dacă $\gamma_1 \neq \gamma_2$, decalajul unghiular ($\alpha - \beta$) variază în funcție de unghiurile de înclinare ale arborelui longitudinal față de arborii de intrare respective de ieșire - γ_1 respectiv γ_2 . Decalajul unghiular ($\alpha - \beta$) este maxim pentru $\gamma_2 = 0$ și este zero (sincronism) pentru $\gamma_1 = \gamma_2$.

Si dacă $\gamma_1 = \gamma_2$, transmisia longitudinală este asincronă dacă furcile de la capetele arborelui longitudinal nu sunt în același plan și formează între ele un unghi oarecare.

Deci condiția de sincronism a transmisiei longitudinale (cardanice) este:

- unghiurile $\gamma_1 = \gamma_2$
- furcile montate la extremitățile arborelui longitudinal să fie în același plan.

96. Care este rolul diferențialului în transmisia autovehiculului?

Diferențialul este mecanismul care permite roților motoare ale aceleiași punți să se rotească independent una față de alta, dând posibilitatea roților autovehiculului să parcurgă spații de lungimi diferite în viraje, când razele de rulare ale roților nu sunt egale.

În viraj, roata motoare exterioară parcurge un spațiu mai mare decât roata motoare interioară. Razele de rulare ale roților motoare nu au aceeași valoare nici când presiunile interioare din pneuri nu sunt egale, la o uzură neuniformă a acestora sau în cazul repartizării inegale a sarcinii pe roți.

Dacă roțile motoare ar fi montate pe același arbore, cu legătură rigidă între ele, deplasarea automobilului nu ar fi posibilă fără alunecarea și patinarea roților, ceea ce ar duce la uzura rapidă a anvelopelor, creșterea consumului de combustibil și la manevrarea dificilă a direcției.

Pentru eliminarea acestor dezavantaje, fiecare roată motoare se montează pe un arbore separate, care sunt legați între ei prin intermediul diferențialului.

Între vitezele unghiulare există următoarea relație:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega$$

Suma vitezelor unghiulare a pinionelor planetare (arborii planetari) - $\omega_1 + \omega_2$, este totdeauna egală cu dublul vitezei unghiulare a casetei diferențialului (a arborelui de intrare – arborele transmisiei longitudinale).

La deplasarea autovehiculului în linie dreaptă, roțile motoare se vor roti cu aceeași viteză unghiulară, existând relația:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega$$

Dacă se blochează caseta diferențialului, $\omega = 0$, rezultă: $\omega_1 = -\omega_2$, adică una din roți se va roti într-un sens, iar cealaltă se va roti cu aceeași viteză unghiulară dar în sens contrar. Acest caz se întâlnește la frânarea cu frâna pe transmisie până la blocarea arborelui longitudinal

În cazul blocării unui arbore planetar, de exemplu $\omega_1 = 0$, se obține $\omega_2 = 2\omega$, adică al doilea arbore planetar se va roti cu o viteză unghiulară dublă. Această situație se întâlnește la demararea autovehiculului, când aderența roților motoare este diferită. Roata cu coeficient de aderență mai mic va patina (se va roti cu 2ω) iar cealaltă va fi blocată (repaus).

În viraj, roțile motoare se vor învârti astfel:

- roata din interiorul virajului: $\omega_1 = \omega - \Delta\omega$
- roata din exteriorul virajului: $\omega_2 = \omega + \Delta\omega$

Diferența $\Delta\omega$ depinde de raza de viraj și de ecartamentul punții motoare.

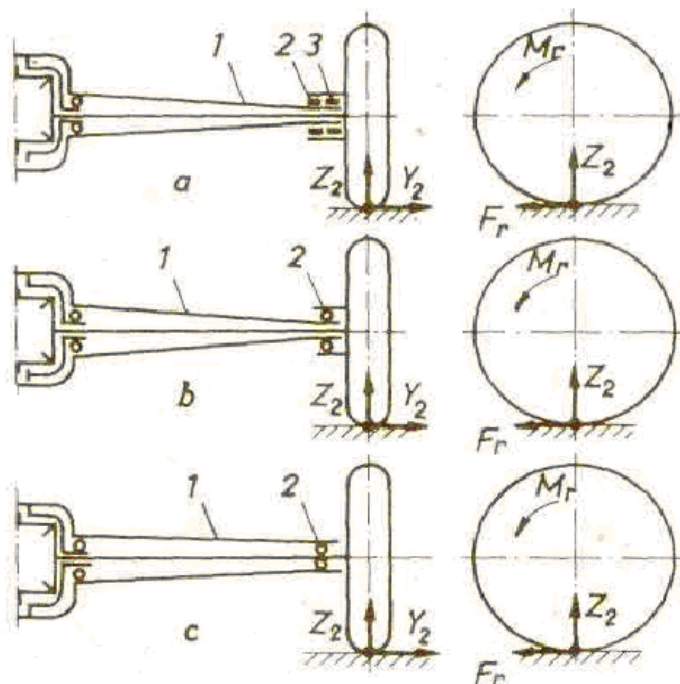
97. Clasificarea arborilor planetari și solicitările la care sunt supuși aceștia?

Arborii planetari servesc la transmiterea momentului motor de la diferențial la roțile motoare ale autovehiculului.

În afara momentului motor, care solicită arborii planetari la torsiune, aceștia pot fi solicitați și la încovoiere de forțele care acționează asupra roții motoare. Momentele încovoiătoare pot apărea atât în plan orizontal cât și în plan vertical.

Clasificarea arborilor planetari se face după solicitările la care sunt supuși. Acestea depind de modul de montare al capătului lor exterior în carterul punții motoare. În funcție de modul de montare, arborii planetari pot fi:

- total descărcați (a)
- semiîncărcați (b)
- total încărcați (c)



Arborii planetari total descărcați (a) sunt solicitați numai la torsiune. Butucul roții se montează prin intermediul a doi rulmenți conici 2 și 3 pe trompa 1 a carterului punții spate. Solicitarea de încovoiere este preluată numai de carterul punții, arboreal planetar preluând numai momentul motor care-l solicită la torsiune. Soluția se utilizează la autocamioane și autobuze.

Arborii planetari semiîncărcați (b) se montează prin intermediul unui singur rulment 2 dispus între butucul roții și carterul punții motoare 1. Momentul încovoiător este preluat atât de arboreal planetar cât și de carterul punții. Soluția se utilizează la autoturisme și la camioane ușoare.

Arborii planetari total încărcați (c) se sprijină printr-un singur rulment 2 montat între arbore și carterul punții. Arborii sunt solicitați atât la torsiune cât și la încovoiere. Soluția se utilizează în special la autoturisme.

98. Care sunt tipurile uzuale de frâne cu tambur și saboți și prin ce se caracterizează?

Momentul de frânare al frânelor cu tambur și saboți poate fi variat în mod substanțial funcție de modul de dispunere al saboților și al sistemului de acționare al acestora.

Principalele tipuri de frâne cu tambur și saboți sunt:

a. Frâna simplex

Frâna simplex are în componere un sabot primar și unul secundar, care pot fi articulați sau flotați. În funcție de modul de acționare al sabotilor, se deosebesc:

- frâne simplex cu deplasare egală a sabotilor și forțe de acționare diferite ($S_1 \neq S_2$)

Aceste frâne prezintă o uzură egală a garniturilor de frecare, momentul de frecare este mai redus față de cazul $S_1 = S_2$. Deplasările egale ale sabotilor se realizează cu dispozitive mecanice de tip camă simplă sau cu pene transversale.

- frâne simplex cu deplasare independentă a sabotilor și forțe de acționare egale ($S_1 = S_2$).

Aceste frâne prezintă o uzură mai mare a garniturii sabotului primar față de sabotul secundar, datorită momentului de frecare mai mare care acționează asupra acestuia. Acționarea sabotilor se face în general cu dispozitive hidraulice (de tip pompă cu pistoane de același diametru) și mai rar cu mijloace mecanice. Construcția este simplă și sigură.

Frâna simplex nu este echilibrată, transmițând osiei o reacțiune radială care încarcă suplimentar lagărele roții.

Coeficientul de eficacitate al frânei simplex: $E_{\text{simplex}} = E_p + E_s$, unde:

E_p, E_s – coeficientul de eficacitate pentru sabotul primar, respective secundar.

Frâna simplex are un coeficient de eficacitate redus (mai ales soluția $S_1 \neq S_2$) dar și o sensibilitate redusă față de variația coeficientului de frecare.

b. Frâna duplex

Frâna duplex are în componență doi saboți independenți, care pot fi articulați sau flotați. Prin dispunerea dispozitivului de acționare al sabotilor astfel încât ambii saboți să lucreze ca saboți primari, momentul de frânare obținut crește mult.

Coeficientul de eficacitate al frânei duplex depinde de sensul de rotație al tamburului. Pentru mersul înainte, $E_{\text{duplex}} = 2E_p$, iar pentru mersul înapoi, $E_{\text{duplex}} = 2E_s$.

În cazul în care saboții sunt primari pentru ambele sensuri de rotație ale tamburului, frâna poartă denumirea de frână **duo-duplex**. Aceasta are eficacitate ridicată, atât la mersul înainte cât și la mersul înapoi, având același coeficient de eficacitate - $E_{\text{duo-duplex}} = 2E_p$.

Frâna duplex este echilibrată, având uzuri egale ale garniturilor de frecare a sabotilor.

Dezavantajul frânei duplex îl constituie momentul de frânare redus asigurat la mersul înapoi, ceea ce determină mărirea pantei pe care poate fi imobilizat autovehiculul cu frâna de staționare (mână). Această deficiență este înlăturată de frâna duo-duplex.

c. Frâna servo

Frâna servo sau frâna cu amplificare are în componere doi saboți de același tip (primari), sabotul posterior fiind acționat de către sabotul anterior. Datorită forțelor de frecare dintre sabotul anterior și tambur, forța de acționare a sabotului posterior este mult mai mare comparativ cu a sabotului anterior, crescând momentul de frânare în mod considerabil.

În cazul în care saboții sunt primari numai pentru mersul înainte – frâna se numește **uni-servo**, iar dacă saboții sunt primari pentru ambele sensuri de rotație a tamburului – frâna se numește **duo-servo**.

Frâna servo nu este echilibrată, încărcând suplimentar lagărele roții.

Frâna servo are coeficient de eficacitate ridicat dar și sensibilitate mare față de variația coeficientului de frecare. De aceea, pericolul apariției blocării roților și al mării spațiului de

frânare în cazul frânei servo este maxim (la variația coeficientului de frecare pentru roțile autovehiculului). Acest dezavantaj este înlăturat cu ajutorul dispozitivelor ABS.

99. *Suspensia autovehiculelor (elemente constructive) și rolul amortizoarelor în cadrul acesteia?*

La deplasarea autovehiculului, neregularitățile căii de rulare determină oscilații ale roților care se transmit punților. Suspensia automobilului realizează legătura elastică cu amortizare între punțile automobilului și cadrul sau caroseria, micșorând sarcinile dinamice și amortizând vibrațiile în urma acțiunii componentelor verticale ale forțelor de interacțiune dintre roți și calea de rulare.

Viteza de deplasare a automobilului pe drumuri cu suprafață neregulată este limitată în primul rând de calitățile suspensiei și în al doilea rând de puterea motorului. Confortabilitatea automobilului este determinată în primul rând de calitățile suspensiei. Prin confortabilitate se înțelege proprietatea automobilului de a circula timp îndelungat cu viteza permisă de caracteristicile dinamice, fără ca pasagerii să aibă senzații neplăcute sau să obosească repede și fără ca automobilul sau marfa transportată să sufere distrugerii sau degradări.

Prin imprimarea caracterului dorit oscilațiilor, suspensia automobilului, alături de mecanismul de direcție, influențează maniabilitatea, manevrabilitatea și stabilitatea acestuia, elemente care împreună definesc ținuta de drum a unui automobil.

Suspensia automobilelor este compusă din:

- elemente elastice;
- dispozitive de ghidare;
- elemente de amortizare.

-

Elementele elastice – contribuie la reducerea sarcinilor dinamice verticale, asigurând oscilațiilor caroseriei un caracter cât mai suportabil de către pasageri și încărcătura transportată.

După tipul elementului elastic, suspensiile pot fi: cu elemente metalice (arcuri în foi, arcuri elicoidale și bare de răsucire), cu elemente nemetalice (arcuri din cauciuc, arcuri pneumatice și hidropneumatice) și mixte.

Dispozitivele de ghidare – transmit componentele orizontale ale forțelor și momentele acestor forțe dintre roți și drum, la caroserie.

După tipul dispozitivului de ghidare, suspensiile pot fi:

- suspensii dependente (pentru punți rigide) – caracterizate prin existența unei legături rigide între roțile punții (stânga, dreapta), modificarea poziției pe verticală a unei roți se transmite și celeilalte roți. Arcul din foi este în general, elementul elastic al acestui tip de suspensie. Construcția suspensiei dependente și deservirea ei în exploatare sunt simple. Dezavantajele suspensiei dependente: apariția unor fenomene giroscopice, care la anumite viteze produc apariția unor oscilații periculoase ale roților de direcție; greutatea masei nesuspendate a automobilului este mai mare; modificarea unghiului de înclinare a roților de direcție; erori în cinematica sistemului de direcție, ș.a.

- Suspensii independente (pentru punți articulate) – caracterizate prin lipsa legăturii directe între roțile punții. Roțile pot oscila pe verticală independent una față de cealaltă și în raport cu cadrul sau caroseria automobilului. În funcție de planul în care se deplasează roata la ridicarea verticală, suspensiile independente pot fi cu deplasarea roților în plan longitudinal, în plan

vertical sau în ambele planuri. Avantajele suspensiei independente: permit micșorarea oscilațiilor de ruluu ale caroseriei, mărirea stabilității automobilului, creșterea confortului prin reducerea masei nesuspendate, ținută de drum mai bună.

Elementele de amortizare – au rolul de a amortiza oscilațiile produse și de a evita apariția fenomenului de rezonanță.

Suspensia automobilului poate cuprinde și elemente de stabilizare, care reduc înclinarea transversală a părții suspendate a automobilului.

La unele automobile, toate funcțiile elementelor suspensiei sunt îndeplinite de un singur element.

Cinematica roților la trecerea peste denivelările căii de rulare, și a masei suspendate a automobilului față de masa nesuspendată, la variația sarcinilor în plan vertical, sunt determinate de tipul mecanismului de ghidare al suspensiei punții.

Amortizoarele folosite în suspensia automobilelor au rolul de a disipa rapid energia oscilațiilor verticale ale caroseriei și ale roților automobilului prin transformarea ei în energie calorică cedată mediului ambiant.

Amortizoarele sunt montate în paralel cu elementele elastice principale ale suspensiei și reprezintă un element de bază în asigurarea confortului și siguranței circulației.

La automobilele moderne, cele mai utilizate amortizoare sunt amortizoarele hidraulice telescopice. Principiul de lucru al acestor amortizoare constă din următoarele: la deplasarea relativă a masei suspendate față de masa nesuspendată, lichidul vâscos din corpul amortizorului este obligat să treacă prin orificii de secțiune mică. Datorită frecării lichide care apare la trecerea acestuia prin orificiile calibrate, energia oscilațiilor se transformă în energie calorică.

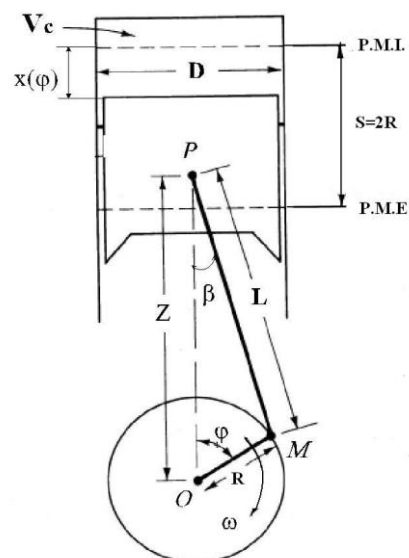
Dependența dintre forța de rezistență a amortizorului F (forța opusă de lichid la trecerea prin orificiile calibrate) și viteza relativă dintre masa suspendată și nesuspendată (viteza pistonului amortizorului v_p) definește caracteristica de amortizare.

100. Prezentări componentele și elementele geometrice ce caracterizează soluția constructivă a unui motor cu piston policilindric.

Componentele unui motor policilindric cuprind părțile fixe (carter superior/bloc motor, carter inferior/baie de ulei, chiulasă) și respectiv părțile mobile ale mecanismului motor (arbore cotit, biele, grup-piston: piston, bolț, segmenti de compresie și de ungere) și ale sistemului de distribuție (arbore/ax cu came, supape, culbutori, tacheți, tije împingătoare, arcuri).

Geometria unui motor policilindric cu piston este determinată de elementele geometrice ce definesc monocilindrul în conjuncție cu elementele ce definesc geometria ansamblului cilindrilor.

Elementele geometrice ce definesc monocilindrul sunt aceleași cu cele ale mecanismului biela-manivela. În cazul mecanismului motor normal axat (axa pistonului



intersectează axa arborelui cotit), acestea sunt conform figurii:

D – alezajul cilindrului motorului

S = **2R** – cursa pistonului sau distanța între P.M.I. și P.M.E;

R – raza manivelei sau distanța între axa arborelui cotit și axa fusului maneton;

L – lungimea bielei

$\lambda_B = \frac{R}{L}$ - Raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei. - Alungirea relativă a bielei

sau raportul adimensional al bielei

V_c – volumul minim de comprimare sau raportul de comprimare ε

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_c + \frac{\pi D^2}{4} S}{V_c}$$

În cazul mecanismului motor dezaxat trebuie specificată și dezaxarea (distanța dintre axa cilindrului și axa arborelui cotit)

Alezajul cilindrului și cursa pistonului permite calculul cilindrului unitare **V_s** prin

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S$$

Geometria ansamblului cilindrului motorului este determinată de numărul (i) de cilindri (ce permite calculul cilindrului totale $V_{tot} = i V_s$), de poziționarea acestora (în linie, în V, în H, în stea etc.) și de modul de interconectare a cilindrului (pe admisiune respectiv pe evacuare).

101. Prezentări epură de distribuție a unui motor în patru timpi cu admisiune normală și explicații de ce supapele se deschid cu avans și se închid cu întârziere față de punctele moarte.

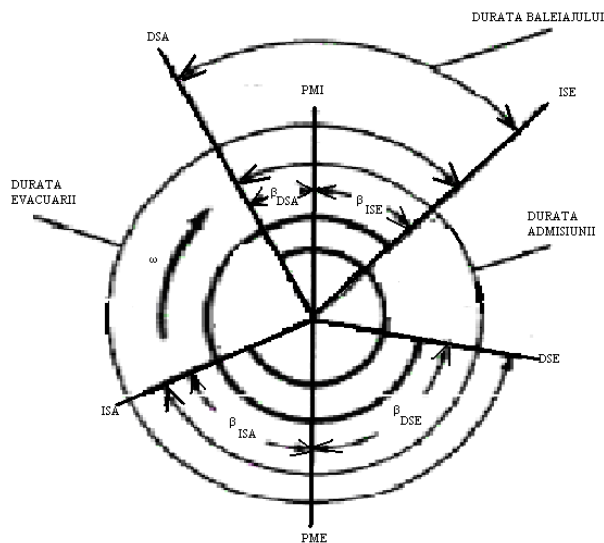
Epură de distribuție, numită și diagrama fazelor de distribuție evidențiază perioadele și momentele de deschidere și închidere ale orificiilor de curgere a gazelor în respectiv din cilindru. La un motor în patru timpi ea arată conform figurii :

Am notat cu :

DSA-momentul de deschidere a supapei de admisiune (unghiul β_{DSA} -avansul, față de PMI, de deschidere a supapei de admisiune) ; ISA-momentul de închidere a supapei de admisiune (unghiul β_{ISA} -întârzierea, față de PME, de închidere a supapei de admisiune); DSE-momentul de deschidere a supapei de evacuare (unghiul β_{DSE} -avansul, față de PME, de deschidere a supapei de evacuare) ; ISE-momentul de închidere a supapei de evacuare (unghiul β_{ISE} -întârzierea, față de PMI, de închidere a supapei de evacuare).

Supapa de admisiune se deschide cu avans față de PMI pentru ca orificiul oferit să aibă o arie semnificativă la începutul cursei de admisiune, cu scopul de a exploata la maxim depresiunea creată în cilindru prin mișcarea descendentă a pistonului. Închiderea supapei de admisiune se realizează cu întârziere față de PME (pe cursa de comprimare !) pentru a folosi efectul inerției curgerii induse în galeria de admisiune pe cursa de admisiune și pentru ca acest efect să fie cât mai semnificativ.

Supapa de evacuare se deschide cu avans față de PME pentru ca în momentul în care începe cursa de evacuare presiunea din cilindru să fie cât mai mică (prin evacuarea liberă dintre DSE și PMI se evacuează majoritatea gazelor din cilindru), pentru a minimiza lucrul mecanic pierdut de mecanismul motor prin dislocarea gazelor și pentru ca aria oferită de supapa de evacuare să fie cât mai mare (pentru a permite curgerea către evacuare).



102. Care sunt procesele ce se desfășoară pe cursa de comprimare ? Dar schimbările de energie?

Pe cursa de comprimare se termina procesul de admisiune, se desfășoară procesul de comprimare și începe procesul de ardere. Sistemul gaz din cilindru își modifică energia pe parcursul cursei de comprimare datorită schimbului de căldură prin peretii cilindrului, a aportului de masă prin supapa de admisiune, a lucrului mecanic efectuat de piston asupra gazului din cilindru și datorită căldurii degajate prin arderea carburantului.

103. Ce diferențe există între motoarele cu aprindere prin scântee și cele cu aprindere prin comprimare d.p.d.v. al formării amestecului?

La majoritatea motoarelor cu aprindere prin scântee amestecul aer-carburant se formează în exteriorul cilindrului fie prin carburatie fie prin injecție (monopunct sau multipunct continuă și/sau intermitentă) fie prin amestecare (GPL) astfel ca în cilindru intră un amestec format, cvasiomogen. La motoarele cu aprindere prin comprimare amestecul aer-carburant se formează în interiorul cilindrului pe parcursul injecției și a procesului de ardere, fiind în permanentă eterogen. Fenomenele de vaporizare și difuzie implicate în formarea amestecului sunt mai lente la m.a.s. (desfășurându-se la temperaturi relativ scăzute) decât la m.a.c. (unde temperaturile sunt ridicate).

Există și m.a.s.-uri cu injecție directă cu formarea internă a amestecului dar și motoare cu aprindere prin comprimare cu formarea externă a amestecului (motoare cu încărcătură omogenă și aprindere prin comprimare (HCCI)).

104. Care sunt pierderile evidențiate prin randamentul mecanic?

Randamentul mecanic η_m este definit ca fiind raportul dintre puterea efectivă P_e și puterea indicată P_i . Între P_e și P_i există relația:

$$P_e = P_i - P_{rp},$$

unde P_{rp} este puterea corespunzătoare rezistențelor proprii motorului și cuprinde puterea pierdută prin frecare și prin antrenarea diverselor sisteme (pompe de alimentare, injecție de apă, de ulei, alternator, ventilator, etc., funcție de standardul de determinare a puterii efective!).

105. În ce constă turbosupraalimentarea și care sunt beneficiile acestui procedeu?

Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă constă în introducerea încărcăturii proaspete sub presiune în cilindrul motorului cu scopul creșterii cantității de încărcătură captată în cilindru și, în final, a puterii motorului, fără modificarea dimensiunii cilindrilor.

La motorul turbosupraalimentat încărcătura proaspătă este comprimată cu ajutorul unei suflante (compresor) antrenată de o turbina acționată de gazele arse evacuate. Fata de varianta cu aspirație, un motor turbosupraalimentat are avantajul unei puteri superioare, a unui randament efectiv mai mare și a unui nivel de poluare mai scăzut.

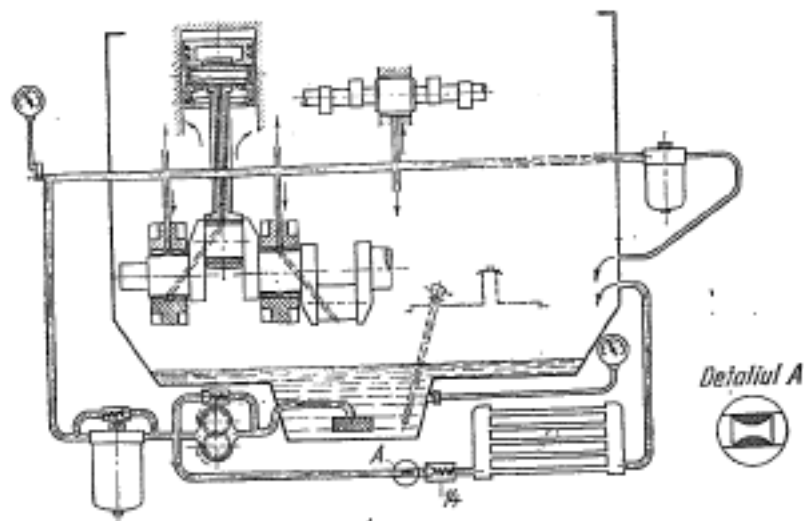
106. Condiții de ungere ale m.a.i. Sistemul de ungere al m.a.i.

O mare parte a performanțelor motoarelor din zilele noastre se datorează ungerii și sistemelor de ungere existente pe motor.

Ungerea motoarelor are la bază câteva considerente importante și anume:

- reducerea lucrului mecanic consumat pentru învingerea forțelor de frecare
- reducerea uzării componentelor motorului care urmează a frecării ce apare între suprafețele aflate în mișcare relativă
- să reducă temperatura organelor motorului. Uleiul preia și evacuează o parte din căldura rezultată în urma frecării și a proceselor de ardere existente în motor
- mărește etanșarea cilindrilor
- preia și evacuează particulele solide rezultate în urma uzării diferitelor organe ale motorului.

Structura generală a unui sistem de ungere pentru cazul unui motor cu carter umed este prezentată în figura de mai jos.



Sistemul de ungere cuprinde pompa de ulei, care preia uleiul din baia de ulei prin intermediul sorbului și îl trimite sub presiune prin intermediul unui filtru în magistrala principală sau conducta principală. În funcție de solicitarea motorului sistemul de ungere poate fi prevăzut cu un circuit de răcire astfel ca în sistem poate fi interpus și un schimbător de căldură. Schimbătorul de căldură este conectat după pompa de ulei prin intermediul unui orificiu calibrat. Acesta are rolul de a controla debitul de ulei prin răcitor în funcție de temperatura uleiului. Debitul de ulei prin răcitor va fi mai mic atunci când uleiul este rece deoarece viscozitatea acestuia este mai mare. Din conducta principală uleiul este distribuit prin intermediul unor circuite secundare fusurilor palier și prin intermediul arborelui cotit și fusurilor maneton, a bolțurilor și a părții inferioare a cilindrului. Tot prin intermediul unor circuite secundare uleiul ajunge și la fusurile axului cu came și a altor organe care necesită ungere. În paralel cu pompa de ulei este montată o supapă de siguranță care nu permite creșterea presiunii peste un anumit nivel în vederea evitării distrugerii anumitor componente. De asemenea în paralel cu filtrul de ulei este montată o supapă de siguranță, care se deschide în cazul în care, căderea de presiune pe filtru este prea mare (filtrul înfundat), și aceasta are rol de protecție și permite uleiul să ajungă în părțile importante ale motorului chiar dacă filtrul de ulei este înfundat și nu mai funcționează corespunzător. Sistemul de ungere mai este prevăzut cu elemente de control respectiv un manometru pentru monitorizarea presiunii uleiului în circuit, precum și cu o joă pentru verificare nivelului de ulei din baia de ulei.

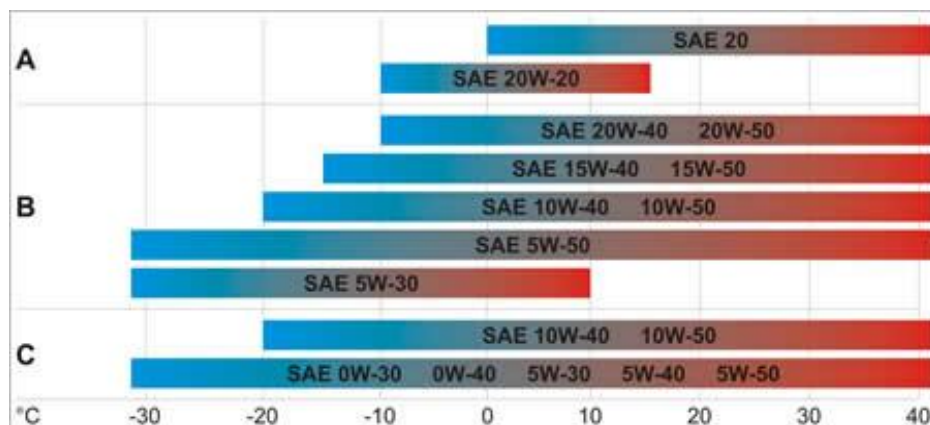
107. Uleiuri multigrad pentru motoare. Simbolizare. Aditivarea uleiurilor.

Uleiul de motor este compus din două ingrediente esențiale: uleiul de bază și aditivi. Uleiul de bază îi permite motorului să realizeze funcțiile vitale - lubrifierea diferitelor părți ale motorului, le protejează împotriva uzurii și deteriorărilor cauzate de frecțiune. Aditivii îmbunătățesc protecția motorului prin încetinirea deteriorării uleiului, în condiții de temperatură ridicată.

Un ulei de motor trebuie să:

- permită pornirea rapidă
- lubrificeze componentele motorului și să prevină uzura
- reducă frecarea
- protejeze de coroziune
- păstreze curate componentele motorului
- asigure economia de combustibil

Standardele în industria uleiurilor auto sunt stabilite de Society of Automotive Engineers (SAE), American Petroleum Institute (API), European Automobile Manufacturers Association (ACEA) Clasificare SAE = Clasificare internațională a viscozității uleiurilor de motor, în funcție de temperatura mediului.



A - obișnuit
B - Ulei multigrad

C - Ulei cu capacitate de ungere îmbunătățită

Vâscozitatea uleiului trebuie aleasă în funcție de tipul și gradul de uzură al motorului și de temperatura mediului ambiant.

Utilizarea uleiurilor multigrad și sintetice face posibilă folosirea aceluiași tip de ulei, indiferent de anotimp.

Numerele din codificarea SAE reprezintă timpul în care uleiul se scurge printru orificiul calibrat la 0 grade celsius (W) respectiv la 100 de grade Celsius. Astfel ca aceasta codificare se face după vâscozitatea uleiului.

În prezent există un număr mare de aditivi care se adaugă uleiurilor pentru a le îmbunătăți anumite caracteristici ale acestora. Aditivi se clasifică în funcție de efectul pe care îl produc. În general sunt substanțe organice solubile în ulei și care se adaugă în proporție de 5-15%. Se pot distinge:

- Aditivi antioxidanți. Aceștia măresc stabilitatea la oxidare a uleiului, reduc uzura și au efect anticoroziv
- Aditivarea pentru mărirea indicelui de vâscozitate.
- Aditivi anticongelanți sau depresanți ai punctului de congelare. Au rol de coborâre a punctului de congelare până la -30 - -20 de grade celsius
- Aditivi pentru onctuozitate și presiuni înalte. Au rolul de îmbunătăți onctuozitatea și de a mari rezistența filmului de ulei la presiuni înalte
- Aditivi antirugină, protejează suprafețele metalice
- Aditivi antispumanți, sparg bulele de aer din ulei care ar putea întrerupe alimentarea, mai mult, aceste bule reduc nivelul de portanță
- Aditivi detergenți dispersanți, mențin în suspensie substanțele insolubile din ulei și împiedică depunerea lor pe suprafețe.
- Aditivi polifuncționali, au acțiune sinergică

108. Definiți cifra octanică și cifra cetanică specifică combustibililor auto

Cifra octanică este un parametru de apreciere empirică a valori antidetonante a unui combustibil sau a aptitudinii acestuia de a suporta comprimarea prin comparare cu hidrocarburi de referință etalon.

Cifra octanica a carburantului reprezintă procentul în volume de izooctan (CO 100) dintr-un amestec de izooctan și normal-heptan (CO 0), amestec care are aceeași rezistență la detonație ca și combustibilul de încercat, determinarea efectuându-se în condiții standard.

Cifra cetanica asemeni cifrei octanice este un parametru empiric pe baza căruia se apreciază sensibilitatea sau întârzierea la autoaprindere a combustibililor în special motorine.

Cifra cetanică este procentul în volum de cetan normal (CC 100) dintr-un amestec de cetan normal și alfa-metilnaftalina (CC 0) care are aceeași sensibilitate la autoaprindere ca și combustibilul de încercat, încercarea realizându-se în condiții standard.

109. Tipuri de sisteme de injecție de combustibil pentru m.a.i (clasificări tipuri injecție pt. m.a.s. și m.a.c.)

PROCEDEE DE INECȚIE A BENZINEI

Indiferent de variantele constructive ale instalațiilor de injecție, ele realizează pulverizarea combustibilului direct în cilindrii motorului sau pe traiectul admisiei. Se disting astfel:

-procedeul de injecție directă - când pulverizarea combustibilului are loc în cilindrii motorului;(figura1)

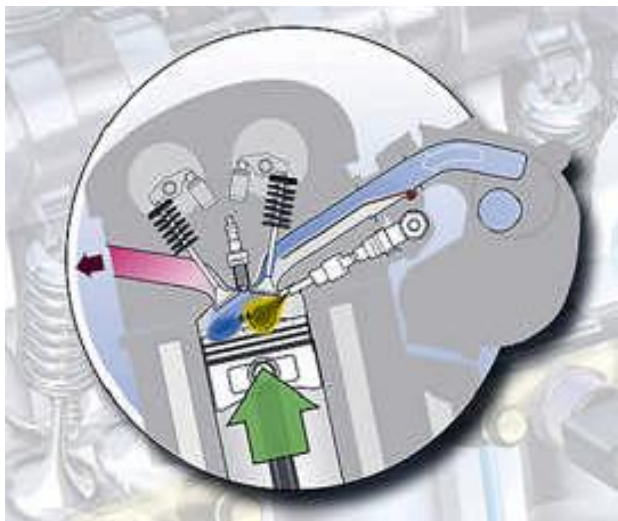


Fig. 1

-procedeul de injecție indirectă - când pulverizarea combustibilului are loc în exteriorul cilindrului. (figura 2)

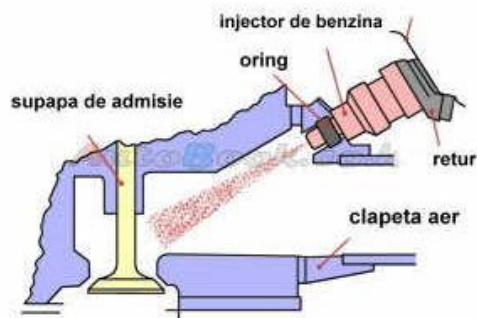


Fig. 2

La rândul lui, **procedeul de injecție indirectă** poate fi:

-*monopunct*, când injecția combustibilului se realizează într-o singură zonă situată în amonte ramificației tubulaturii de admisie;

-*multipunct*, când injecția combustibilului se realizează în poarta supapei de admisie a fiecărui cilindru.

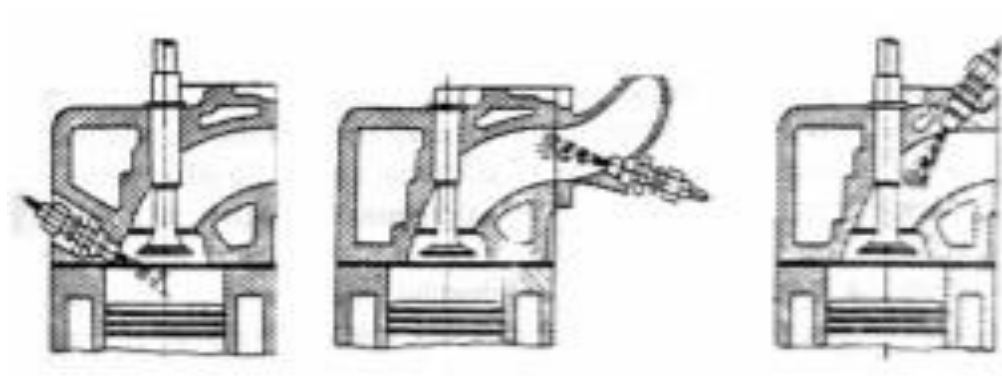


Fig.3 Procede de injecție a benzinei

a) directă; b) indirectă în canalul de admisie; c) indirectă în poarta supapei

Se folosesc trei metode de modificare a debitului masic de benzină injectată în exteriorul camerei de ardere:

- prin modificarea presiunii de injecție, când injecția este continuă;
- prin injectare intermitentă, momentul declanșării ei fiind bine precizat în raport cu fazele distribuției motorului (injecție intermitentă fazată);
- prin injectare intermitentă, fără precizarea momentului declanșării ei (injecție discontinua, nefazată).

După modul în care se reglează debitul injectat pe ciclu, există două mari categorii de instalații de injecție:

- cu dozare mecanică (*Kugelfischer-Schaefer, Daimler-Benz, K-Jetronic*).
- cu dozare electronică (*Motronic, ME Motronic, KE-Jetronic, L-Jetronic, LH-Jetronic, Mono-Jetronic, Motronic, Hitachi, Lucas*).

PROCEDEE DE INECȚIE LA M.A.C.

Motorul diesel, folosit în primul rând ca unitate de tracțiune trebuie să asigure:

- reducerea consumului de combustibil;
- diminuarea noxelor;
- funcționarea cu zgomot cât mai redus;
- realizarea de puteri specifice cât mai ridicate.

Raționalizarea mișcării fluidului motor în cilindru și ridicarea presiunii de injecție pentru asigurarea rapidă a formării amestecului aer-combustibil pot satisface aceste deziderate.

Desigur că o pulverizare prea fină a combustibilului penalizează condițiile de penetrare a jetului ceea ce face ca injecția de foarte înaltă presiune gestionată electronic, să se dezvolte la sfârșitul Mileniului 2, în primul rând de către Firma Bosch GmbH, de ale cărei informații ne servim în principal, aplicația fiind cu precădere la motoare de autoturisme și autocamioane. Controlul electronic al injecției ajunge pe piață în 1986.

Se produc de asemenea pompe de injecție unitare pentru monocilindri dar și pentru motoare diesel de puteri foarte mari, pompe cu diuza de injecție încorporată care asigură până la 1600 bar precum și pompe de injecție cu conductă de foarte înaltă presiune care asigură consumuri de combustibil și noxe reduse.

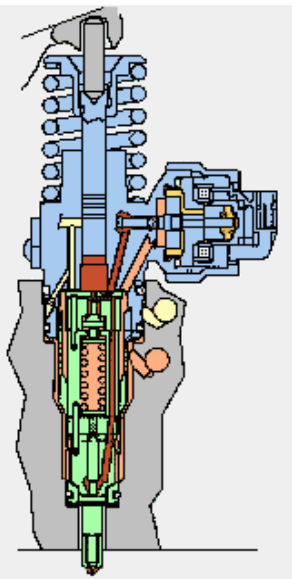


Fig.4 Secțiune prin sistemul injector unitar tip IU

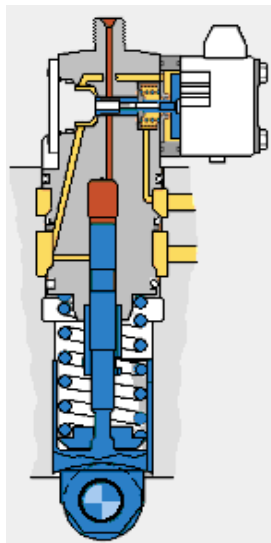


Fig5 Secțiune prin pompa de injecție de tip UP

Sistemul de injecție din conducta comuna de foarte înaltă presiune consacrat sub denumirea de „*common rail*” folosește o conductă comună pentru toate injectoarele în care

combustibilul trimis de pompa de injecție De multe ori pompa rotativă funcționând la presiuni între 1300 și 2000 bar determină ajungerea în cilindru a combustibilului fin pulverizat. Acesta fiind trimis de injectoare în momentul injecției și în doza de combustibil (uneori fragmentată chiar și în 2 sau 3 pulsuri pe ciclu) sunt fenomene controlate electronic.

Sistemele IU și PU dispun de ventile magnetice comandate prin bobine electromagnetice, electronic, fiind alimentate de o pompă cu un singur cilindru, cu piston obișnuit, comparativ cu sistemele clasice, cu piston cu canal elicoidal pentru reglarea începutului injecției și a debitului injectat, folosite încă la motoarele de autocamioane.

În cazul pompei de injecție unitară (PU) ventilul comandat electronic face corp comun cu elementul de pompă cu piston și printr-o conductă scurtă de foarte înaltă presiune se face legătura cu injectorul.

Sistemul IU este montat direct în chiulasă, pistonul pompei de injecție fiind antrenat direct de un culbutor.

Injecția se realizează în două secvențe:

-preinjecția la 300 bar pentru care ridicarea acului pulverizatorului se realizează sub efectul presiunii combustibilului, asigurându-se astfel doza de combustibil necesară reacțiilor pregătitoare arderii ceea ce asigură un mers liniștit al motorului, optimizând și arderea propriu zisă din punct de vedere al reducerii consumului de combustibil și al noxelor.

-injecția propriu zisă la 2000 bar, comandată de către UEC, cu ridicarea acului pulverizatorului de către bobina electromagnetică.

Sistemul UP are pompa de injecție de foarte înaltă presiune montată direct în blocul motor antrenată fiind de către o camă specială de pe arborele cu came ce comandă și distribuția, legătura cu injectorul de construcție specială plasat în chiulasă făcându-se prin conducta de mare presiune. În figura 5 este prezentată o secțiune prin pompa de injecție. Ventilul pentru controlul injecției este montat în partea superioară a pompei unitare, în acest caz comandându-se cu bobina electromagnetică preinjecția la 300 bar, existând și în cazul soluției în discuție un pistonas auxiliar pentru întreruperea injecției de joasă presiune. Apoi urmează injecția principală la 1800 bar.

110. Caracteristicile jetului de combustibil injectat (finețea de pulverizare, omogenitatea, distanța de pătrundere, unghiul de dispersie).

Caracteristicile jetului de combustibil injectat la un motor cu aprindere prin comprimare sunt :

- 1.finețea de pulverizare
- 2.omogenitatea jetului
- 3.distanța de pătrundere l_p
- 4.unghiul de dispersie δ

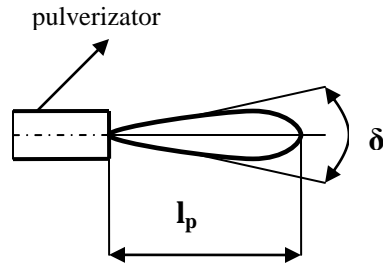


Fig.1

Primele două caracteristici determină în esență intensitatea vaporizării combustibilului pe când celelalte două determină distribuția combustibilului în camera de ardere și amestecarea cu aerul.

Finețea de pulverizare este dată de diametru picăturilor formate și se situează la motoarele rapide la valori de 5-10 μ m. Întrucât la motoarele rapide timpul de formare a amestecului este foarte scurt se compensează printr-o pulverizare extrem de fină pentru ca trecerea în stare de vapori să se realizeze rapid.

Pentru fiecare motor există o *finețe optimă* de pulverizare, abaterea de la valorile optime influențează negativ procesul de ardere.

La o finețe foarte avansată vaporizarea este bruscă cu o scădere momentană a temperaturii amestecului astfel încât există posibilitatea să nu se creeze condiții de autoaprindere.

Când totuși prin comprimare se creează aceste condiții de aprindere, arde o cantitate mare de amestec cu o creștere violentă a presiunii iar la limită apare *detonația Diesel*.

Diametrele ce caracterizează finețea de pulverizare sunt:

Diametru mediu aritmetic-care ține seama de numărul real de picături:

$$d_{10} = \frac{\sum n_i d_{pi}}{\sum n_i}$$

Diametru mediu de suprafață-ce ține seama de suprafața norului de picături

$$d_{20} = \left[\frac{\sum n_i d_{pi}^2}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Diametru mediu de volum -ce ține seama de volumul norului de picături

$$d_{30} = \left[\frac{\sum n_i d_{pi}^3}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Diametru mediu Sauter ce ține seama de suprafața și volumul real al picăturilor. Dacă suprafața jetului ideal este egală cu suprafața jetului real iar volumele la fel rezultă *diametru mediu Sauter* prin măsurarea directă a volumului și a suprafeței acestora.

$$d_{32} = k \frac{d_0^m \sigma_c^n \eta_c^p}{w_{io}^r \rho_l^s \rho_a^t}$$

Relația anterioară redă calitativ și cantitativ influența principalilor parametri asupra fineții de pulverizare

Omogenitatea jetului redă gradul de omogenitate al diametrului picăturilor, ideal ar fi ca toate să aibă același diametru, ceea ce nu este posibil, în fiecare jet existând picături mari și mici.

Omogenitatea și finețea este redată prin caracteristica de pulverizare care se analizează pentru fiecare injector.

Caracteristica se determină experimental captând picături reprezentând numărul e picături raportat la numărul total în procente funcție de diametrul lor.

Diametrul corespunzător maximului precizează finețea jetului iar deschiderea curbei prezintă omogenitatea jetului.

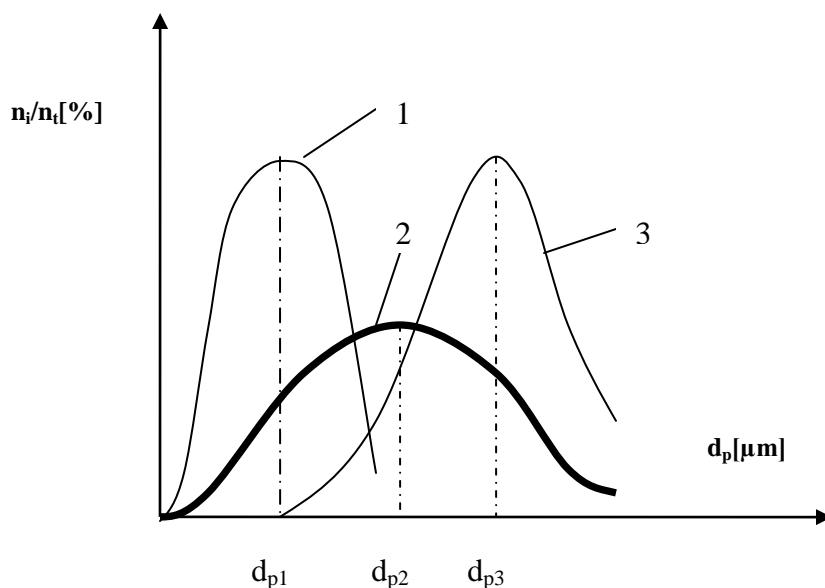


Fig.2

Analizând se pot trage următoarele concluzii

-caracteristica 1 arată o finețe corespunzătoare (picături mici) dar și o omogenitate bună picăturile variază în jurul lui d_{pi}

-caracteristica 3 arată o omogenitate bună dar pulverizare grosieră

-caracteristica 2 nu corespunde unei arderi normale, jetul fiind neomogen, existând picături mici care „pregătesc” amestecul dar și picături mari, arderea fiind deplasată în distindere.

Distanța de pătrundere l_p se poate stabili experimental prin fotografiere cu iluminare ultrarapidă a jetului de combustibil în diferite etape.

Din analiza foto se pot stabili lungimi momentane a jetului $w = \frac{\Delta l}{\Delta \tau}$ lungimea maximă fiind comparată cu mărimea camerei de ardere.

Factorii care influențează penetrația jetului pot fi evidențiați prin analiza pătrunderii unei singure picături.

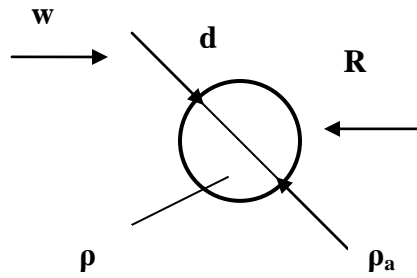


Fig.3

$$\sum F_{ext} = m \vec{a}$$

$$-R = m \frac{dw}{d\tau}$$

$$R = c_a \rho_a \frac{w^2}{2} \frac{\pi d^2}{4}$$

Unde c_a reprezintă coeficientul de rezistență aerodinamică $c_a = f(R_e)$

$$c_a \approx 0,44$$

$$m = \rho_l V = \rho_l \frac{\pi d^3}{6}$$

$$-c_a \cdot \rho_a \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \rho_l \cdot \frac{\pi d^3}{6} \cdot \frac{dw}{d\tau}$$

$$\int_{w_{i0}}^{w_i} -\frac{dw}{w^2} = \int_{\tau_i=0}^{\tau} 0,33 \frac{\rho_a}{\rho_l} \cdot \frac{1}{d} \cdot d\tau$$

$$\left. \frac{1}{w} \right|_{w_{i0}}^{w_i} = k \tau \Big|_0^{\tau}$$

$$\frac{1}{w_i} - \frac{1}{w_{i0}} = k \tau$$

$$\frac{1}{w_i} = \frac{1}{w_{i0}} + k \tau$$

$$w_i = \frac{w_{i0}}{1 + k w_{i0} \tau}$$

$$dl_p = w_i d\tau$$

$$\int_0^{l_p} dl_p = \int_{\tau_{i=0}}^{\tau} \frac{w_{i0} d\tau}{1 + kw_{i0}\tau}$$

$$l_p = \frac{1}{k} \int_0^{\tau} \left(\frac{kw_{i0}}{1 + kw_{i0}\tau} \right) d\tau$$

$$l_p = \frac{1}{k} \ln(1 + kw_{i0}\tau)$$

$$l_p = \frac{\rho_l d}{0,33\rho_a} \ln(1 + kw_{i0}\tau)$$

Relația anterioară redă calitativ influența principalilor parametri asupra pătrunderii picăturilor și-n ansamblu a jetului, se poate observa că densitatea distanța de pătrundere crește cu densitatea combustibilului, cu creșterea diametrului inițial al picăturilor și cu scăderea densității aerului comprimat, respectiv cu viteza inițială a jetului și cu timpul de la începutul injecției.

De observat că pentru calcule relația s-a corectat ținând seama de faptul că în evoluția ei, picătura de combustibil își modifică diametrul prin evaporare apoi i se reduce viteza de înaintare deci implicit criteriul Reynolds, forma geometrică funcție de viteză și apar fenomene proprii jeturilor prin care jetul de combustibil se comportă ca o masă compactă care pune-n mișcare straturile de aer din față și astfel rezistența este mai mică și penetrația jetului mai mare. La periferia jetului se manifestă forțe de frecare care tind să desprindă picăturile și produc evazarea jetului.

Unghiul de dispersie δ nu se alege arbitrar ci în concordanță cu configurația camerei de ardere. Este o mărime care se precizează de către constructorul de motoare fiind precizată atât unghiurile jeturilor cât și uneori și unghiurile dintre jeturile multiple.

111. Emisii poluante ale motoarelor de autovehicule.

Principalele substanțe poluante emise în atmosferă de către motoarele de autovehicule sunt: hidrocarburile, NO_x , CO, CO_2 , particulele, compușii cu sulf.

a. Hidrocarburile

În această categorie intră produsele gazoase ale arderii incomplete și componentele din combustibil care se pot vaporiza. Au fost identificați circa 400 de compuși individuali în gazele de evacuare, care reprezintă majoritatea claselor de compuși organici - hidrocarburi alifatice saturate și nesaturate, hidrocarburi aromatice și compuși policiclici, compuși oxigenați - aldehide, cetone, alcooli, eteri, acizi, esteri, compuși azotați, sulfati și organometalici. Compușii emiși includ mulți dintre compușii existenți în combustibil și care au trecut neschimbați prin motor. Se constată diferențe semnificative în compoziția hidrocarburilor din gazele eșapate de motoarele cu aprindere prin scânteie - m.a.s. și cele cu aprindere prin comprimare - m.a.c.

b. Oxizii de azot - NO_x

Oxizii de azot se formează prin reacția oxigenului atmosferic cu azotul din aer, la temperaturi și presiuni ridicate, care caracterizează procesul de ardere în m.a.i.

Conținutul de NO_x în gazele arse este determinat de următorii factori, care trebuie controlați:

- temperatura gazelor de ardere, care trebuie să fie cât mai mică;
- durata cât gazele arse inițial stau în cilindru, care trebuie redusă cât mai mult;
- cantitatea de oxigen disponibilă pentru ardere, mai ales pentru gazele arse inițial, în prima fază a arderii.

c. Monoxidul de carbon - CO

Monoxidul de carbon CO este un gaz incolor, inodor și insipid, mai puțin dens ca aerul, fiind un compus intermediar prin care trec toți compușii carbonului când sunt oxidați.

CO apare datorită arderii incomplete a carbonului, ca urmare a lipsei de oxigen, înregistrându-se o mărire a concentrației de CO cu 3,5 % pentru fiecare reducere a lui λ cu 0,1 unități (îmbogățirea amestecului).

În prezența unei cantități suficiente de O_2 , CO produs în timpul arderii este imediat oxidat, trecând în CO_2 . Acest lucru nu se întâmplă în cazul funcționării m.a.i. la regimul de mers în gol sau decelerare.

În condiții normale de funcționare, motoarele diesel produc cantități foarte mici de CO în comparație cu m.a.s.

CO participă ca substanță secundară la o serie de reacții atmosferice, incluzând și formarea ozonului în mod indirect, cu radicalul hidroxil OH.

d. Dioxidul de carbon – CO_2

Dioxidul de carbon CO_2 apare în gazele de ardere eșapate de m.a.i. în urma oxidării complete a carbonului conținut de combustibil. CO_2 nu joacă un rol semnificativ în producerea ozonului și nu este toxic, dar contribuie la producerea efectului de seră în proporție de 50 %, absorbind energia radiată de suprafața terestră.

Emisia de CO_2 produsă de m.a.i. este comparabilă cu cea provenită din alte activități - de ex. industrie.

Cu toate că nu este considerat o noxă propriu-zisă, dioxidul de carbon este poluantul cel mai periculos din punctul de vedere al mediului înconjurător. Emisia “normală” de CO_2 eșapată de un motor cu ardere internă este de circa 12 %, ceea ce nu este considerată pentru moment exagerată, dar în condițiile creșterii continue a populației de motoare aflate în exploatare, poate deveni o problemă.

e. Particulele

Particulele reprezintă un amestec de substanțe organice și anorganice prezente în atmosferă atât sub formă lichidă cât și solidă și care provin din gazele arse. Definirea particulelor se face implicit prin procedeul de măsurare al acestora, în cazul motoarelor diesel fiind “materia colectată pe un filtru special la trecerea gazelor arse emise de un motor diesel, gaze diluate cu aer curat până la obținerea temperaturii acestora de maximum 52 °C.

În cazul motoarelor diesel, particulele eșapate sunt parte componentă a fumului emis.

Fumul este de trei categorii:

- fumul alb - caracteristic pornirii și în perioada încălzirii acestuia;
- fumul albastru - propriu mersului în gol și la sarcini mici;
- fumul negru - care apare la sarcini mari, solicitări termice mari, indiferent de durată.

f. Compușii cu sulf

Petrolul nerafinat conține o fracțiune de compuși cu sulf, dar deoarece aceștia sunt concentrați în fracțiunile grele, ei se regăsesc în cantități mai mari în motorine și combustibili grei (navali) și mai puțin în benzine. Cantitatea de sulf din combustibil depinde de țiteiul din care a fost extras și de măsurile luate pentru reducerea sulfului. Prin arderea combustibilului, majoritatea sulfului se transformă în SO_2 , iar o cantitate mică - circa 2 %, este oxidată până la SO_3 . Acesta se combină cu apa și cu alți compuși ai gazelor de evacuare formând acidul sulfuric și sulfați, care contribuie la emisia totală de particule.

Transporturile rutiere reprezintă un contribuant minor la emisia totală de compuși de sulf, iar tendința de a reduce conținutul de sulf din motorină rezidă mai mult din necesitatea de a limita particulele.

112. Conducția termică, definiție, mărimi caracteristice.

Conducția termică este procesul de transfer de căldură dintr-o zonă cu temperatură mai ridicată către o zonă cu temperatură mai coborâtă în interiorul unui corp termodinamic (solid, lichid sau gazos) sau între medii diferite în contact fizic direct între care există o diferență de temperatură.

Conform teoriei cinetico-moleculare, temperatura unui corp este proporțională cu energia cinetică medie a particulelor constituente. Transferul de căldură prin conducție poate fi:

- în cazul corpurilor solide prin difuzia electronilor liberi;
- în cazul corpurilor fluide (lichide sau gaze) prin ciocniri elastice din aproape în aproape între molecule sau atomi, acestea rămânând imobile, lucru greu de realizat atunci când există un gradient de temperatură - apare în mod necesar convecția și radiația.

În majoritatea lucrărilor în care se studiază transferul de căldură se notează prin Q căldura totală transferată în timpul τ (exprimată în J) și prin \dot{Q} fluxul de căldură (căldura transferată în unitatea de timp, exprimată în W)

$$\dot{Q} = \frac{\Delta Q}{\Delta \tau} \quad \text{[W]} \quad (3.1)$$

Densitatea fluxului de căldură, q reprezintă căldura transferată pe unitatea de suprafață, în unitatea de timp:

$$q = \frac{Q}{S} = \frac{\Delta Q}{S \Delta \tau} \quad \text{[W/m}^2\text{]} \quad (3.2)$$

în care S este suprafața prin care se realizează transferul de căldură, în $\text{[m}^2\text{]}$.

În corpurile solide cu temperatură neuniformă se realizează transfer de căldură prin conducție din zonele cu temperatură mai ridicată către zonele cu temperaturi mai scăzute. Fluxul termic transferat prin conducție între două suprafețe izoterme cu temperaturi diferite pe direcția n (normală) și prin suprafața dS va fi, conform legii lui Fourier:

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dS \quad \text{[W]} \quad (3.5)$$

Pe unitatea de suprafață, fluxul termic unitar,

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad \text{[W/m}^2\text{]} \quad (3.6)$$

Conductivitatea termică $\lambda[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ este o mărime dependentă de substanță și temperatură, iar în cazul gazelor, și de presiune. Se determină pe cale experimentală.

112. Convecția liberă în spații înguste și convecția forțată.

Convecția termică reprezintă modul general de transmitere a energiei termice în cazul fluidelor în mișcare. Prin convecție termică se înțelege transmiterea căldurii între un fluid în mișcare și un perete care delimitează mișcarea fluidului. Convecția termică se poate defini (într-un context mai larg) prin schimb de căldură între o suprafață solidă oarecare și un fluid, între care există contact direct și o mișcare relativă. Pentru producerea schimbului de căldură este necesară existența unei diferențe de temperatură între perete și fluid. Transferul de căldură prin convecție are loc în mai multe etape. Să presupunem, spre exemplu, transferul de căldură de la un perete mai cald (fig.3.11) cu temperatura t_p , la un fluid mai rece, în mișcare, cu temperatura t_f .

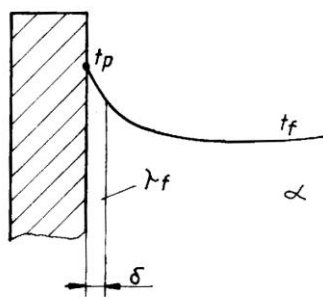


Fig. 3.11. Transferul de căldură prin convecție, între un fluid și un perete plan

În prima fază energia termică de la suprafața peretelui trece la particulele de fluid adiacente acestuia prin conducție; ceea ce are ca efect ridicarea temperaturii și a energiei interne a acestor particule de fluid. Acest proces se desfășoară într-un strat de fluid de lângă perete, de grosime δ , denumit strat limită. Apoi aceste particule cu energie mai mare se deplasează către zone de fluid cu temperaturi mai scăzute, unde, prin amestec cu alte particule transmit o parte din energia lor. Astfel, convecția este un proces complex de transfer de energie, masă și impuls.

Fluxul de căldură transmis prin convecție Q_c [W] între un perete și fluid, depinde de foarte mulți

factori. Formula lui Newton permite determinarea fluxului de căldură Q_c :

$$Q_c = \alpha_c S (t_p - t_f) \quad (3.63)$$

unde: α_c [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] – este coeficientul de convecție

S [m^2] - aria suprafeței de transfer termic

t_p, t_f [$^{\circ}\text{C}$] - temperatura suprafeței peretelui, respectiv a fluidului.

Legea lui Newton (3.63), reprezintă relația de definiție a coeficientului de convecție α_c . Astfel definit, transferul de căldură prin convecție, face ca în coeficientul de convecție α_c , să fie înglobați toți factorii care determină procesul de convecție. Deci, α_c , devine o funcție complexă, cu multe variabile:

Convecția liberă în spații înguste

În cazul în care stratul de fluid se găsește între doi pereți apropiați, sau între două tuburi concentrice, spațiul disponibil pentru mișcarea fluidului este în general redus. În aceste situații energia

termică se transmite atât prin conducție, cât și prin convecție. Cu cât stratul de fluid este mai mic, preponderentă este transmiterea căldurii prin conducție. Cu cât stratul de fluid are grosime mai mare, cu atât intervine mai mult convecția. Forma spațiului, dimensiunea și temperatura pereților învecinați determină mișcarea fluidului. În aceste spații limitate (ferite), mișcarea este practic în regim laminar.

În figura 3.18 s-a reprezentat modul de mișcare al fluidului în câteva tipuri de spații limitate.

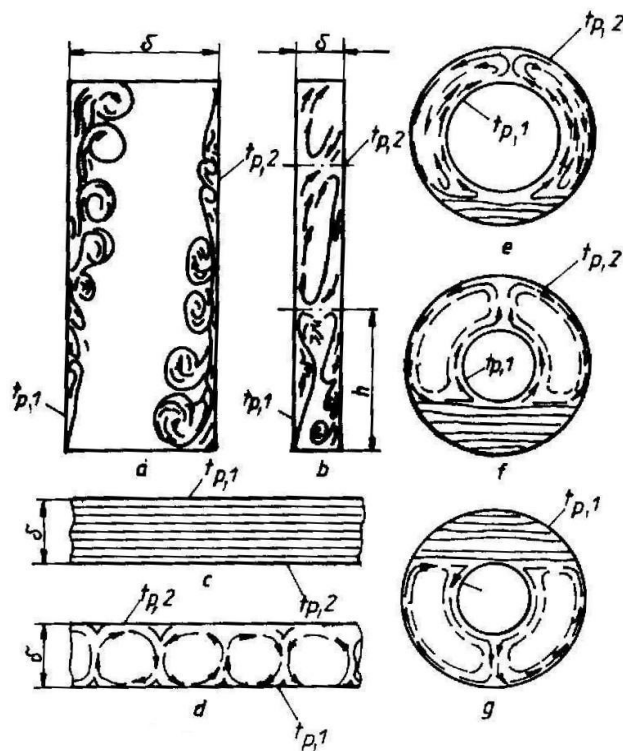


Fig.3.18. Mișcarea fluidului în spații limitate

Analizând mișcarea fluidului din fig.3.18. se constată:

- dacă distanța δ între pereți (fig.a) este relativ mare, curenții ascendenți (de pe peretele cu $tp_1 > tp_2$) nu se interferează cu curenții descendenți (de pe peretele cu temperatura $tp_2 < tp_1$);

- dacă distanța δ este mică (fig.b), curenții ascendenți și descendenți produc bucle de circulație de înălțime “h”, înălțime care depinde de intensitatea procesului de transfer termic, distanța δ și de natura fluidului;

- în cazul suprafețelor plane orizontale, mișcarea fluidului este determinată de dispoziția suprafeței calde față de suprafața rece, dacă suprafața caldă este deasupra (cazul c), mișcarea fluidului este practic nulă, dacă se inversează suprafețele (cazul d), transferul termic se intensifică mult, apar curenții descendenți și ascendenți, interferența dintre ele formând bucle de circulație similare cu cazul b;

- în cazul suprafețelor cilindrice orizontale concentrice, modul de mișcare a fluidului (e,f,g) se aseamănă cu mișcarea descrisă în cazul c și d și anume buclele de circulație apar numai în zonele în care suprafața caldă (tp_1) este relativ așezată sub suprafața rece, iar în zonele în care suprafața caldă este sus, nu există circulație de fluid. Pentru suprafețele sferice concentrice, mișcarea fluidului este identică cu cazurile e, f, g, descrise mai sus.

În cazurile prezentate mai sus, energia termică se transmite, exceptând radiația, prin conducție și convecție.

Fluxul de căldură transmis se va calcula cu formulele de la conducția termică, dar în locul conductivității termice “ λ ” se va introduce “conductivitatea echivalentă”:

$$\lambda_{\text{echiv.}} = \chi \lambda;$$

Convecția forțată

Convecția forțată, reprezintă transferul de căldură între un perete și un fluid care spală peretele și care curge datorită unor forțe externe, care crează presiunea de circulație a fluidului. Convecția fluidului este produsă prin existența unei diferențe de presiune între două puncte de pe traseul de curgere, diferență de presiune creată de o pompă, un ventilator, exhaustor, vântul cauzat de existența unei presiuni între două zone ale atmosferei sau căderea liberă a unui fluid, etc. În aceste cazuri se poate determina (estima) viteza de curgere a fluidului, viteză care este sensibilă și nu tinde către zero.

Procesul transferului termic prin convecție într-o conductă este foarte complicat, depinde atât de modul curgerii, cât și de încălzirea sau răcirea fluidului. Temperatura fluidului variază atât în secțiune transversală, cât și în lungul conductei.

Teoretic s-a reușit să se calculeze transferul de căldură prin convecție, , pentru diferite situații; s-au stabilit relații de forma:

$$Nu = f(Pr, Re) \quad (3.92)$$

dar aceste relații pot da abateri până la 100% față de procesul real. Din această cauză se utilizează tot mai mult relațiile empirice, stabilite de diferiți autori.

114. Definiți sistemul de alimentare cu energie electrică de pe un autovehicul și descrieți elementele sale componente

Sistemul de alimentare cu energie electrică al oricărui autovehicul furnizează la parametrii adecvați energia electrică necesară funcționării tuturor receptorilor instalați (conectați) la bordul acestuia.

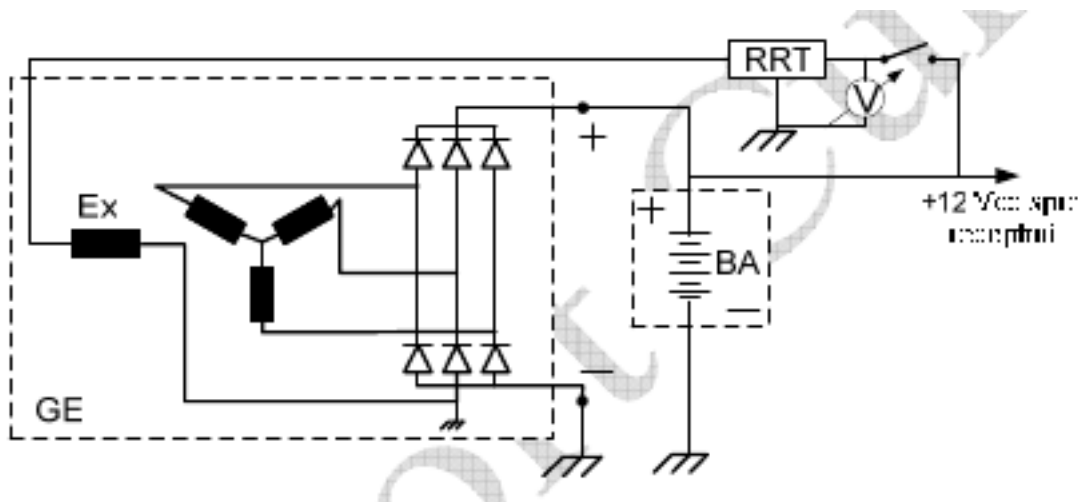


Figura 1, Schema de principiu a sistemului de alimentare cu energie electrică

Generatorul Electric (GE) rotativ (în CC - dinam, sau în CA – alternator cu redresor încorporat) antrenat în mișcare de motorul cu ardere internă al autovehiculului, pe durata funcționării acestuia, transformă energia mecanică în energie electrică, alimentează toate receptoarele conectate la bordul autovehiculului și asigură încărcarea bateriei de acumulatori la tensiune constantă (12V, 6V, 24V).

Alternatoarele sunt mai robuste, mai fiabile și au putere specifică (W/kg) de 3 ÷ 5 ori mai mari ca dinamul și funcționează bine (U , I) într-o plajă largă de turații (900 –10 000 rot/min).

Releul regulator de tensiune (RRT) (electric sau electronic) are rolul de a stabili tensiunea electrică (în general prin reglarea excitației GE) debitată de generatorul electric. Variațiile de tensiune depind atât de turația motorului cu ardere internă (variabilă în funcționare), cât și de sarcină (numărul și puterea receptorilor). Releele reglatoare de tensiune diferă constructiv în funcție de destinația lor, pentru alternatoare sau pentru dinamuri. Constructiv, relele reglatoare de tensiune sunt electrice (cu bobine electromagnetice și contacte vibratoare) sau electronice, cu semiconductori (statice).

Bateria de acumulare (BA) îndeplinește câteva funcții și anume:

- alimentează electromotorul (demarorul) și celelalte sisteme la pornire, precum și restul receptorilor de pe autovehicul în timpul staționării acestuia;
- contribuie alături de releul regulator de tensiune la menținerea unei tensiuni continue constante în ansamblul instalației electrice a autovehiculului independent de variația turației și încărcarea generatorului;
- preia vârfurile de sarcină (de încărcare), când puterea electrică absorbită de receptoare depășește puterea electrică maximă ce poate fi debitată de generator (noaptea, iarna); se conectează în paralel cu generatorul electric (conexiune “tampon”).

Pe lângă aceste trei componente majore ale sistemului de alimentare cu energie electrică, mai distingem și elemente de distribuție și interconectare (EDI), care constau din: conductori, cabluri, papuci, conectori, siguranțe fuzibile, întrerupătoare, etc.

115. Cum funcționează sistemul de aprindere în condițiile unui sistem computerizat de management al motorului?

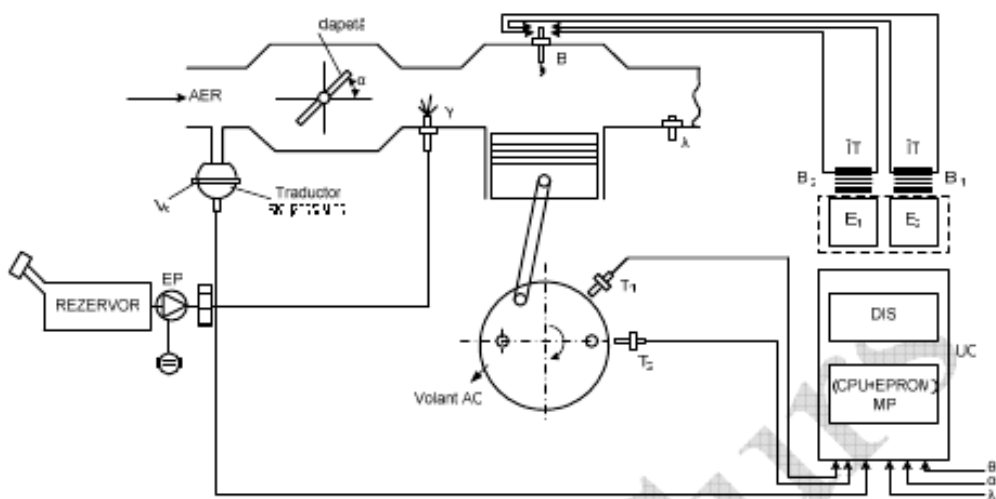


Figura 2, SEA cu aprindere electronică integrală

Acestea permit obținerea unor puteri mari în condiții de randament (consum specific) și poluare optime. Cu ajutorul controlului electronic se obține avansul la aprindere și dozajul optim al amestecului carburant pentru orice regim de funcționare al motorului .

Un SEA (Sistem electric de aprindere) electronic integral nu conține parte mecanică (nu ruptor, nu distribuitor, nu sistem mecanic de reglare a avansului), ia în considerare turația motorului, temperatura motorului, debitul de aer aspirat pe ciclu, doza de benzină pe ciclu; controlează unghiul de avans a aprinderii.

T1,T2 –traductoare de turație și poziție unghiulară a arborelui cotit;

Va – traductorul depresiunii din colectorul de admisiune;

θ_o –traductorul de temperatură a lichidului de răcire;

α – traductorul potențiometric al poziției unghiulare a clapetei obturator;

λ –sonda lambda;

MP – microprocesor;

DIS – distribuitor, electronic;

E1, E2 – etaje de putere ce comandă două BI cu câte două ieșiri fiecare(pentru motorul cu 4 cilindri)

EP – pompă electrică de benzină

Y – injectoare

UC – unitate de comandă

Microprocesorul MP (CPU + memoria EPROM) este specializat pentru comanda avansului și energiei scânteilor la bujii în funcție de condițiile reale (permanent variabile) de rulare a autovehiculului. Se controlează momentul de aprindere și durata de declanșare a scânteii prin MP („procesorul de energie controlată”).

Pentru optimizarea funcționării, sistemul cu MP acționează asupra:

- debitului de aer aspirat pe ciclu;
- doza de benzină injectată pe ciclu;
- unghiul de avans al aprinderii ținând cont de:
 - turația motorului;
 - temperatura motorului;
 - diagrama de avans optim funcție de turație și sarcină.

Un sistem de conducere inteligentă a arderii -ce echipează motoarele moderne actuale- conține:

- 1- Unitatea centrală UC (CPU+ memorii EPROM);
- 2- Senzorii pentru prelevarea informațiilor referitoare la parametrii de funcționare a motorului;
- 3- Grupa de alimentare (rezervorul de combustibil, pompa de benzină cu sistemul de menținere constantă a presiunii în conductele de alimentare a injectoarelor);
- 4- Grupa de aprindere (bobina de inducție, bujii, etaj final de amplificare a semnalului de aprindere).

116. Diagnosticarea la inspecția tehnică periodică a autovehiculelor.

Operațiunile de inspecție tehnică se execută în stații autorizate și se fac fără demontare, folosindu-se personal specializat și tehnici de control adecvate. Rolul acestor verificări este de a constata dacă autovehiculul corespunde din punct de vedere al siguranței circulației și al protecției mediului ambiant.

Vehiculele care sunt prezentate pentru inspecția tehnică periodică trebuie să fie curate, cu dotările complete, iar datele din certificatul de înmatriculare trebuie să corespundă cu cele înscrise pe mașină (seriile motorului și caroseriei

Defecțiunile constatate cu prilejul inspecției tehnice se împart, în funcție de importanță, în două categorii: unele care impun remedierea imediată și altele care impun remedierea în maximum 30 de zile. Dacă în termen de 30 de zile defecțiunile constatate au fost remediate, verificarea se face numai la acele părți ale vehiculului la care au fost consemnate neajunsurile; în cazul depășirii termenului de 30 de zile acordat pentru remedieri, se procedează la o inspecție tehnică completă.

În cele ce urmează se prezintă succesiunea operațiunilor din cadrul inspecțiilor tehnice periodice la care sunt supuse vehiculele, împărțite pe cele trei clase menționate anterior. Defecțiunile care impun remedierea imediată vor fi notate cu (a) iar cele care impun remedierea în cel mult 30 de zile cu (b).

Operațiunile de diagnosticare la inspecția tehnică periodică

A. Motociclete, motorete și remorcile acestora

Sunt evaluate următoarele aspecte de diagnosticare :

- Pierderi de benzină (a).
- Strângeri defectuoase pe traseul de alimentare, garnituri deteriorate, pierderi ulei (b).
- Traseul de evacuare prezintă strângeri defectuoase, garnituri deteriorate, lipsește amortizorul de zgomot sau este spart, emisii poluante peste limita legală (b).
- Cadru fisurat, suporturi motor fisurate (a). Elemente de cadru rău fixate, cadru deformat (b).
- Cric lipsă sau defect (a).
- Fixarea defectuoasă a cricului (a).
- Fisurarea coloanelor furcii (a). Joc anormal al furcii în cadru (b).
- Fisurarea cadrului basculei (a).
- Joc anormal al basculei în bucșe, bucșe uzate (b)
- Schimbarea greoaie a treptelor de viteză, blocarea într-o treaptă (b).
- Jantă fisurată, tăieturi profunde pe banda de rulare a pneului, pneuri de dimensiuni necorespunzătoare, adâncimea profilului anvelopei mai mică de 1,5 mm (a).
- Jantă deformată, spițe deteriorate sau lipsă, presiune necorespunzătoare în pneuri (b).
- Lipsă amortizoare (a).
- Fixarea defectuoasă a amortizoarelor, amortizoare inefficiente, pierderi de lichid din amortizoare (b).
- Eficacitate redusă a frânelor (a).
- Proasta funcționare a instalației de iluminare și semnalizare; lipsă far; lipsa lămpii pentru numărul de înmatriculare, a lămpii de poziție, a catadioptrului, a lămpii de semnalizare, a avertizorului sonor și a lămpii de stop (a).
- Dispersor neomologat (a).
- Fixarea și funcționarea defectuoase ale elementelor instalației electrice; cablaje deteriorate; dispersor fisurat (b).
- Fisurarea și fixarea defectuoasă a cadrului atașului și a dispozitivului de cuplare (a).
- Fixarea defectuoasă și deformarea scaunului atașului (b).
- Urme de coliziune; lipsa oglinzilor retrovizoare; placa cu numărul de înmatriculare deformată sau montată necorespunzător (a)
- Coroziuni (b)
- Modificări neomologate și neconforme cu tipul de bază (a).

B. Autoturisme, microbuze, autorulote. automobile utilitare, mixte, specializate, speciale, autotractoare și remorcile acestora, cu o masă totală autorizată ce nu depășește 3.5 tone.

- Pierderi de benzină (a).
- Pierderi de motorină și ulei; strângeri defectuoase și neetanșevitate ale traseului de evacuare a gazelor arse (b).
- Suporturi motor fisurate; palete de ventilator fisurate (a).
- Strângerea defectuoasă a motorului pe cadru; suporturi pe compresor și turbosuflantă slăbite (b).
- Instalații de alimentare cu gaze neomologate sau modificate în neconformitate cu procedura de omologare (a).
- Funcționarea necorespunzătoare a instalației de alimentare cu gaze (b).
- Pierderi de lichide din instalația de comandă a ambreiajului, cutia de viteze, puntea motoare, reductor sau cutia de distribuție (b).
- Lipsa îmbrăcămînții pedalelor de ambreiaj și frână; montajul necorespunzător al arborelui cardanic sau deformarea sa; slăbirea fixării carterului și sistemului de comandă ale ambreiajului (b).
- Schimbarea greoaie a treptelor de viteză sau blocarea unei trepte (b).
- Joc anormal al rulmenților roților sau blocarea roților la rotire (a).
- Lipsa sau slaba strângere a piulițelor (șuruburilor) de prindere a roților; jantă fisurată (a).
- Jantă deformată (b).
- Pneuri de dimensiuni și profiluri diferite pe aceeași parte; tăieturi profunde ale benzii de rulare sau pe flancuri; adâncimea profilului sub 1,5 mm (a).
- Presiune necorespunzătoare în pneuri (b).
- Diferență vizibilă privind înălțimea de așezare a mașinii pe cele două laturi ale aceleiași punți; amortizoare și arcuri defecte (b).
- Fisuri sau ruperi ale arcurilor, barelor stabilizatoare, hoiturilor de arc sau ale plăcuțelor de reazem; burduf al pernei de aer spart; articulații sau brațe de suspensie rupte (a).
- Lipsa sau fixarea defectuoasă a amortizoarelor; foi de arc rupte; bare deformate; bușe de arc sau amortizor uzate; suporturi slăbite, articulații cu jocuri anormale ale elementelor de suspensie (b).
- Pierderi de lichid din amortizoare sau de aer din pernele de aer (b).
- Fixarea defectuoasă a volanului, coloanei de direcție, levierelor, barelor de direcție, pivoților mecanismului de direcție precum și a elementelor punților din față și spate; uzura anormală a legăturii flexibile (cuplajului) coloanei de direcție; fisuri și deformări accentuate ale elementelor direcției; lipsa sigurațelor; joc anormal al volanului (a).
- Mecanismul de servodirecție este inoperant, prezintă fisuri, pierderi de lichid sau blocări (a).
- Elementele componente ale sistemului de frânare prezintă deteriorări, urme de frecare, improvizatii sau fisuri; lipsa comenzii duble la vehiculele de școală (a).
- Lipsa sau blocarea clapetei de obturare a gazelor arse la vehiculele echipate cu frână de motor (diesel); deformări accentuate ale elementelor sistemului de frânare, uzurii și coroziunii, fixarea defectuoasă a acestor elemente (b).
- Lipsa sau nivelul scăzut al lichidului din sistemul de frânare ori pierderi de lichid (a).

-Eficacitate scăzută a frânării; dezechilibru între roțile aceleiași punți mai mare de 20% la frâna de serviciu și cea de staționare (a); la vehiculele la care frâna de staționare nu îndeplinește și rolul de frână de securitate, dezechilibrul citat poate fi de până la 30% (a).

-Funcționarea incorectă a frânei de motor (cu clapetă) sau a servofrânei (b). Fisurarea sau ruperea elementelor de rezistență ale lonjeroanelor, traverselor dispozitivului de remorcare sau ale podelei caroseriei (a).

-Coroziuni avansate ale acestora, deformări sau prinderea slăbită a elementelor de rezistență ale cadrului, caroseriei și cabinei (b).

-Elemente de fixare ale caroseriei, cabinei și scaunelor rupte; posibilități de deschidere accidentală a ușilor sau capotelor; coroziuni străpunse la podea, pasajele roților sau praguri (a).

-Fixarea defectuoasă a caroseriei, cabinei sau scaunelor; deschiderea sau închiderea incorectă a ușilor sau capotelor; dispozitiv de glisare sau înclinare a scaunului necorespunzător; parbriz sau geam din spate sparte sau lipsă; lipsa oglinzii interioare la autoturisme și exterioare la celelalte vehicule (a).

-Parbriz sau geam sparte sau cu opacități care diminuează vizibilitatea în zona ștergătoarelor de parbriz; geamuri laterale lipsă; oglinzi deteriorate; fixare defectuoasă a geamurilor și oglinzilor (b).

-Suporturi fisurate ale rezervorului de combustibil, lăzii de scule și ale roții de rezervă (a).

-Fixarea defectuoasă a acestor elemente, lipsa roții de rezervă (b).

-Caroserie sau cabină în complete; deformări pronunțate ale caroseriei; urme de accident; placa cu numărul de înmatriculare deteriorată sau montată necorespunzător (a). Elemente de caroserie montate în afara gabaritului; părți de caroserie nevopsite, cu coroziuni avansate sau deformări superficiale (b).

- Lipsa sau nefuncționarea vitezometrului (b).

-Lumini de drum și de întâlnire fără dispersor, cu dispersor spart sau neomologat (a).

-Lumini de drum și de întâlnire fixate defectuos, cu dispersor și oglidă deteriorate (b).

-Lumini de semnalizare, de poziție, stop sau gabarit cu dispersor lipsă, spart sau de culoare nereglementară sau cu dispersoare deteriorate (b).

- Fixarea defectuoasă sau montajul nereglementar ale luminilor de ceață, ale luminilor de mers înapoi, lămpii numărului de înmatriculare, casetei iluminate (numai la vehiculele taxi sau școală) (b).

Lipsa casetei iluminate la vehiculele taxi sau școală (a)

-Luminile de drum, de întâlnire, de semnalizare, stop și iluminarea numărului de înmatriculare nu funcționează sau au culori nereglementare (a).

-Luminile instalației electrice de iluminare, semnalizare și auxiliară prezintă abateri de la prescripții; o lumină stop nu funcționează; iluminarea indicatoarelor și martorii de bord nu funcționează (b).

-Siguranțe electrice improvizate (a).

-Cabla electric deteriorat sau prost fixat (b).

-Nefuncționarea ștergătorului de parbriz sau a avertizorului sonor; bateria nu asigură pornirea motorului (a).

-Fixarea defectuoasă a ștergătoarelor de parbriz; nefuncționarea spălătorului de parbriz (b). Instalația de climatizare nu funcționează (b).

-Nivel de zgomot anormal pe traseul de evacuare; conținut de oxid de carbon de peste 4,5% pentru vehiculele fabricate până la data de 01.01.1986 și peste 3,5% pentru cele fabricate

după această dată; indice de opacitate peste $2,5 \text{ m}^{-1}$ la motoarele diesel cu aspirație normală și 3 m^{-1} pentru cele supraalimentate (b).

-La remorcile ușoare și la rulate se verifică: dacă există jocuri anormale ale sistemului de cuplare, dacă acesta este defect, rău fixat sau dacă nu este omologat (a). Dacă există fisuri la proțap, șasiu, punți; proțap reparat necorespunzător; punte fixată defectuos; rulmenți defecti (a).

-Controlul vizual al suspensiei la fel ca la autovehicul (b).

-Nestrângerea jantei sau absența piulițelor; jantă fisurată; pneuri cu dimensiuni sau profile diferite pe aceeași punte, cu tăieturi profunde pe flancuri sau calea de rulare; adâncimea profilului pneului mai mică de 1,5 mm (a). Jantă deformată; presiune necorespunzătoare în pneuri (b).

-Conducte de frână deteriorate, improvizate sau cu urme de frecare; lipsa sau nivelul scăzut al lichidului de frână; pierderi de lichid de frână; eficacitate de frânare sub limită sau dezechilibru între roțile aceleiași punți mai mare de 20% (a).

-Deformarea sau fixarea defectuoasă ale elementelor sistemului de frânare; lipsa calelor de blocare la remorcile cu masa maximă autorizată mai mică de 750 kg (b).

-Instalația de iluminare și semnalizare nu funcționează; dispersor lipsă spart sau de culoare nereglementară (a).

-Fixarea defectuoasă a elementelor de iluminare și semnalizare sau montarea lor nereglementară; o lampă stop nu funcționează; cablaj deteriorat (b).

-Placa numărului de înmatriculare deteriorată sau montată nereglementar (a).

-Părți ale caroseriei nevopsite, cu coroziuni avansate sau cu deformări superficiale; elemente de caroserie montate în afara gabaritului omologat (b).

-Platforma sau obloanele laterale prost fixate sau cu deteriorări pronunțate (b). Modificări neomologate și neconforme cu tipul de bază (a).

C. Autobuze, automobile utilitare, mixte, specializate și speciale, autotractoare: remorcile acestora, cu masă autorizată peste 3.5 tone precum și tractoare

-Pierderi de benzină (a).

-Pierderi de motorină și ulei; strângeri defectuoase și neetanșeități ale traseului de evacuare a gazelor de ardere (b).

-Suporturi ale motorului fisurate; paletă de ventilator fisurată (a).

-Strângerea defectuoasă a motorului pe suporturi; suporturile compresorului și turbosuflantei slăbite (b).

-Instalație de alimentare cu gaze neomologată sau modificată în neconformitate cu procedurile de omologare individuală (a).

-Funcționarea necorespunzătoare a instalației de alimentare cu gaze (b).

-Pierderi de lichid sau ulei din comanda ambreiajului, din cutia de viteză, puntea motoare, reductor sau cutia de distribuție (b).

-Lipsa îmbrăcăminții pedalelor de ambreiaj și frână; arbore cardanic deformat sau montat necorespunzător; slăbirea prinderilor carterelor, cutiei de viteze, reductorului, cutiei de distribuție și sistemului de comandă al ambreiajului (b).

-Schimbarea greoaie a treptelor cutiei de viteză sau blocarea unei trepte (b).

-Joc anormal al rulmenților de roți sau blocarea acestora (a).

-Lipsa sau nestrângerea piulițelor sau șuruburilor la roată; jantă fisurată (a). Jantă deformată; lipsă apărători roată (b).

-Pneuri de dimensiuni și profile diferite pe" aceeași punte, cu tăieturi profunde ale benzii de rulare sau ale flancurilor ori cu adâncime a profilului mai mică de 1,5 mm (a)

-Presiune necorespunzătoare în pneuri (b).

-Diferență vizibilă a înălțimii de așezare a autovehiculului pe cele două laturi ale aceleiași punți; amortizoare și arcuri defecte (b).

-Fisuri sau ruperi ale arcurilor, barelor stabilizatoare, bolțurilor de arc sau ale plăcuțelor de reazem; burduf al pernei de aer spart; articulații sau brațe de suspensie rupte (a).

-Lipsa sau fixarea defectuoasă a amortizoarelor; foi de arc rupte, bare deformatate, bușe de arc sau amortizor uzate, suporturi slăbite, articulații ale elementelor de suspensie cu jocuri anormale (b).

-Pierderi de lichid din amortizoare sau de aer din pernele de aer (b).

-Joc anormal al axului portant; rulment gripat; bușe rupte sau brațe oscilante deformatate (b).-Fixarea defectuoasă a volanului, coloanei de direcție, levierelor, barelor de direcție, pivoților, mecanismului de direcție precum și a elementelor punților din față și spate; uzura anormală a legăturii flexibile (cuplajului) coloanei de direcție; fisuri și deformări accentuate ale elementelor direcției; lipsa sigurațelor; joc anormal al volanului (a).

-Neîncadrare a valorilor prescrise a convergenței și unghiului de cădere, în cazul autovehiculelor destinate transportului public de persoane (b).

-Mecanismul de servodirecție este inoperant, prezintă fisuri, pierderi de lichid sau blocări (a).

-Elementele componente ale sistemului de frânare prezintă fisuri, blocări, deteriorări sau improvizații; lipsa comenzii duble la autovehiculele de școală (a).

-Lipsa sau blocarea clapetei de obturare a gazelor arse la vehiculele echipate cu frână de motor (diesel); deformări accentuate ale pieselor sistemului de frânare, uzuri, coroziuni și fixarea defectuoasă a acestor elemente (b).

-Lipsa sau nivelul scăzut al lichidului în sistemul de frânare și pierderi de lichid (aer); eficacitate scăzută a frânei de serviciu și dezechilibru între roțile aceleiași punți mai mare de 20%; eficacitate scăzută a frânei de staționare și dezechilibru între roțile aceleiași punți mai mare de 20%, iar la autovehiculele la care frâna de staționare nu îndeplinește și rolul de frână de securitate 30% (a).

-Funcționarea incorectă a frânei de motor sau a servofrânei (b).

-Fisurarea sau ruperea elementelor de rezistență, ale lonjeroanelor, traverselor (a). Coroziunea avansată a șasiului; elemente de rezistență ale șasiului deformatate; elemente de prindere pe șasiu slăbite; lonjeron reparat necorespunzător prin sudura (b).

-Elemente de fixare ale cabinei, caroseriei și scaunelor rupte; posibilități de deschidere accidentală a capotelor sau ușilor; coroziuni străpunse ale podelei și pasajelor roților; sistemul de blocare al cabinei rabatabile defect (a).

-Fixarea defectuoasă a caroseriei, cabinei sau scaunelor; deschiderea sau închiderea incorectă a ușilor sau capotelor; dispozitive de glisare sau înclinare a scaunelor necorespunzătoare; coroziuni (b).

-Parbriz, geam din spate sau oglinzi exterioare lipsă (a).

-Parbriz sau geam din spate fisurate sau cu opacități care reduc vizibilitatea în zona ștergătoarelor de parbriz; geamuri laterale lipsă; oglinzi deteriorate; fixare defectuoasă a parbrizului, a geamului din spate sau a celor laterale ori montarea unor astfel de elemente din plastic (b).

-Suporturile rezervorului de combustibil, lăzii de scule sau roții de rezervă fisurate (a).
Fixarea defectuoasă a acestor repere sau lipsa roții de rezervă (b).

-Caroserie sau cabină incomplete, cu defonnări pronunțate sau urme de accident; placa numărului de înmatriculare deteriorată sau montată neregulamentar (a). Elemente montate în afara gabaritului; părți de caroserie nevopsite, cu coroziuni avansate sau deformări superficiale (b).

-Uzura anormală a ansamblului șa sau a cârligului de remorcare; dispozitiv de cuplare-remorcare neomologat (a).

-Fixarea necorespunzătoare a ansamblului șa; sistem de asigurare a ansamblului șa necorespunzător; lipsa barei antiîmpănare (b).

-Lipsa triunghiului de presemnalizare, a trusei medicale sau a stingătorului de incendiu (b).

-Lipsa sau nefuncționarea vitezometrului (b).

-Lipsa sau spargerea dispersorului luminilor de drum și de întâlnire și folosirea la aceste lumini a unui dispersor neomologat (a).

-Lumini de drum și de întâlnire cu dispersor sau oglindă deteriorate; fixarea defectuoasă a acestor lumini (b).

-Lumini de semnalizare, poziție, stop și de gabarit cu dispersor lipsă, spart sau de culoare neregulamentară (a).

-Lumini de semnalizare, poziție, stop și de gabarit cu dispersor deteriorat, fixate defectuos sau neregulamentar, (b).

-Lipsa casetei iluminate la autovehiculele de școală (a).

-Fixarea defectuoasă sau montajul neregulamentar ale luminilor de ceață, celor de mers înapoi, ale lămpii numărului de înmatriculare și ale casetei iluminate a autovehiculelor de școală (b).

-Luminile de drum, de întâlnire, semnalizare, stop și iluminarea numărului de înmatriculare prezintă abateri de la prescripții; o lumină stop nu funcționează, ca și iluminarea indicatoarelor și martorilor de bord (b).

-Siguranțe electrice improvizate (a).

-Cablaje deteriorate sau fixate defectuos (b). Ștergătorul de parbriz și avertizorul sonor nu funcționează; bateria nu asigură pornirea motorului (a).

-Fixarea defectuoasă a ștergătoarelor de parbriz, avertizorului sonor și bateriei de acumulare; spălătorul de parbriz este fixat defectuos sau nu funcționează (b).

- Instalația de climatizare nu funcționează (b). Conținut de CO peste 4,5% pentru vehiculele fabricate înainte de -01.01.1986 sau peste 3,5% pentru cele fabricate după această dată; indice de opacitate peste 2,5 nr¹ pentru motoarele diesel cu aspirație normală și peste 3m⁻¹ pentru motoarele diesel supraalimentate; zgomet anormal la eșapament (b).

-La remorci și semiremorci se urmărește: existența jocului anormal în sistemul de cuplare; fixarea și cuplarea defectuoasă; starea lanțurilor sau cablurilor de asigurare (a).

-Starea și fixarea proțapului, sașii și a punților și existența eventualelor fisuri; proțap reparat necorespunzător; fixarea defectuoasă a punții; joc anormal al rulmenților sau blocarea roții la rotire (a).

-Diferență vizibilă a înălțimii de așezare a remorcii pe cele două laturi ale aceleiași punți; amortizoare și arcuri defecte (b).

-Fisuri sau ruperi ale arcurilor, barelor stabilizatoare, hoiturilor de arc sau ale plăcuțelor de reazem; burduf al pernei de aer spart; articulații sau brațe ale suspensiei rupte (a).

-Lipsa sau fixarea defectuoasă a amortizoarelor; foi de arc rupte, bare deformatate, bușe de arc sau de amortizor uzate, suporturi slăbite, articulații ale elementelor de suspensie cu jocuri anormale (b).

-Pierderi de lichid din amortizoare sau de aer din pernele de aer (b).

-Piulițe de jantă lipsă sau nestrânse; jantă fisurată; pneuri de dimensiuni și profile diferite pe aceeași punte; tăieturi pe banda de rulare sau pe flancuri; adâncimea profilului sub 1,5 mm (a).

-Jantă deformată; presiune necorespunzătoare în pneuri (b).

-Conducte ale sistemului de frânare deteriorate, improvizate sau cu urme de frecare; eficacitate scăzută a sistemului de frânare; lipsa cailelor de blocare (b).

-Nefuncționarea instalației de iluminare și semnalizare; dispensor spart, lipsă sau de culoare neregulamentară (a).

-Fixarea defectuoasă sau montajul neregulamentar ale elementelor instalației de iluminare și semnalizare; dispensor deteriorat (b).

-Placa numărului de înmatriculare deteriorată sau montată neregulamentară (a).

-Părți ale caroseriei nevopsite, cu coroziuni avansate sau deformări superficiale; elemente de caroserie plasate în afara gabaritului omologat (b).

-Deteriorări pronunțate ale platformei sau fixarea ei defectuoasă (b).

117. Diagnosticarea la bord a autovehiculelor (OBD).

Cele mai bune rezultate în depistarea defecțiunilor imediat după apariția lor o constituie supravegherea permanentă a funcționării sistemelor automobilului, ceea ce presupune dezvoltarea unor tehnici și echipamente de diagnosticare la bord. Evoluția acestora a fost și este strâns legată de evoluția construcției automobilului. Astfel, apariția sistemelor comandate de microprocesoare a permis o lărgire considerabilă a numărului de obiective urmărite și a numărului de parametri înregistrați și analizați.

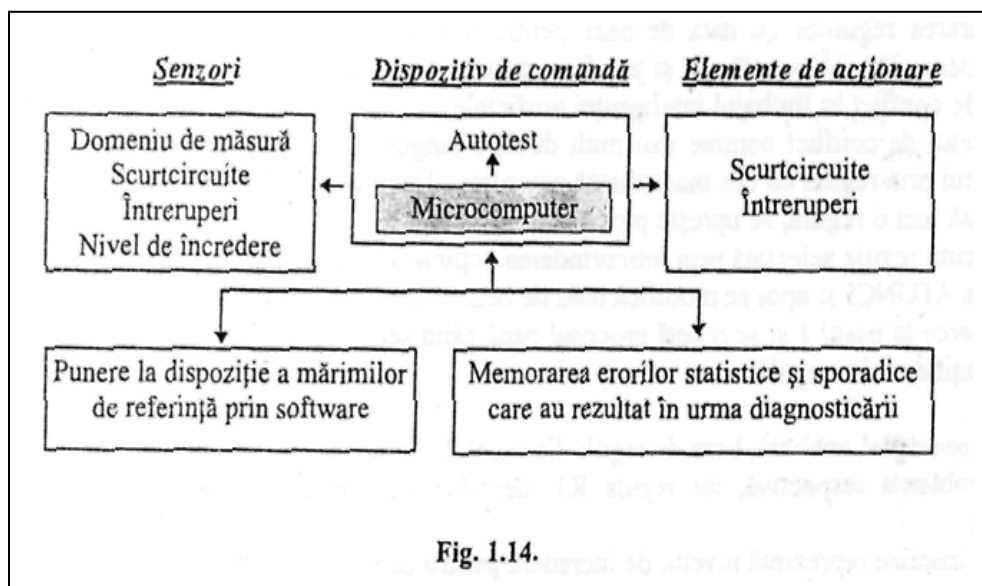
Sistemele electronice ale motorului (aprindere, injecție, distribuție, răcire), transmisiile automate cu supraveghere și comandă electronice, sistemele moto-propulsoare de evitare a patinării roților aflate în regim de tracțiune, sistemele de frânare cu evitarea blocării roților, sistemele de direcție și suspensiile asistate de microprocesoare sunt prevăzute cu propriile sisteme de supraveghere și control necesare funcționării algoritmilor de autoreglare, dar care pot fi utilizate și pentru a semnaliza apariția vreunei defecțiuni, chiar în faza sa incipientă. Informațiile captate de lanțurile de măsură respective sunt prelucrate și stocate în memoria calculatorului de bord care, în cazul depășirii valorilor normale ale parametrilor măsurați, avertizează conducătorul automobilului asupra defecțiunii.

Verificările pot fi executate și la cererea expresă a șoferului sau a tehnicianului de întreținere, ori de câte ori se dorește.

Controlul cel mai amplu și detaliat al tuturor sistemelor și subsistemelor automobilului rămâne în continuare a fi realizat în cadrul stațiilor de mentenanță preventivă a automobilelor, unde se poate utiliza o gamă mult mai largă și mai complexă de sisteme de măsură și verificări decât o pot permite condițiile de la bord.

Sistemele de control și reglare asistate de microprocesor la bordul automobilului oferă posibilitatea efectuării unor operațiuni de diagnosticare, în perioadele intermitente în care microprocesorul nu este complet ocupat cu rezolvarea calculelor necesare funcționării propriu-zise a sistemului respectiv.

Schema de principiu a acestei activități este prezentată în figura 1.14.



Dispozitivul de comandă se verifică singur, de exemplu prin memoria care are un model de test înmagazinat și care se citește periodic. La memoriile de program se face o comparație prin intermediul sumei de control care verifică datele și programele; concomitent se verifică și bus-ul de date și de adrese. La senzori se verifică dacă semnalele se încadrează în limitele normale ale valorilor lor și se pun în evidență scurtcircuiturile și întreruperile. Verificarea elementelor de acționare se poate face prin intermediul valorii maxime a curentului în timpul comenzii.

Atunci când este delectată o defecțiune, informația este stocată în memorie sub forma unui număr corespunzător codului de defecțiuni conceput de constructor. În același timp, la tabloul de bord este activat un avertizor optic sau sonor și este afișată defecțiunea produsă. Funcțiunile de diagnosticare la bord pot fi activate și manual prin comanda transmisă controlerului de a intra în modul de diagnosticare.

Atunci când se produce o defecțiune (semnalizată prin codul corespunzător ei) trebuie urmărită o anumită procedură pentru a o localiza, procedură prezentată de regula sub forma unei organigrame de diagnosticare a automobilului.

În acest scop se măsoară tensiunea de ieșire din senzorul de oxigen: dacă ea este mai mică decât 0,37V sau mai mare decât 0,57V, trebuie să fie verificate cablurile. Dacă tensiunea se încadrează între cele două valori, trebuie să se verifice dacă defectul se situează la nivelul senzorului de oxigen sau la unitatea de comandă. Pentru aceasta se cuplează conductorii ce vin de la sondă la intrarea în dispozitivul de comandă, simulându-se un scurtcircuit al senzorului și se măsoară din nou tensiunea.

Dacă ea este mai mică decât 0,05 V, defecțiunea se situează la nivelul senzorului, iar în caz contrar dispozitivul de control este defect și trebuie înlocuit.

Schema logică a defecțiunilor de diagnosticare este prezentată în figura 1.15.

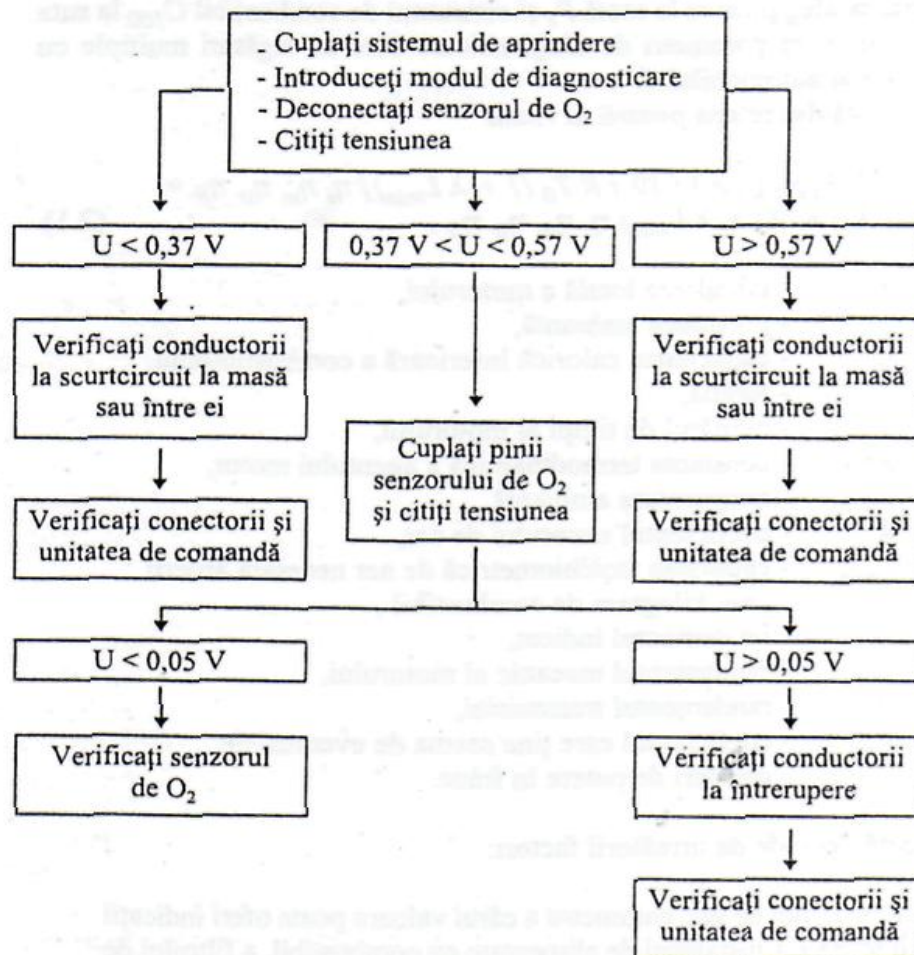


Fig. 1.15.

În acest scop se măsoară tensiunea de ieșire din senzorul de oxigen: dacă ea este mai mică decât 0,37V sau mai mare decât 0,57V, trebuie să fie verificate cablurile. Dacă tensiunea se încadrează între cele două valori, trebuie să se verifice dacă defectul se situează la nivelul senzorului de oxigen sau la unitatea de comandă. Pentru aceasta se cuplează conductorii ce vin de la sondă la intrarea în dispozitivul de comandă, simulându-se un scurtcircuit al senzorului și se măsoară din nou tensiunea.

Dacă ea este mai mică decât 0,05 V, defecțiunea se situează la nivelul senzorului, iar în caz contrar dispozitivul de control este defect și trebuie înlocuit.

Schema logică a defecțiunilor de diagnosticare este prezentată în figura 1.15.

Subsistemele de control electronic, care echipează în număr tot mai mare automobilele moderne, operau până de curând cu precădere în mod independent. Având însă în vedere ca toate aceste subsisteme sunt cuplate prin intermediul automobilului însuși, activitățile de control dintr-un sistem de control oarecare pot genera interferențe nedorite în celelalte subsisteme. Pentru a evita astfel de efecte trebuie introdus suplimentar un element de optimizare a controlului care să opereze împreună cu subsistemele existente. Se ajunge astfel la un sistem cuprinzând mai multe micro-computere distribuite în diferite zone ale structurii automobilului.

Există tipuri de legături de comunicație care permit nu numai comunicarea între subsistemele electronice de control, dar susțin și prelucrarea informațiilor în paralel de către

controlerii distribuiți în structura automobilului. Ele oferă mecanismele de bază pentru sincronizarea proceselor și manipularea corectă a datelor. Pentru fiecare mesaj este creat un obiect de comunicare care cuprinde următoarele:

- identificatorul, precizând numele și ruta mesajului;
- segmentul de control, conținând toată informația de control;
- segmentul de date, numărând de la 0 la 8 bytes.

În figura 1.16 este prezentată amplasarea unui astfel de rețea în structura unui autoturism.

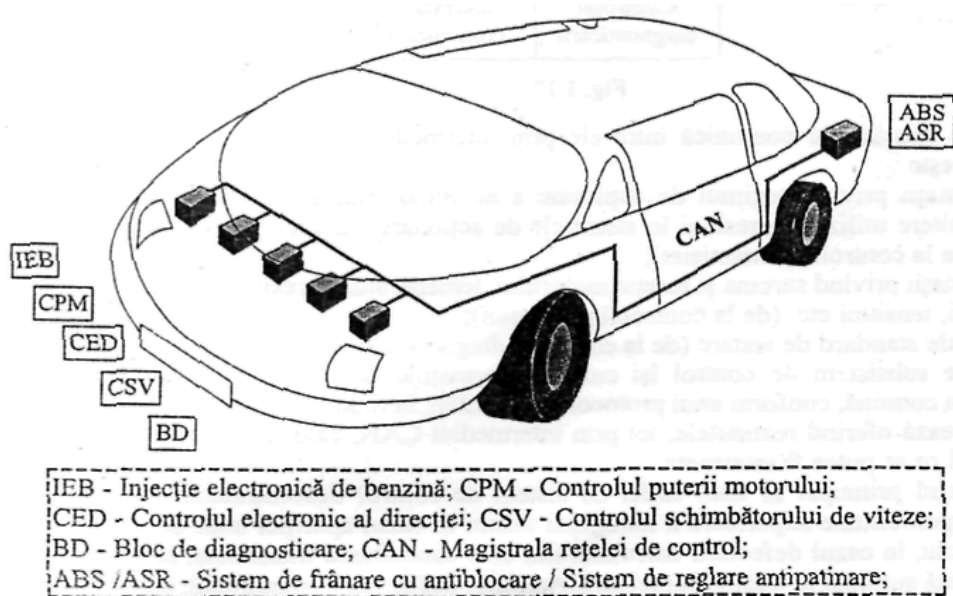


Fig. 1.16.

Componentelor care asigură funcționarea după criterii de optimizare a sistemelor automobilului, li se alătură elementul de control al diagnosticării. Pentru a vedea cum funcționează o astfel de rețea, se consideră cazul mai simplu al grupului moto-propulsor prevăzut cu trei subsisteme electronice separate:

- pentru controlul motorului;
- pentru controlul transmisiei;
- pentru controlul operațiunilor de diagnosticare (figura 1.17).

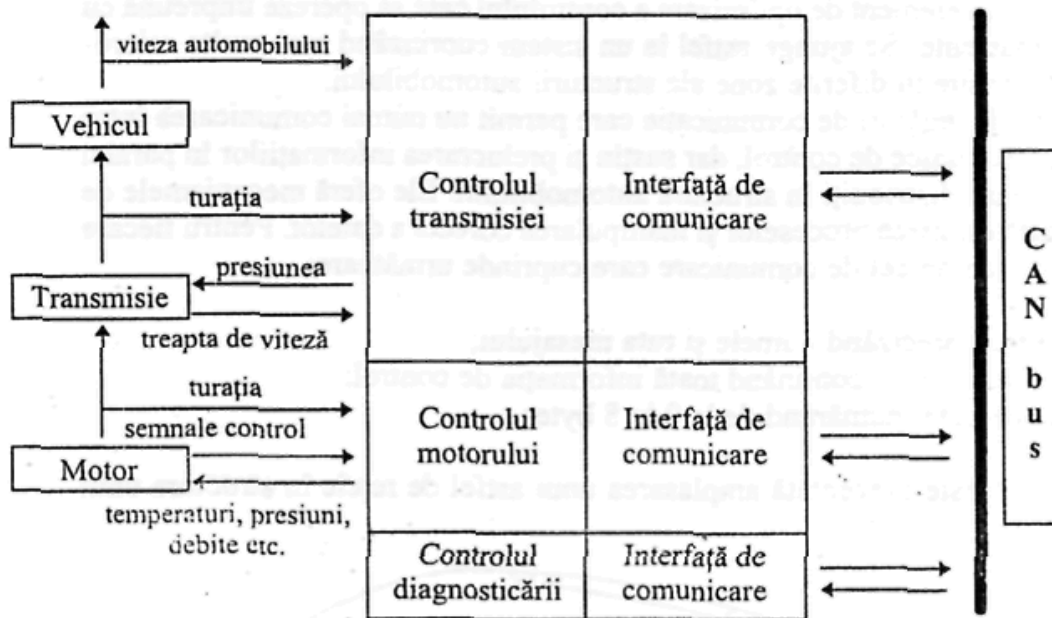


Fig. 1.17.

Aceste subsisteme comunică între ele prin intermediul magistralei CAN-bus care primește :

- informații privind regimul de deplasare a automobilului și rapoartele de transmitere utilizate, presiuni în sistemele de acționare, turație, temperaturi etc. (de la controlul transmisiei);
- informații privind sarcina și turația motorului, temperaturi, presiuni, debite, curenți, tensiuni etc. (de la controlul motorului);
- semnale standard de testare (de la controlul diagnosticării).

Fiecare subsistem de control își culege informațiile de care are nevoie din magistrala comună, conform unui protocol de priorități, la momentele disponibile și le prelucrează oferind rezultatele, tot prin intermediul CAN, celorlalte subsisteme de control ce ar putea fi interesate.

Avantajul principal al unui astfel de sistem de control descentralizat constă într-o disponibilitate superioară a întregului sistem în cazul apariției unor defecte. De exemplu, în cazul defectării calculatorului care controlează transmisia, aceasta va fi cuplată automat în treapta superioară. Automobilul rămâne operațional, deși cu o funcționalitate degradată. Contrar situației unui sistem centralizat, controlul motorului nu va fi cu nimic afectat.

118. Încercarea cutiilor de viteze – flux de energie deschis și închis.

Obiectivele urmărite la încercarea cutiei de viteze:

- randamentul și pierderile de putere la diferite sarcini și turații;
- mărimea, caracterul și poziția petei de contact a dinților roților dințate la funcționarea sub sarcină;
- caracteristica de temperatură (regimul temperaturilor de funcționare la diferite încărcări);
- zgomotul și vibrațiile produse în timpul funcționării;
- rezistența la solicitare statică;

- rigiditatea la încovoiere și răsucire a arborilor;
- rezistența la oboseală a roților dințate datorită încovoierii și presiunii de contact;
- funcționarea și durabilitatea lagărelor (rulmenții);
- calitatea și fiabilitatea etanșărilor arborilor și a planelor de separația a carcaselor;
- calitatea și funcționarea sincronizatoarelor;
- funcționarea mecanismului de comandă al schimbării treptelor, etc

Schema și echipamentul unui stand pentru încercarea cutiei de viteze trebuie să asigure posibilitatea de reproducere a regimurilor de sarcini și turații care să se apropie cât mai mult de condițiile de funcționare din exploatare.

Echipamentul și aparatura unui stand pentru încercarea cutiei de viteze (și alte organe cu angrenaje ale transmisiei) trebuie să asigure următoarele posibilități de măsurare:

- măsurarea și înregistrarea momentului de torsiune la arborele de intrare și la cel de ieșire;
- măsurarea și înregistrarea turației la arborele de intrare și la cel de ieșire, precum și reglarea turațiilor acestora în intervalele necesare;
- reglarea răcirii care să asigure stabilizarea temperaturii uleiului din carter, cu o toleranță de $\pm 5^{\circ}\text{C}$;
- măsurarea și reglarea momentului de torsiune în limitele $\pm 1\%$ din momentul maxim de intrare în cutia de viteze (mecanismul de încărcare trebuie să asigure stabilitatea momentului de torsiune în limitele indicate);
- măsurarea duratei de desfășurare a încercărilor și a frecvenței schimbării treptelor de viteze;
- înregistrarea numărului de cicluri de încercări și a timpului de funcționare;

Metodele de încercare a cutiei de viteze pe stand se clasifică în două grupe mari:

- metoda încercării în flux de energie deschis;
- metoda încercării în flux de energie închis.

Standurile folosite în cadrul metode de încercare în flux de energie deschis trebuie să îndeplinească condițiile:

- puterea nominală a motorului de antrenare trebuie să fie cel puțin egală cu puterea pe care o transmite cutia de viteze încercată în condiții de exploatare pe autovehicul;
- turația motorului de antrenare trebuie să fie cel puțin egală cu turația nominală a motorului autovehiculului și să poată fi modificată continuu (se admite modificarea în trepte a turației);
- elementul de frânare trebuie astfel dimensionat (momentul și turația) încât să poată absorbi puterea transmisă de cutia de viteze la toate treptele de funcționare.

Metoda încercării în flux de energie închis prezintă numeroase avantaje față de metoda în flux de energie deschis, în special din punct de vedere al economicității (consum de energie redus), ceea ce o recomandă pentru încercările de durată. Principial, încercarea după această metodă se realizează simultan la două subansambluri identice ale transmisiei, care se cuplează cinematic între ele cu ajutorul unor organe de legătură, formând împreună cu acestea un circuit închis. Încărcarea se realizează prin crearea unor momente interioare în

circuit, iar motorul electric debitează numai energia necesară pentru acoperirea pierderilor din transmisiile încercate și din organele de legătură.

Standurile folosite în cadrul acestei metode trebuie să îndeplinească condițiile:

- puterea nominală a motorului de antrenare trebuie să fie 15...25% din puterea la care se consideră că se face încercarea c.v.;
- solicitările mecanismelor și a elementelor de închidere a circuitului să fie minime;
- dispozitivul de încărcare să permită realizarea sarcinii cerute într-o gamă largă de turații și să asigure modificarea și măsurarea sarcinii în mers;
- turația motorului de antrenare trebuie să fie cel puțin egală cu turația nominală a motorului autovehiculului și să poată fi modificată continuu (se admite modificarea în trepte a turației);

119. Care sunt etapele necesare a fi parcurse pentru încercarea unui autovehicul?

Etapele necesare a fi parcurse pentru încercarea unui autovehicul sunt:

a. Întocmirea programului de încercări:

Programul general de încercări este de obicei impus prin standarde sau norme interne instituției care efectuează lucrările, organizatorilor desfășurării acestora le revine obligația de a elabora un program detaliat care să asigure o eficiență maximă a încercărilor.

Programul de încercare trebuie să cuprindă:

- Obiectivele încercării;
- Fazele de încercare prezentate în ordine cronologică cu precizarea obiectivelor parțiale specifice fiecărei faze și a termenelor de execuție;
- Detalierea fiecărei faze de încercare, enumerarea în amănunt a lucrărilor specifice, a locurilor, traseelor, poligoanelor sau standurilor de încercare și a termenelor de execuție;
- Cerințele de mediu necesare efectuării încercărilor;
- Regimurile de încercare avute în vedere în timpul probelor, sarcina utilă a autovehiculelor la care se execută proba, regimul de viteză, etc.;
- Numărul parametrilor cercetați, complexitatea încercărilor și numărul de repetări a experimentelor;
- Precizia de măsurare a parametrilor determinați prin încercări, care trebuie să fie în concordanță cu valorile recomandate prin documentația tehnică și prin standardele naționale și internaționale;
- Aparatura de măsurare, achiziție a datelor și de prelucrare a acestora, care trebuie să permită o apreciere rapidă, dacă este posibil în timp real a rezultatelor pentru a aprecia reușita încercării și dacă este cazul necesitatea reluării parțiale sau totale a probei cu menținerea sau schimbarea metodicii de încercare;
- Responsabilitățile care revin părților contractante și/sau colaboratorilor pentru asigurarea materială a încercărilor;
- Responsabilitățile care revin individual personalului de încercare;
- Condițiile specifice încercărilor pe stand, dacă este cazul;
- Numărul de produse încercate;

b. Alegerea, recepția și pregătirea autovehiculelor pentru încercări

Această etapă cuprinde următoarele faze:

- controlul stării tehnice a autovehiculului încercat, respectiv recepționarea autovehiculului pentru încercare;
- întocmirea specificației tehnice a autovehiculului;
- etalonarea și instalarea aparatelor de măsurare, stocare și prelucrare a datelor;
- stabilirea metodologiei de încercare în conformitate cu normele și standardele în vigoare.

c. Alegerea și pregătirea aparaturii de măsurare

Numărul și complexitatea aparaturii necesare încercărilor depinde în principal de:

- tipul încercării
- condițiile de încercare
- gradul de utilare al laboratorului care urmează să efectueze cercetarea experimentală.

d. Alegerea și pregătirea traseelor de măsurare

120. Definiți tipul de caroserie “autoportantă” utilizat la autovehicule rutiere.

“Caroseria autoportantă” se caracterizează prin absența cadrului ca element distinct, el fiind integrat în caroserie.

Întreaga construcție caroserie-cadru este realizată ca un tot unitar, din elemente de rezistență sub formă de bare confecționate din profile, cu pereți subțiri, obținute prin presare sau ambutisare, asamblate între ele prin sudură.

Comisia de Licență