

Conf.univ.dr.ing. Ioan BĂISAN

**TRACTOARE, AUTOMOBILE ȘI SISTEME DE PROPULSIE
A MAȘINILOR AGRICOLE - partea I**
(material documentar pentru studenții anului III, specializarea MIAIA)

2020

C U P R I N S

I. GENERALITĂȚI PRIVIND CONSTRUCȚIA AUTOVEHICULELOR	4
1.1. Destinația și clasificarea autovehiculelor	4
1.1.1. Clasificarea tractoarelor	4
1.1.2. Clasificarea automobilelor	10
1.3. Parametrii de bază ai autovehiculelor	16
1.3.1. Parametrii constructivi ai autovehiculelor	16
1.3.2. Parametrii dinamici ai autovehiculelor	25
1.3.3. Parametrii economici ai autovehiculelor	26
1.4. Structura generală a autovehiculelor	27
II. CINEMATICA ȘI DINAMICA ORGANELOR DE RULARE	30
2.1. Cinematica și dinamica roților de autovehicul	30
2.1.1. Cinematica roților de autovehicul	30
2.1.2. Dinamica roților de autovehicul	33
2.1.2.1. Dinamica roților pe o cale de rulare nedeformabilă	34
2.1.2.2. Dinamica roților pe o cale de rulare deformabilă	38
2.1.2.3. Condiția de aderență a roților motoare și conduse	40
2.1.3. Coeficientul de rezistență la rulare	42
2.1.4. Aderența roților motoare	44
2.1.5. Presiunea pneului asupra căii de rulare	46
2.1.6. Patinarea roților motoare	47
2.2. Cinematica și dinamica șenilelor	49
III. BILANȚUL FORȚELOR ȘI PUTERILOR LA MIȘCAREA AUTOVEHICULELOR	57
3.1. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al automobilului	57
3.2. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al tractorului	60
3.2.1. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al tractorului pe roți	60
3.2.2. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al tractorului pe șenile	63
IV. MOTOARE PENTRU AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE	65
4.1. Noțiuni introductive	65
4.1.1. Clasificarea motoarelor termice cu ardere internă cu piston	65
4.1.2. Parametrii indicați și parametrii efectivi ai motoarelor cu ardere internă	69
4.2. Procese funcționale ale motoarelor termice cu piston	71
4.2.1. Procesele de schimbare a gazelor	74
4.2.2. Procesul de comprimare	77
4.2.3. Procesul de ardere	79
4.2.3.1. Procesul arderii la aprinderea prin scânteie	79
4.2.3.2. Procesul arderii la aprinderea prin comprimare	82
4.2.4. Procesul de destindere	84
4.3. Caracteristicile motoarelor termice cu piston	85
4.4. Construcția motoarelor pentru autovehicule și tractoare	88
4.4.1. Mecanismul motor și părțile fixe ale motorului	88
4.4.1.1. Pistonul	89
4.4.1.2. Segmentii	94
4.4.1.3. Bolțul	97
4.4.1.4. Biela	99
4.4.1.5. Arborele cotit	100
4.4.1.6. Blocul motor și carterul	105
4.4.1.7. Chiulasa și garnitura de chiulasă	107
4.4.2. Sistemul de distribuție a gazelor	109

4.4.3.	Sistemul de răcire a motorului	118
4.4.4.	Sistemul de ungere a motorului	121
4.4.5.	Alimentarea motoarelor termice	126
4.4.5.1.	Alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie	127
4.4.5.1.1.	Instalația de alimentare cu carburator	127
4.4.5.1.2.	Instalația de alimentare cu injecție	130
4.4.5.2.	Alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare	147
4.4.6.	Sisteme de aprindere ale motoarelor	167
4.4.7.	Sisteme de pornire ale motoarelor	170
	BIBLIOGRAFIE	172

I. GENERALITĂȚI PRIVIND CONSTRUCȚIA AUTOVEHICULELOR

1.1. Destinația și clasificarea autovehiculelor

Vehiculul este mijlocul de transport, cu sau fără sistem propriu de propulsie, cu care se poate circula pe o cale de comunicație terestră, subterană, aeriană sau pe apă.

Autovehiculul este un vehicul terestru suspendat pe roți, șenile, pernă de aer sau tălpi de alunecare care, datorită dotării cu un sistem de propulsie propriu, se poate deplasa fără intervenția unei forțe active exterioare, fiind destinat să execute transportul unor sarcini purtate, pentru lucrări speciale, să fie agregat cu utilaje de lucru sau de transport.

Autovehiculele se pot deplasa pe o cale rutieră amenajată sau chiar pe teren amenajat, motiv pentru care se mai folosește și denumirea de autovehicule rutiere. Ele se pot clasifica în trei mari categorii:

- tractoare;
- automobile;
- trenuri rutiere.

Tractorul este un autovehicul, pe roți sau pe șenile, destinat să execute operații tehnologice cu ajutorul utilajelor purtate, semipurtate sau tractate. Prin urmare, tractorul constituie principala bază energetică mobilă folosită atât în agricultură, cât și în alte ramuri ale economiei naționale (construcții, exploatarea forestieră, minerit etc.)

Automobilul este un autovehicul pe roți și mai rar pe șenile (numai pentru lucrări speciale), destinat pentru transportul persoanelor și al bunurilor, pentru tractarea unor vehicule fără mijloace proprii de propulsie și pentru efectuarea de servicii speciale.

Trenurile rutiere sunt ansambluri rutiere alcătuite dintr-un vehicul tractor și una sau mai multe remorci sau semiremorci.

1.1.1. Clasificarea tractoarelor

Marea diversitate de tipuri de tractoare este condiționată de folosirea acestora atât în agricultură cât și în alte ramuri economice. Tractoarele pot fi clasificate după mai multe criterii.

După destinația lor tractoarele se clasifică în următoarele grupe:

- tractoare agricole;
- tractoare industriale
- tractoare de transport (rutiere).

Tractoarele agricole, după domeniul de utilizare, pot fi:

- tractoarele cu destinație generală, pe roți sau pe șenile: se folosesc la executarea principalelor lucrări agricole precum arat, cultivație totală, grăpat, semănat, recoltat, etc.;

- tractoarele universale: ca tractoare pe roți sunt utilizate în afara lucrărilor efectuate de tractoarele cu destinație generală, la lucrări de întreținere a culturilor prășitoare, precum și la lucrări de transport în agricultură; aceste tractoare au față de cele cu destinație generală, posibilități de variație în limite largi a gărzii la sol (400-750mm), de modificare a ecartamentului sau prezintă o gamă mai mare de trepte de viteze;

- tractoarele specializate: prin construcția lor specială sunt adaptate executării unor anumite lucrări; din această categorie fac parte tractoarele pentru legumicultură, pomicultură și viticultură, plantații de ceai și bumbac, pentru regiuni deluroase și de munte, pentru lucrări în culturi de plante cu port înalt (tractoare portal sau „high clearance”), pentru lucrări specializate în terenuri mlăștinoase (pentru irigații, desecări, indiguiri etc.);

- șasiurile autopropulsate: sunt tractoare cu o construcție specială, cu motorul și transmisia montate în zona punții motoare posterioare (sau mai rar anterioare), care permit montarea pe rama lor a utilajelor de prelucrat solul, semănat, întreținerea culturilor sau de recoltat, respectiv a echipamentelor de încărcat furaje sau îngrășăminte organice, precum și a platformelor de transport; șasiurile autopropulsate pot fi universale sau specializate.

Tractoarele industriale, după domeniul de utilizare, pot fi cu destinație generală și specializate.

- tractoarele cu destinație generală: se folosesc pentru executarea unor lucrări de săpat (cu lamă de buldozer și scarificator), pentru lucrări de defrișări sau pentru tracțiuni grele etc.;

- tractoarele specializate: sunt destinate unor operații tehnologice speciale de încărcat (cu cupă de încărcător frontal), de săpat și încărcat (cu lamă de buldozer și cupă de excavator), de corhănit (operația de tragere-apropiere a materialului lemnos în exploatările forestiere), de săpat canale sau șanțuri (cu organe pasive sau active), pentru pozarea conductelor – de petrol, gaz metan.

După tipul motorului cu care se echipează tractorul, acesta poate fi cu motor termic sau cu motor electric.

Motoarele termice folosite pe tractoare sunt :

- cu ardere internă care folosesc fie combustibili lichizi (motoare cu aprindere prin scânteie - cu carburator sau injecție de benzină și motoare cu aprindere prin compresie), fie combustibili gazoși (cu gaze de generator sau cu gaze lichefiate);

- cu turbină cu gaze;

- cu aburi (rezultați din ardere fie a combustibililor solizi fie a celor lichizi).

Motoarele electrice sunt acționate cu baterii de acumuloare sau cu pile de combustibil.

După tipul sistemului de rulare tractoarele se clasifică în tractoare pe roți, tractoare pe șenile și tractoare cu semișenile.

A. *Tractoarele pe roți*, în funcție de numărul punților, pot fi cu o singură punte sau cu două punți, iar în funcție de formula sistemului de rulare ($N_{TR} \times N_{RM}$, unde N_{TR} este numărul total al roților tractorului, iar N_{RM} reprezintă numărul roților motoare) sunt tractoare 2x2, 3x2, 4x2, 4x4, 8x8, 12x12.

A.1. Tractoarele cu o punte (2x2) denumite și motocultoare (fig.1.1.) sunt tractoare de putere mică (3-15 kW) și cu gabarit redus.

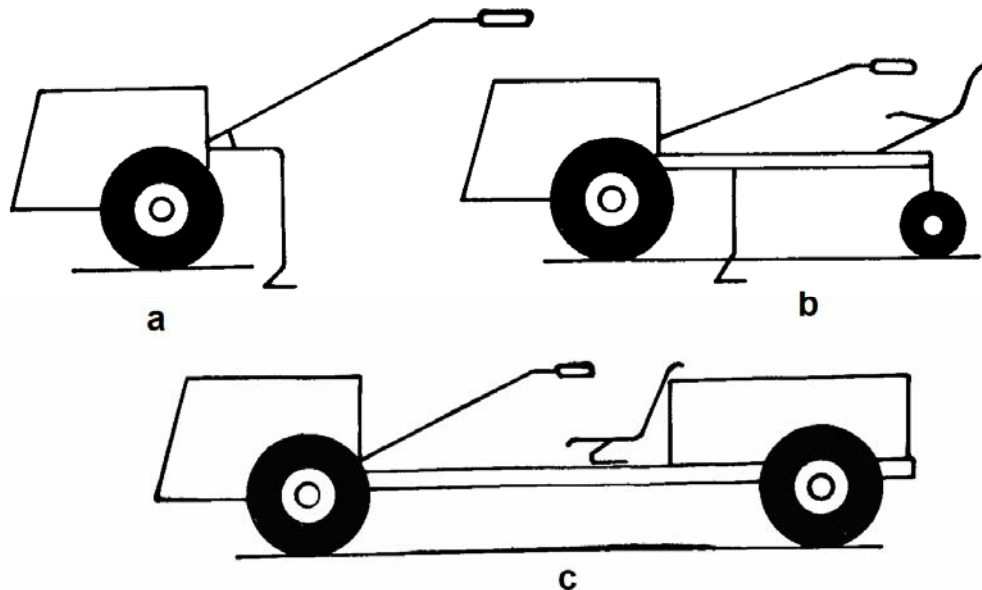


Fig.1.1. Scheme tehnologice de motocultoare. a- fără scaun pentru tractorist; b- cu scaun pentru tractorist; c- cu semiremorcă.

Motocultoarele se folosesc la lucrări agricole pe suprafețe relativ reduse (grădini, sere, parcuri), situate în pantă sau orizontale, la lucrări de transport pe distanțe mici și la unele lucrări staționare. Motocultoarele au posibilitatea de a efectua viraje cu raze mici și au greutate proprie scăzută. Motocultorul în agregat cu semiremorca (fig.1.1.c.) se transformă într-un autovehicul cu patru roți.

Motocultoarele actuale au cutii de viteze cu 3-6 trepte și sunt prevăzute cu prize de putere atât în față cât și în spate. Manevrarea motocultoarelor se face cu ajutorul a două mânere, ale căror înălțime și poziție se pot modifica în funcție de utilajele cu care lucrează în agregat, respectiv în funcție de statura operatorului. Motocultoarele au posibilitatea de modificare a ecartamentului și a gârzii la sol.

A.2. Tractoarele cu două punți formează majoritatea tractoarelor, iar după numărul roților motoare pot fi cu două roți motoare de tipul 4x2 (fig. 1.2.) și cu patru roți motoare tip 4x4 (fig. 1.3.).

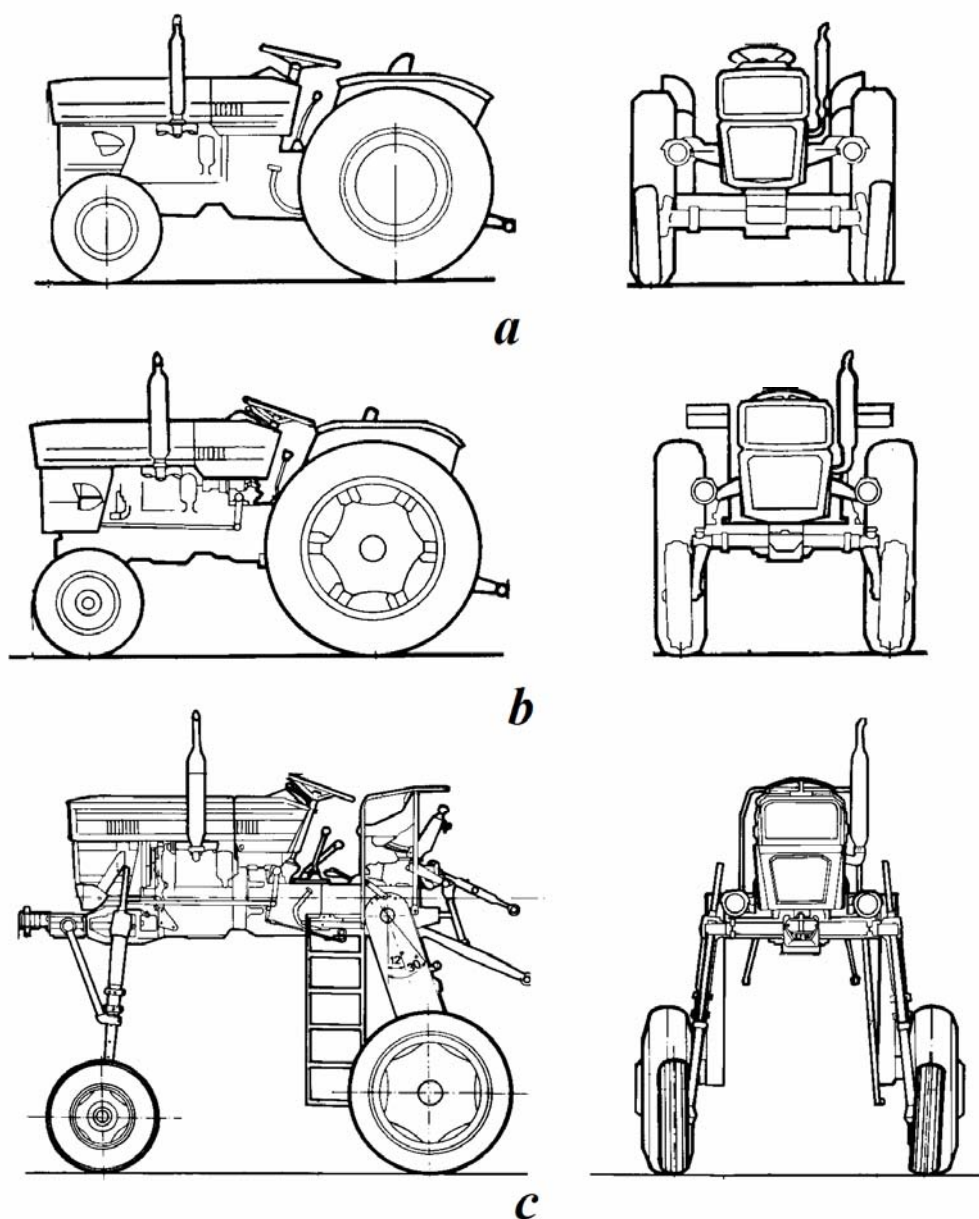


Fig.1.2. Scheme tehnologice de tractoare cu două punți e tip 4x2: a– tractor pe roți cu garda la sol mică; b – tractor pe roți cu garda la sol mare; c – tractor pe roți cu garda la sol foarte mare (tractor portal sau „high clearance”)

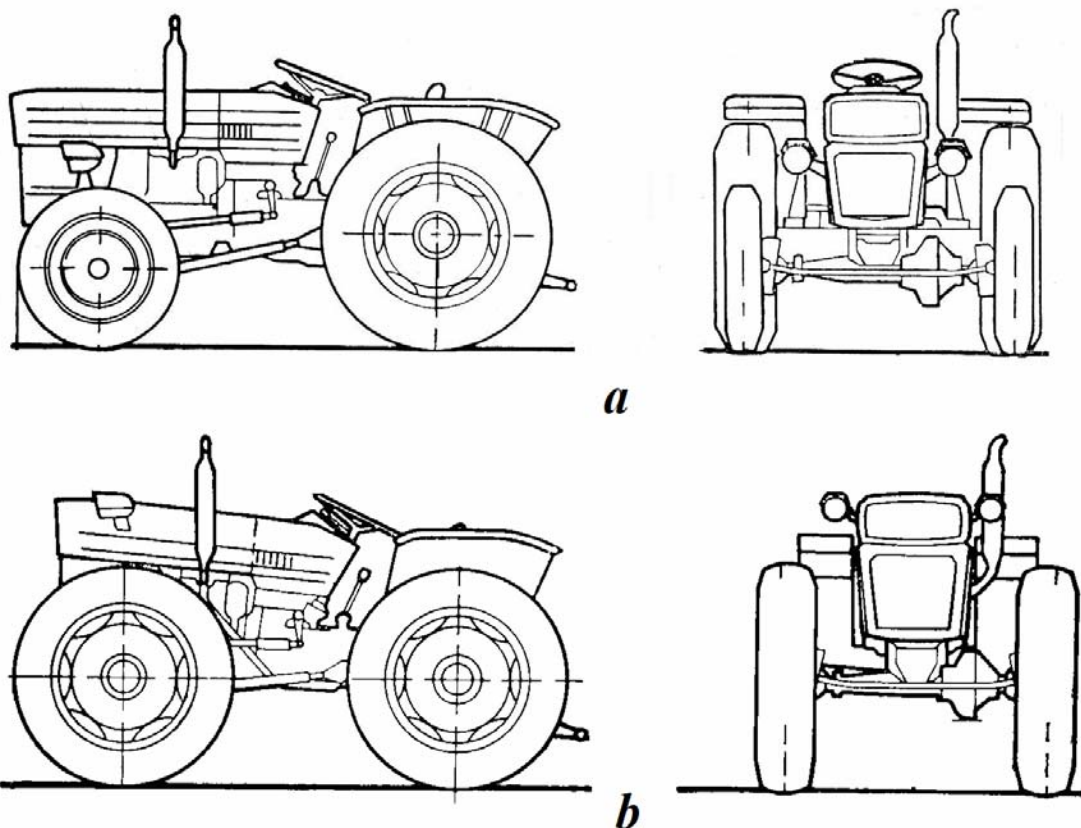


Fig.1.3. Scheme tehnologice de tractoare cu două punți e tip 4x4: a– tractor pe roți neegale;
b- tractor cu roți egale

Tractoarele cu două roți motoare, cu unele excepții, au roțile motoare amplasate în spate, cele din față fiind conduse și de direcție. După construcția punții din față, aceste tractoare pot fi cu puntea din față cu ecartament normal (cu cale normală), cu roți apropiate (cale îngustă) și cu o singură roată (tractoare cu trei roți 3x2). Tractoarele cu cale îngustă sau de tipul 3x2 sunt denumite și tractoare triciclu.

Tractoarele cu patru roți motoare pot fi cu roți neegale (fig.1.3.a) sau cu roți egale (fig.1.3.b).

Șasiurile autopropulsate au o construcție specială (fig. 1.4.), având posibilitatea montării pe cadrul lor a diverse echipamente de lucru.



În ultimii ani s-au realizat mașini de recoltat modulate, care au un șasiu autopropulsat pe care se pot adapta echipamente de recoltare, echipamente pentru tratamente fitosanitare, echipamente pentru administrat îngrășăminte, un exemplu în acest sens fiind șasiul autopropulsat ce deservește mașina de recoltat struguri model BRAUD 2720 (fig. 1.5).

Fig. 1.4. Șasiu autopropulsat cu motor în spate



Fig. 1.5. Șasiu autopropulsat cu motorul în față

Pentru tractoarele de mare putere tendința actuală este de a se construi modele de tipul 4x4 cu șasiu articulat (fig.1.6.).

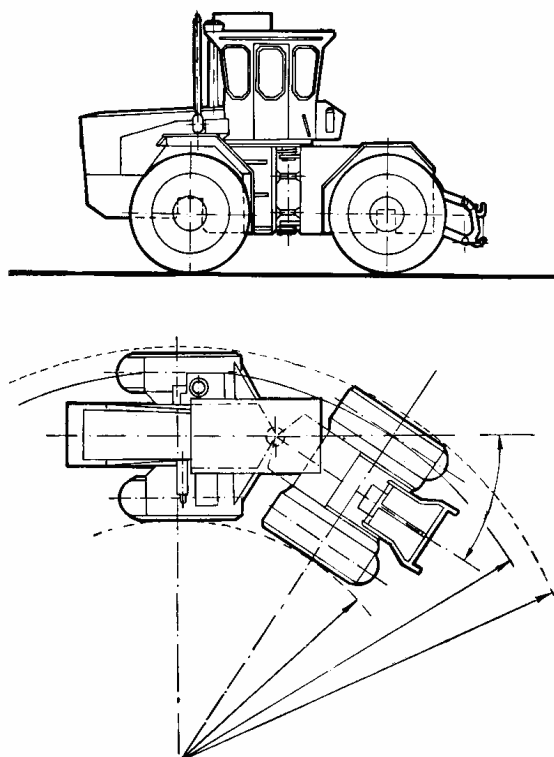


Fig. 1.6. Schema unui tractor 4x4 cu șasiu articulat

B. Tractoarele cu șenile (fig.1.7.) se deplasează cu ajutorul unor echipamente de rulare cu șenile.

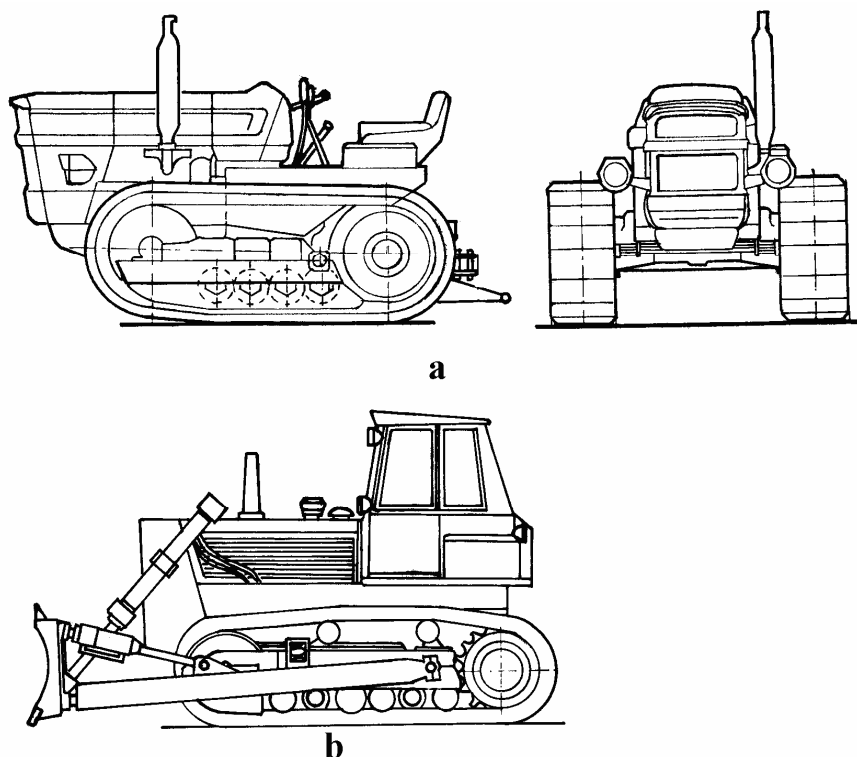


Fig.1.7. Scheme tehnologice ale tractoarelor pe șenile:
a- tractor agricol; b- tractor industrial

În comparație cu tractoarele pe roți, tractoarele pe șenile asigură o aderență mai bună și o presiune pe sol mai scăzută. Au însă o greutate mai mare, sunt mai complicate și mai scumpe în fabricație și exploatare. Din această cauză, tractoarele pe șenile sunt folosite mai mult în ramurile industriale decât în agricultură.

C. Tractoarele cu semișenile (fig.1.8.) au echipamentul de deplasare format din roți și din șenile: în față se sprijină pe roți, iar în spate pe șenile.

Aceste tractoare se obțin prin modificarea tractoarelor obișnuite pe roți, folosindu-se următoarele variante constructive:

- adăugarea unor roți intermediare: pe aceste roți și pe roțile motoare ale punții posterioare se înfășoară șenilele (fig.1.8.a) ;
- înlocuirea roților motoare cu cărucioare cu șenile (fig.1.8.b) .

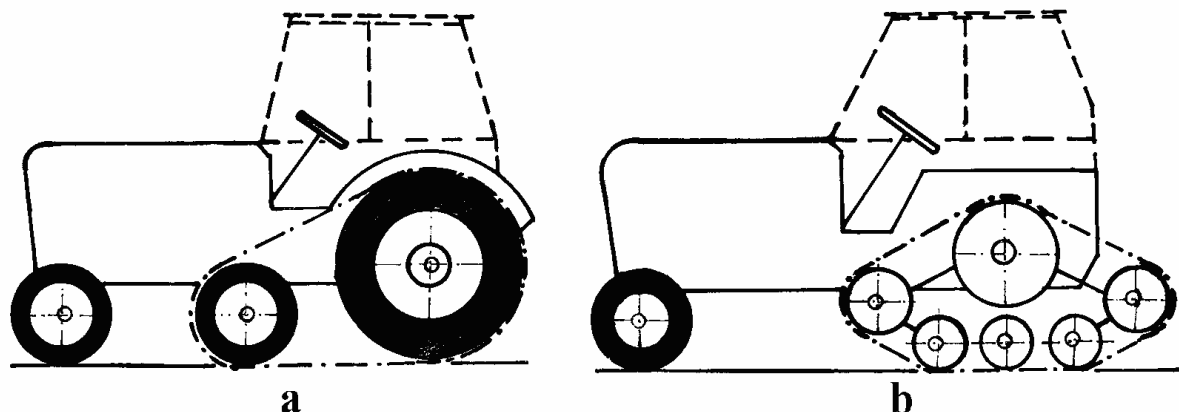


Fig.1.8. Scheme tehnologice de tractoare cu semișenile: a- tractor cu roți intermediare; b- tractor cu cărucioare cu șenile.

După felul transmisiei tractoarele pot fi:

- cu transmisie mecanică (în trepte sau continuă);
- cu transmisie hidrostatică;
- cu transmisie hidrodinamică (cu transformator hidrostatic sau cu transformator hidrodinamic);
- cu transmisie electrică;
- cu transmisie combinată (electromecanică).

Pentru corelarea parcului de tractoare cu cel al utilajelor cu care acestea lucrează în agregat, trebuie ca orice tractor să corespundă unui plan de tipizare, care asigură o rațională utilizare a tractoarelor în diferitele ramuri economice. În țara noastră, tipizarea tractoarelor se face pe clase de puteri.

În unele țări, pentru clasificarea tractoarelor se folosește noțiunea de „forță nominală de tracțiune”. La tractoarele agricole forța nominală de tracțiune este forța la care un tractor – care lucrează pe o miriște cu compactitate și umiditate normală – are un randament de tracțiune maxim, la o patinare admisibilă de 15% pentru tractoare pe roți 4x4, 17-18% pentru tractoare pe roți 4x2 și 5% pentru tractoare pe șenile.

În cazul tractoarelor industriale, forța de tracțiune nominală este forța dezvoltată de tractor la prima treaptă de viteză, limitată de aderență, în condițiile unui sol afânat cu o umiditate normală.

Forța de tracțiune nominală pentru tractoarele agricole se stabilește în zona valorilor maxime ale randamentului de tracțiune, iar pentru cele industriale în zona forțelor maxime de tracțiune.

Tabelul 1.1. Clasificarea tractoarelor după clasa de tracțiune

Clasa de tracțiune	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Forța de tracțiune [KN]	2	6	9	14	20	30	40	50	60	80	100	150	250	350

După valoarea forței nominale de tracțiune, tractoarele se împart în mai multe clase de tracțiune (tabelul 1.1)

În fiecare clasă de tracțiune este un tip de bază și mai multe tipuri derivate. Tipul de bază este varianta constructivă cea mai reprezentativă din clasa respectivă, iar tipurile derivate se obțin din cel de bază, folosindu-se la maximum unificarea și tipizarea ansamblurilor și mecanismelor. Prin aceasta tipul derivat trebuie să corespundă rolului său funcțional.

1.1.2. Clasificarea automobilelor

Clasificarea automobilelor se face după mai multe criterii, dintre care cele mai importante sunt: destinația, particularitățile constructive (tipul motorului și al transmisiei), numărul de punți și capacitatea de trecere.

După destinație automobilele se împart în trei grupe:

- automobile pentru transportul de persoane;
- automobile pentru transportul de bunuri;
- automobile pentru prestări de servicii speciale.

Aceste domenii de utilizare determină forme diferite ale caroseriei.

A. *Automobilele pentru transportul de persoane* se împart în autoturisme, autobuze și automobile de performanță.

A.1. *Autoturismul* este un automobil destinat pentru transportul a cel mult opt persoane (inclusiv locul conducătorului și două strapontine).

După forma caroseriei autoturismele pot fi:

- cu caroserie închisă (limuzină, berlină, cupeu, coach, sedan, station) (fig.1.9.);
- cu caroserie deschisă (faeton, roadster) ;
- cu caroserie decapotabilă.

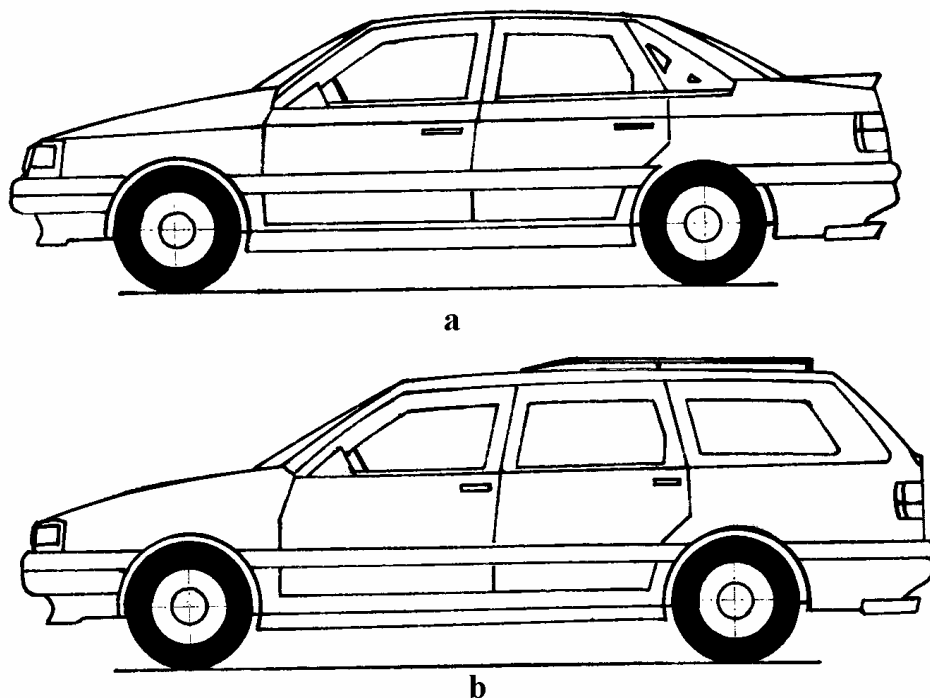


Fig.1.9. Variante de autoturisme cu caroserie închisă: a-berlină; b-combi (break, station)

După capacitatea cilindrică a motorului autoturismele pot fi:

- autoturisme foarte mici (microturisme) cu capacitatea cilindrică sub 600 cm^3 ;
- autoturisme mici, cu capacitatea cilindrică între $600\text{-}1300 \text{ cm}^3$;
- autoturisme mijlocii, cu capacitatea cilindrică între $1300\text{-}2500 \text{ cm}^3$;
- autoturisme mari cu capacitatea cilindrică mai mare de 2500 cm^3

A.2. Autobuzul (fig. 1.10.) este un automobil pentru transportul în comun a cel puțin 8 persoane. După destinație autobuzele se clasifică în:

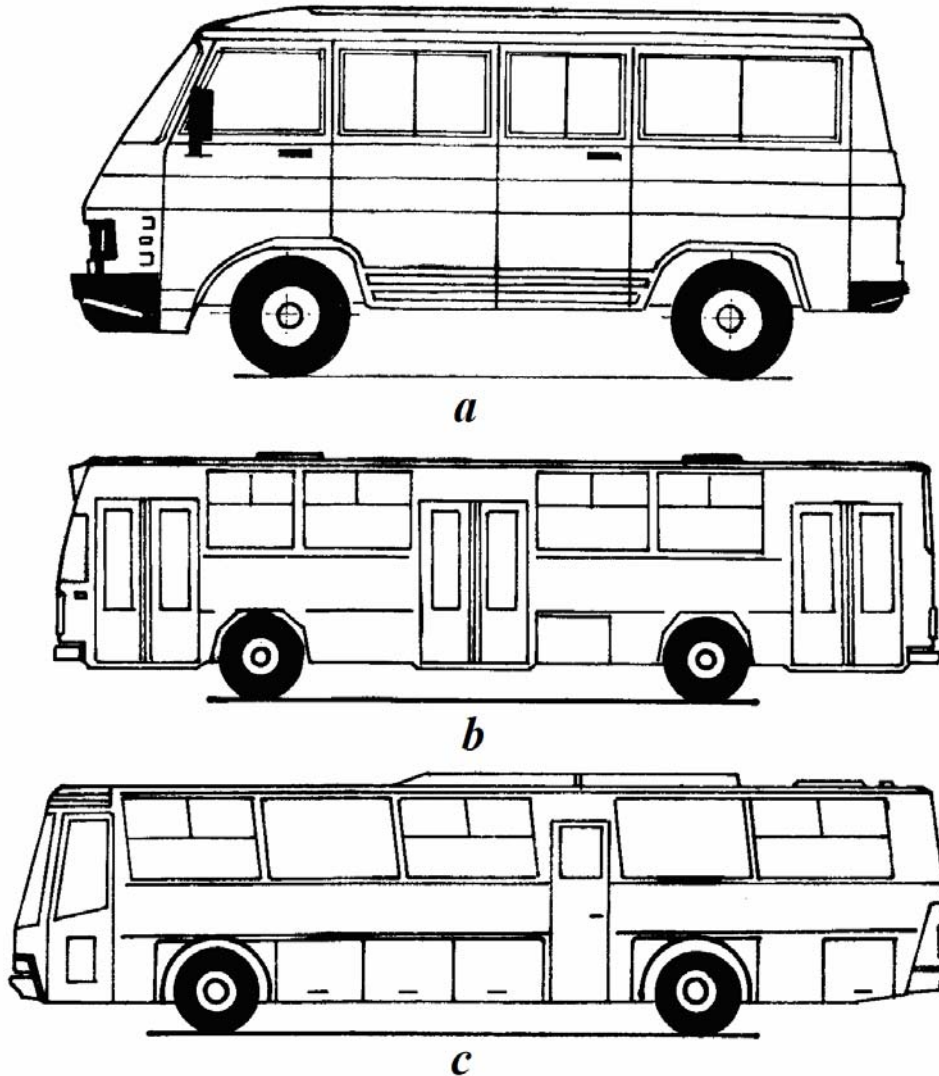


Fig.1.10. Variante constructive de autobuze: a-microbuz; b-autobuz urban; c-autobuz pentru turism

- microbuze, pentru transportul a 8-14 persoane;
- urbane, pentru transportul în comun în interiorul localităților, având un număr redus de locuri pe scaune și echipate cu 2-3 uși laterale pliante, dispuse pe partea dreaptă spre a ușura urcarea și coborârea călătorilor;
- suburbane, pentru transportul în comun între localitățile suburbane și orașe, fiind prevăzute cu locuri mai numeroase pe scaune;
- rutiere standard, pentru transportul între localități, fiind amenajate cu confortul pentru călătorii mai lungi, cu bagaje;
- pentru turism, amenajate cu confort special în scopuri turistice;

- autocare (internaționale) cu confort corespunzător călătoriilor internaționale (instalații speciale de climatizare, sanitare, frigorifice, radio-tv, etc).

După forma caroseriei autobuzele sunt: închise, deschise, etajate (sau semietajate) și articulate.

După numărul de locuri pe scaune (în afară de conducător), autobuzele se clasifică în:

- autobuze foarte mici (microbuze) cu mai puțin de 15 locuri;
- autobuze mici cu 15-25 locuri;
- autobuze mijlocii cu 26-35 locuri;
- autobuze mari cu 36-45 locuri;
- autobuze foarte mari, cu mai mult de 45 locuri pe scaune.

După lungimea de gabarit (A) autobuzele pot fi: microbuze ($A = 4,5-5,5$ m), mici ($A = 5,5-7,0$ m), mijlocii ($A = 8,0-9,5$ m), mari ($10 - 12$ m) și articulate ($A = 16-22$ m).

A.3. Automobilele de performanță sunt construite special pentru realizarea unor performanțe dinamice și se împart în automobile de sport și automobile de curse. Automobilul de sport are caroseria închisă sau deschisă. Automobilul de curse are unul sau două locuri și are o construcție specială, în scopul realizării unor performanțe de viteză și demaraj.

B. Automobilele pentru transportul de bunuri (și uneori a persoanelor) se clasifică după destinație și după sarcina utilă portabilă astfel (fig.1.11.):

- autofurgoneta (autoutilitara), cu caroseria deschisă sau închisă și cabină separată pentru conducător, folosită pentru transportul de mărfuri în general fragile, produse alimentare, mesagerii, având sarcina utilă până la 10^3 daN.

- autofurgonul cu caroseria închisă și cabină separată pentru conducător, având sarcina utilă de peste $1,5 \times 10^3$ daN;

- autocamionul, cu caroserie deschisă (care poate fi acoperită cu o prelată).

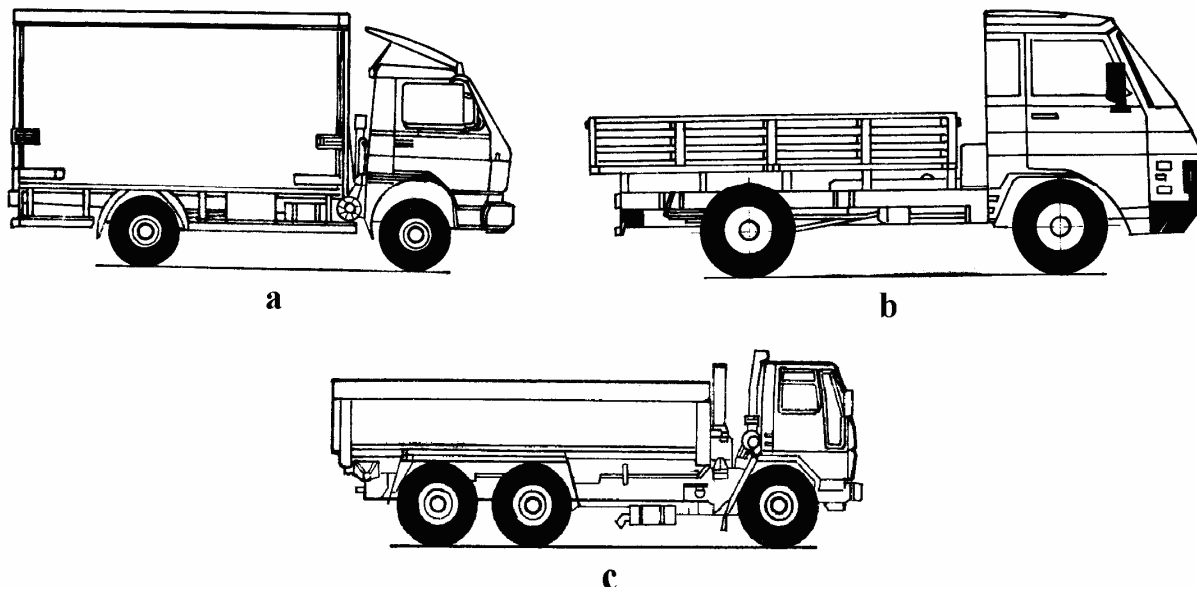


Fig.1.11. Variante tehnologice de automobile pentru transportul de bunuri: a-autofurgonul; b-autocamioneta; c-autocamionul

Autocamioanele se clasifică după greutatea sau sarcina utilă (G_u) în: ușoare ($G_u = 2 \cdot 10^3 - 2,5 \cdot 10^3$ daN); mijlocii ($G_u = 2,5 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3$ daN); grele ($G_u = 5 \cdot 10^3 - 10 \cdot 10^3$ daN); foarte grele ($G_u > 10^4$ daN).

C. Automobilele pentru prestări de servicii speciale sunt destinate anumitor servicii și specializate, datorită echipării cu instalații auxiliare, pentru diferite transporturi și pot fi grupate în :

- autoizotermă (fig.1.12.) cu caroseria închisă, termo-izolantă, fără instalație frigorifică, destinată transportului bunurilor perisabile;
- autofrigorifică cu caroseria închisă, termoizolantă cu instalație frigorifică exterioară;
- autocisternă, echipată cu unul sau mai multe recipiente pentru transportul lichidelor alimentare sau industriale;
- autobasculantă (fig.1.13.) la care partea din caroserie (bena), destinată pentru încărcarea, transportul și descărcarea sarcinii utile, este basculantă;
- autotractoare (fig.1.14.b), amenajate în mod special atât pentru tractarea remorcilor, a semiremorcilor prevăzute cu dispozitive de reazem, cât și pentru transporturi specializate (containere, autoturisme, instalații industriale specializate);
- autobuze de serviciu special amenajate și dotate, cu destinație civilă sau militară cum ar fi: bibliobuze, autobuze sanitare, pentru acțiuni T.V, laboratoare pentru prospecțiuni sau cercetări diferite;
- automacarale (fig. 1.14.a), echipate cu mașini de ridicat acționate de la motorul automobilului sau cu motor auxiliar.

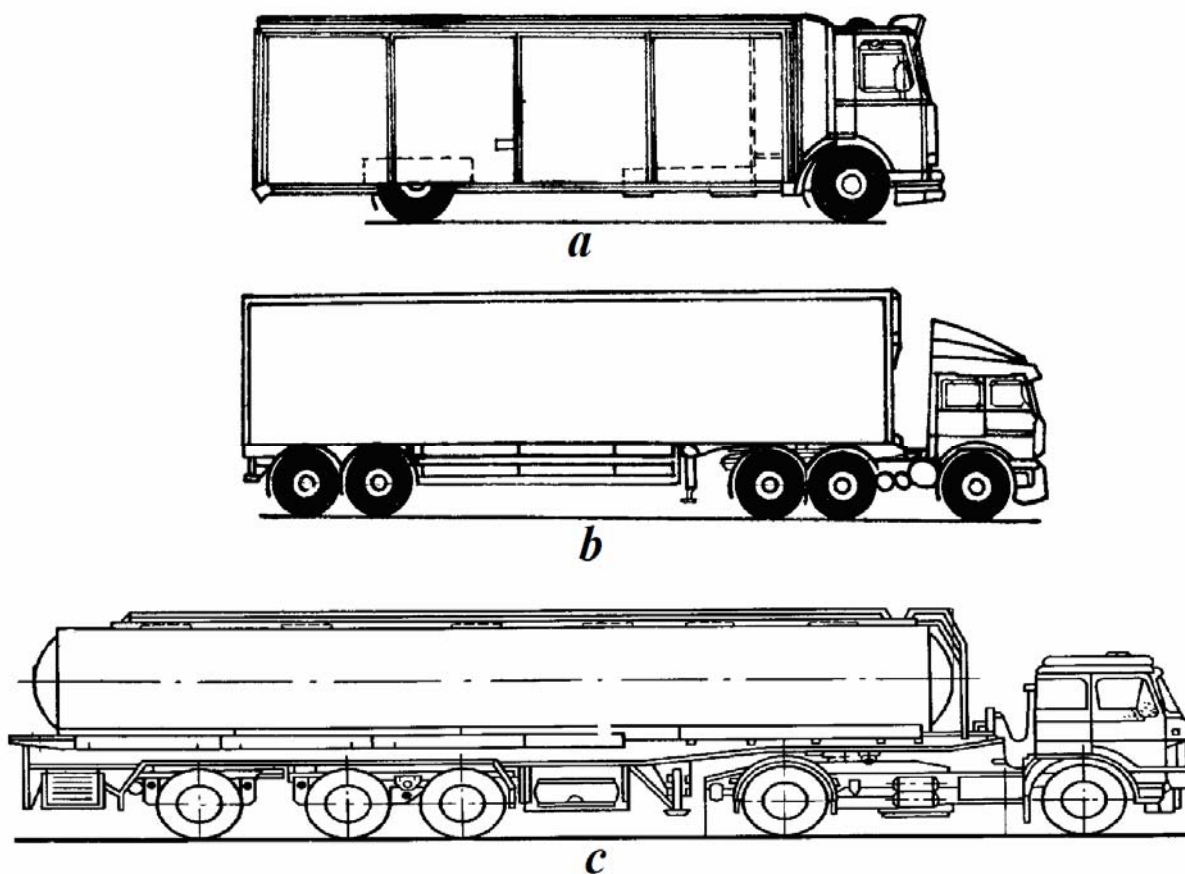


Fig. 1.12. Automobile pentru prestări de servicii speciale: a- autoizotermă; b- autofrigorifică; c- autocisternă

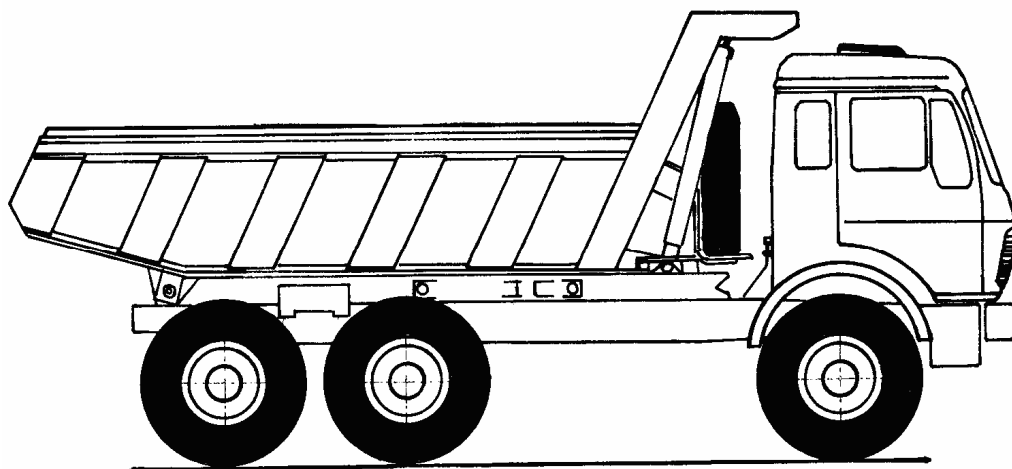
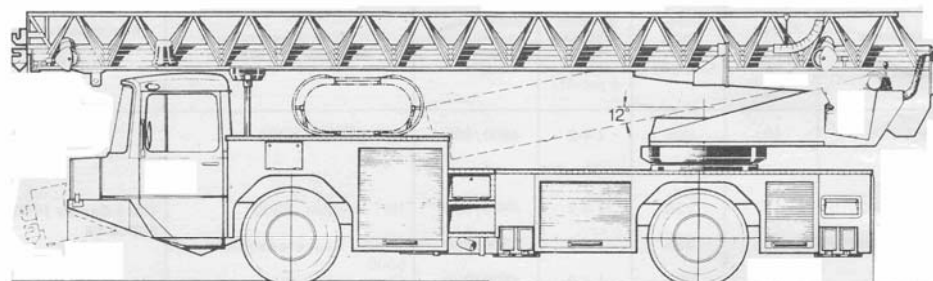


Fig. 1.13. Autobasculantă

Tot în grupa automobilelor cu destinație specială intră și autosanitarele, autoexcavatoarele, autoscările, autoplugurile, autopompele (de apă, nămol sau de ciment), autostropitorile, automăturătorile și automobilele pentru pompieri.



a



b



Fig. 1.14. Automobile cu destinație specială: a- automacara; b- autotractoare

După tipul motorului cu care se echipează automobilul, acesta poate fi cu motor termic sau cu motor electric.

Motoarele termice sunt de tipul:

- cu ardere internă, care folosesc fie combustibili lichizi (motoare cu aprindere prin scânteie - cu carburator sau injecție de benzină și motoare cu aprindere prin compresie), fie combustibili gazoși (cu gaze de generator sau cu gaze lichefiate);

- cu turbină cu gaze.

Motoarele electrice sunt acționate cu baterii de acumulate sau cu pile de combustibil.

După *tipul transmisiei*, automobilele pot fi cu:

- transmisie mecanică(în trepte sau continuă);
- transmisie hidrostatică;
- transmisie hidrodinamică;
- transmisie electrică;
- transmisie combinată.

În funcție de numărul punților, automobilele pot fi cu două, trei, patru și mai multe punți, iar în funcție de formula sistemului de rulare ($N_{TR} \times N_{RM}$, unde N_{TR} este numărul total al roților automobilului, iar N_{RM} reprezintă numărul roților motoare) sunt automobile 3x2, 4x2, 4x4, 6x2, 6x4, 6x6, 8x4, 8x6, 8x8, 10x6, 10x10, 12x6, 12x8, 12x12, 16x8, 16x12, 16x16, 24x6, 48x12.

Clasificarea după formula sistemului de rulare nu scoate însă în evidență unele din particularitățile constructive și funcționale ale automobilului. De exemplu, pentru autoturismele cu tracțiunea pe roțile din spate, cât și pentru cele cu tracțiunea pe față, conform formulei de mai sus avem notația 4x2.

Din acest motiv s-au făcut propuneri mai raționale, în sensul de a se nota în mod distinct punțile motoare (cu M) și cele nemotoare (cu O sau X). Prin urmare, pentru aceste automobile se pot folosi notațiile OM (XM) sau MO(MX), ceea ce relevă particularitățile constructive generale. Pentru un automobil cu două punți motoare 4x4 poate fi folosită și formula MM.

După capacitatea de trecere automobilele pot fi:

- cu capacitate de trecere limitată;
- cu capacitate de trecere ridicată;
- cu capacitate de trecere mare;
- de construcție specială, pentru trecerea celor mai dificile obstacole sau pentru destinații speciale.

Automobilele cu capacitate de trecere limitată sau normală, denumite și automobile normale sau de drum, pot circula pe orice fel de drum și în terenuri fără drumuri amenajate, dar cu sol tare și neaccidentat. În condiții de utilizare pe suprafețe asfaltate sau pe teren tare, automobilele cu capacitate limitată de trecere oferă deplină satisfacție. Aceste automobile pot fi cu două sau trei punți, cu roți jumelate în spate, având formula roților de tipul 4x2 și 6x2.

Automobilele cu capacitate de trecere ridicată sunt destinate să circule pe diferite categorii de drumuri amenajate, indiferent de anotimp. Față de automobilele cu capacitate normală, cele cu capacitate de trecere ridicată sunt prevăzute cu variante complexe de transmisii principale (punți motoare antrenate continuu, cutii de distribuție cu treaptă de demultiplicare, diferențiale blocabile, cu suspensii cu arcuri lamelare sau bare de torsiune, cu roți dispuse în tandem și prevăzute cu sistem de reglare a presiunii din pneuri, cu echipament de lucru suplimentar (cabestan pentru autoscoatere); posibilitățile de circulație în afara drumurilor sunt însă limitate, aceste automobile fiind cu două, trei sau patru punți, cu formula roților 4x4, 6x4 sau 8x4.

Automobilele cu capacitate mare de trecere sunt destinate a circula mai ales în afara drumurilor și au posibilitatea de abordare a diferitelor obstacole naturale sau artificiale (șanțuri, denivelări pronunțate etc.); aceste automobile sunt echipate cu diferențiale autoblocabile, suspensie independentă la toate roțile, frâne etanșe, servodirecție, sistem de reglare a presiunii din pneuri și au formula roților 6x6 și 8x8.

Automobilele de construcție specială sunt destinate pentru abordarea celor mai dificile obstacole, fiind utilizate însă numai în zone dificile precum cele mlăștinoase, în junglă sau în regiuni arctice, formula roților fiind de la 10x6 și până la 48x12).

1.3. Parametrii de bază ai autovehiculelor

Parametrii principali care servesc la aprecierea obiectivă a calităților diferitelor tipuri de tractoare și automobile sunt:

- parametrii constructivi;
- parametrii dinamici;
- parametrii economici.

1.3.1. Parametrii constructivi ai autovehiculelor

Parametrii constructivi determină gradul de adaptabilitate al autovehiculelor la anumite cerințe de exploatare în condiții optime de securitate, confort și eficiență economică.

Principalii parametri constructivi, care sunt folosiți la determinarea caracteristicilor dinamice ale autovehiculelor sunt următorii: dimensiunile geometrice principale, greutatea și capacitatea de încărcare și capacitatea de trecere.

Dimensiunile principale. Principalele dimensiuni ce caracterizează construcția unui autovehicul, conform standardelor în vigoare, sunt următoarele: dimensiunile de gabarit, ampatamentul, ecartamentul, consolele, razele și unghiurile de trecere, înălțimea și dimensiunile platformei de transport a sarcinii utile.

Dimensiunile principale ale unor variante de autovehicule sunt prezentate în fig.1.15. – fig.1.18.

Dimensiunile de gabarit sunt cele mai mari dimensiuni și privesc lungimea (A), lățimea E și înălțimea D, ținând seama și de dimensiunile cabinei sau caroseriei.

Lungimea, reprezintă distanța maximă dintre două planuri verticale perpendiculare pe planul longitudinal de simetrie și tangente la partea din față și din spate ale autovehiculului.

Lățimea, reprezintă distanța maximă dintre două planuri verticale paralele cu planul longitudinal de simetrie și tangente la autovehicul de o parte și de alta a acestuia.

Înălțimea reprezintă distanța maximă dintre planul de bază și un plan orizontal tangent la partea superioară a autovehiculului gol.

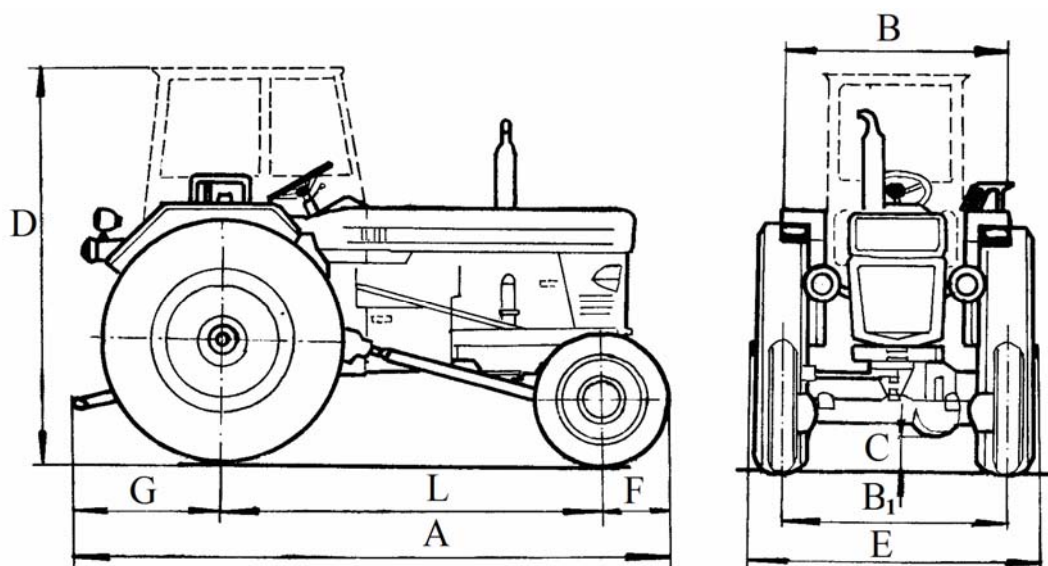


Fig.1.15. Dimensiunile principale ale tractorului pe roți

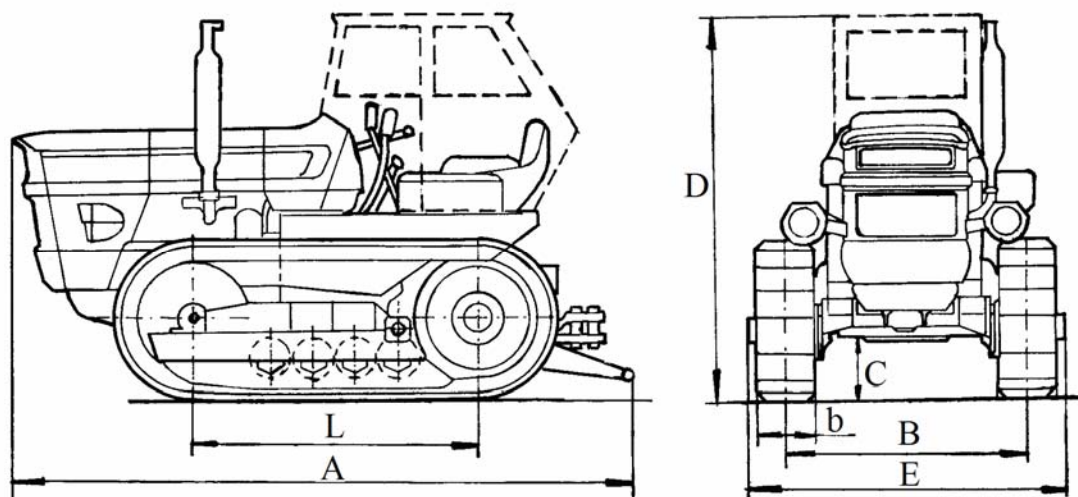


Fig.1.16. Dimensiunile principale ale tractorului pe șenile

Ampatamentul L (baza sau distanța între punți), este distanța între axele geometrice ale punților tractorului sau automobilului (fig.1.15 și 1.17). La automobilele cu trei punți ampatamentul L se consideră distanța dintre axa geometrică a punții din față și jumătatea distanței dintre cele două punți din spate (fig.1.18). În acest caz, se indică suplimentar și distanța L_1 între cele două punți din spate.

La autovehiculele pe șenile ampatamentul L reprezintă distanța dintre axa roții motoare și axa roții de întindere (fig. 1.16.). Se mai indică și lungimea de sprijin a șenilei, adică lungimea șenilei în contact cu suprafața de rulare.

Ecartamentul (spate B și față B_1) reprezintă distanța dintre planurile mediane ale roților de pe aceeași punte (fig.1.15 și 1.17). Pentru autovehiculele prevăzute cu roți duble pe punți, ecartamentul B se dă ca distanța dintre planurile ce trec prin jumătatea distanțelor celor două roți duble de pe aceeași punte (fig.1.18).

La autovehiculele pe șenile ecartamentul B este distanța dintre planurile longitudinale de simetrie ale celor două șenile (fig.1.16).

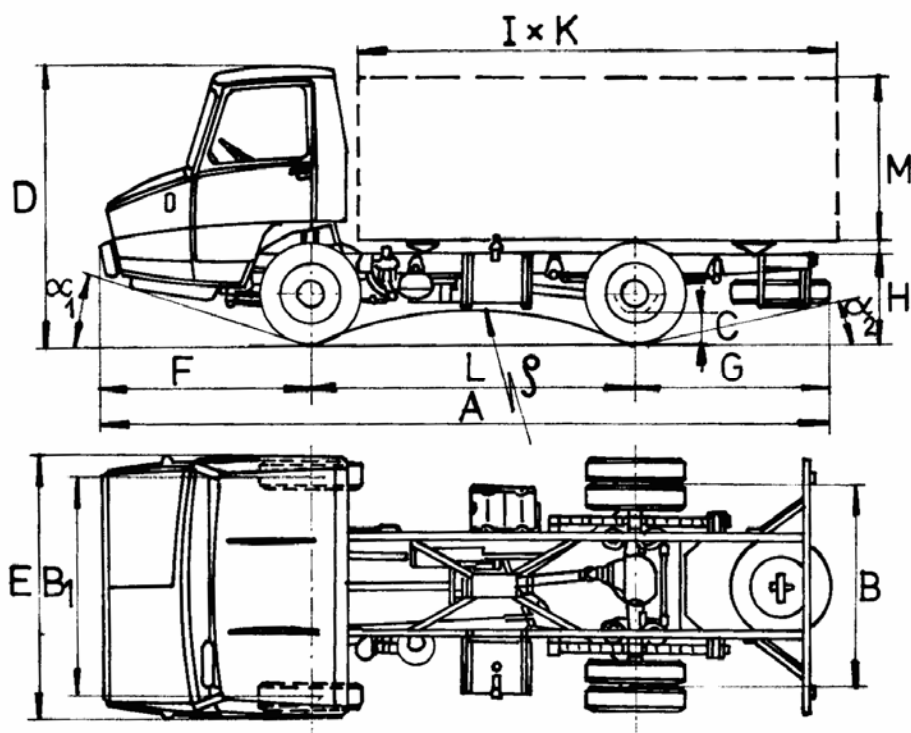


Fig.1.17. Dimensiunile principale ale automobilului cu două punți

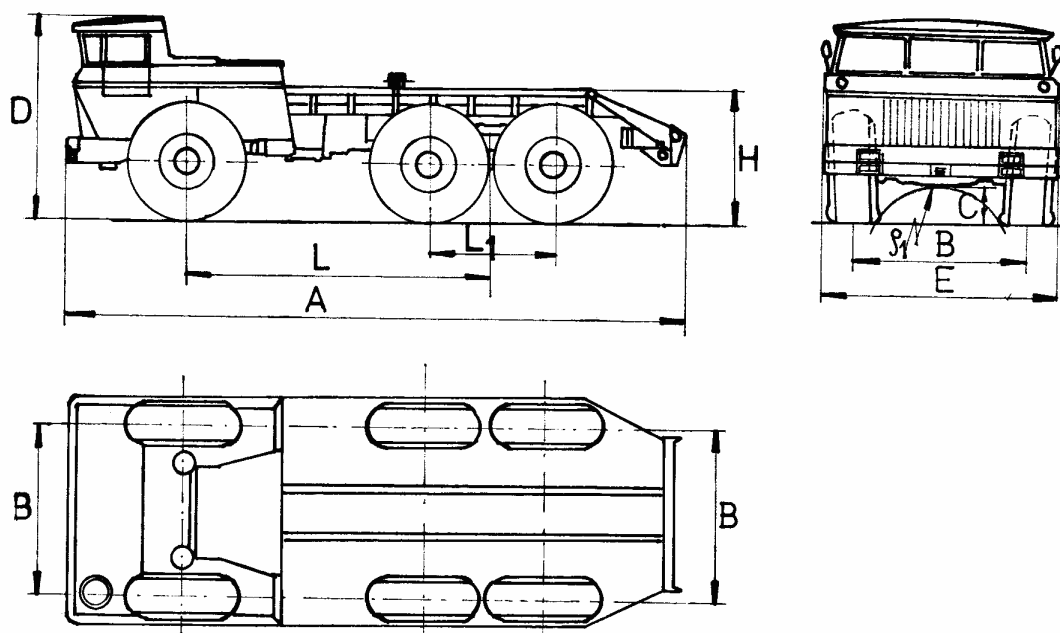


Fig.1.18. Dimensiunile principale ale automobilului cu trei punți

Lungimea C , numită garda la sol, lumina de trecere sau clearance, este distanța verticală dintre planul de bază (suprafața de rulare) și punctul cel mai de jos al corpului sau al șasiului autovehiculului.

Consolele din față F și din spate G (fig.1.15 și 1.17), reprezintă distanțele pe orizontală dintre axele de simetrie ale punții din față, respectiv din spate, până la extremitatea din față, respectiv din spate ale tractorului sau automobilului.

Raza longitudinală de trecere ρ (fig.1.17) este raza unui cilindru convențional tangent la roțile din față și din spate și la punctul cel mai de jos al cadrului sau șasiului autovehiculului, punct situat între punțile autovehiculului..

Raza transversală de trecere ρ_1 (fig.1.17) este raza unui cilindru tangent la cele două roți de pe aceeași punte și la punctul cel mai de jos al cadrului sau al șasiului autovehiculului, punct situat între roțile punții.

Unghiurile de trecere din față sau de atac α_1 și din spate sau de degajare α_2 (fig.1.17), sunt unghiurile determinate de planul de bază și tangentele duse la roți prin punctele extreme inferioare din față și din spate.

Înălțimea platformei H (fig.1.17 și 1.18) este distanța de la planul de bază la planul exterior al podelei platformei autovehiculului de transport.

Dimensiunile platformei sau a lăzii autovehiculului ($L \times K \times M$)_L reprezintă lungimea, lățimea și înălțimea, măsurate în interiorul acesteia.

Greutatea și capacitatea de încărcare ale autovehiculului. Greutatea autovehiculului este un parametru constructiv care caracterizează calitățile de tracțiune precum și presiunea specifică pe sol.

La tractoare greutatea poate fi constructivă și de exploatare.

Greutatea constructivă a tractorului este greutatea acestuia, nealimentat (fără combustibil, lubrifianti, lichid de răcire), fără scule și greutate suplimentare și fără conducător la bord. Acest parametru servește la aprecierea consumului de metal și materiale ce intră în construcția tractorului.

Greutatea de exploatare a tractorului este greutatea totală a tractorului, alimentat (cu combustibil, lubrifianti, lichid de răcire), cu greutate suplimentare sau lichid de lestare în pneuri, cu scule, cu conducător la bord, inclusiv greutatea utilajelor purtate sau cota parte din greutatea utilajelor semipurătate.

La automobile, în funcție de starea în care se găsesc, greutatea poate fi constructivă, proprie și totală.

Greutatea constructivă a automobilului este greutatea acestuia în stare nealimentată (fără combustibil, lubrifianți, lichide de răcire sau speciale), fără scule și roată de rezervă, respectiv fără conducător la bord. Această greutate este determinată de cantitatea de metal și de materiale ce intră în construcția automobilului.

Greutatea proprie a automobilului este greutatea acestuia complet echipat (cu roată de rezervă și trusă de scule) și alimentat (cu combustibil, lubrifianți, lichid de răcire, lichide speciale de frână, de spălare, etc.), fără încărcătură și fără persoane la bord. Greutatea proprie depinde atât de categoria căreia aparține automobilul (autoturisme, autobuze, autocamioane, autospeciale etc.), cât și de caracteristicile constructive proprii, care reprezintă o largă diversitate.

Greutatea autocamioanelor, ca sumă a greutateilor agregatelor și subansamblelor componente, este prezentată procentual, în tabelul 1.2.

Tabelul 1.2. Procentul în greutate al principalelor subansamble ale autocamioanelor.

Denumirea agregatului sau subansamblelor	Greutatea procentului [%] din greutatea uscată a șasiului
Motor echipat cu ambreiaj și cutie de viteze	12,0-16,0
Ambreiaj cu mecanismul de comandă	0,3-0,7
Cutie de viteze mecanică	2,5-5,0
Transmisia longitudinală	1,0-1,4
Punte motoare	11,0-16,0
Punte de direcție	5,0-9,0
Suspensie din față	1,5-3,5
Suspensie din spate	5,5-8,0
Roți	17,0-20,0
Mecanism de direcție	1,0-1,5
Ramă	10,0-15,0
Platformă	11,0-16,0
Cabină	5,0-14,0

În cazul autocamioanelor greutatea proprie G_o se determină și cu relația experimentală:

$$(1.1.) \quad G_o = K_p \cdot G_u \cdot V_m (23,6 - 2,5 \cdot G_u + 0,3 \cdot G_u^2 - 0,01 \cdot G_u^3) \cdot [10^3 \text{ daN}]$$

în care: K_p este coeficientul de perfecțiune a construcției autocamionului [$K_p = 0,75 - 0,80$];

G_u – sarcina utilă în 10^3 daN;

V_m – viteza medie tehnică de transport, în km/h;

Greutatea proprie a autobuzelor se determină în funcție de lungimea lor și de destinație. În tabelul 1.3. se prezintă greutatea autobuzelor în funcție de lungimea lor.

Greutatea proprie a autoturismelor se apreciază în funcție de capacitatea cilindrică a motorului și de tipul autoturismului.

Greutatea totală a automobilului este dată de suma dintre greutatea proprie G_o și greutatea încărcăturii transportate sau a sarcinii utile G_u :

$$(1.2.) \quad G_a = G_o + G_u$$

Greutatea utilă G_u se calculează cu relațiile:

- pentru autocamioane:

$$(1.3.) \quad G_u = G_i + 75 \cdot n \quad [\text{daN}]$$

în care: G_i este greutatea încărcăturii;

n – numărul locurilor în cabina autocamionului (se consideră greutatea unei persoane egală cu 75 daN];

- pentru autobuze urbane:

$$G_u = 75(n_1 + n_2 + 2) \quad [\text{daN}] \quad (1.4.)$$

în care: n_1 este numărul locurilor pe scaune;

n_2 – numărul de pasageri în picioare.

Tabelul 1.3. Greutatea autobuzelor în funcție de lungimea lor

Lungimea de gabarit a autobuzului A[m]	Destinația	G_0 [10^3 daN]	Greutatea unui m de lungime, în 10^3 daN
7,0	urban	3,64	0,520
	suburban	3,70	0,530
	interurban	3,75	0,535
8,5	urban	4,83	0,567
	suburban	4,93	0,580
	interurban	5,24	0,616
9,5	urban	5,93	0,625
	suburban	6,10	0,642
	interurban	6,48	0,782
11,0	urban	7,23	0,656
	suburban	7,43	0,675
	interurban	7,92	0,720
16,5	urban	10,75	0,650
	suburban	11,13	0,675

- pentru autobuze interurbane:

$$G_u = 75 (n+1) + G_b \quad [\text{daN}] \quad (1.5.)$$

în care n este numărul locurilor pe scaune; G_b -greutatea bagajelor.

- pentru autoturisme:

$$G_u = 75 n + G_b \quad (1.6.)$$

în care: n este numărul locurilor;

G_b – greutatea bagajelor.

Capacitatea de încărcare a automobilelor depinde de categoria acestora. La autoturisme, microbuze și autobuze, capacitatea de încărcare se exprimă prin numărul maxim de persoane ce pot fi transportate; la autobuze această cifră se poate referi la numărul de locuri (ca la autoturisme) de pe scaune (bănci) sau la numărul maxim de persoane, inclusiv cele de pe platforma habitaculului.

La autocamioane și autotrenuri, raționalitatea construcției din punct de vedere tehnologic și de exploatare curentă, se poate aprecia fie prin raportul dintre greutatea proprie G_0 și sarcina utilă G_u , denumit coeficient de utilizare a greutății ($\eta_G = G_0/G_u$) sau prin raportul dintre sarcina utilă G_u și greutatea proprie G_0 , denumit coeficient de tară ($\eta_T = G_u/G_0$).

Coeficientul de utilizare a greutății reflectă cât de rațional a fost folosit materialul în construcția autocamioanelor, valorile mici caracterizând construcțiile moderne ale acestora. Progresul tehnic în construcția de autocamioane și autotrenuri este pus în evidență de valori mici ale acestui coeficient care se realizează prin reducerea greutății proprii G_0 în condițiile unor sarcini utile G_u cât mai mari, fără urmări negative asupra duratei de funcționare a automobilului.

Greutatea proprie reală a autovehiculelor G_0 se stabilește prin determinarea alternativă a sarcinilor pe punțile autovehiculului (fig.1.19), în poziție orizontală, însumarea acestora reprezentând greutatea proprie:

$$G_0 = G_f + G_s \quad ($$

1.7.)

în care: G_f este sarcina pe puntea din față;

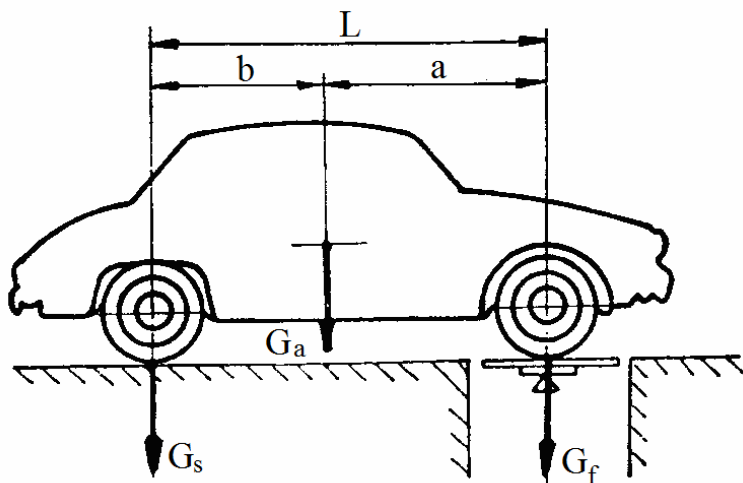
G_s – sarcina pe puntea din spate.

Stabilirea repartiției greutății proprii pe punțile autovehiculului servește și la determinarea poziției centrului de greutate pe orizontală: Ținând seama că:

$$a + b = L \quad (1.8.)$$

se obțin valorile:

$$a = \frac{G_s}{G_0} \cdot L \text{ și } b = \frac{G_f}{G_0} \cdot L \quad (1.9.)$$



Pentru determinarea înălțimii centrului de greutate, autovehiculul se ridică la o înălțime oarecare – cu una din punți, măsurătorile făcându-se la cealaltă punte (fig.1.20).

Fig.1.19. Repartiția sarcinilor pe punțile autovehiculului, în poziție orizontală

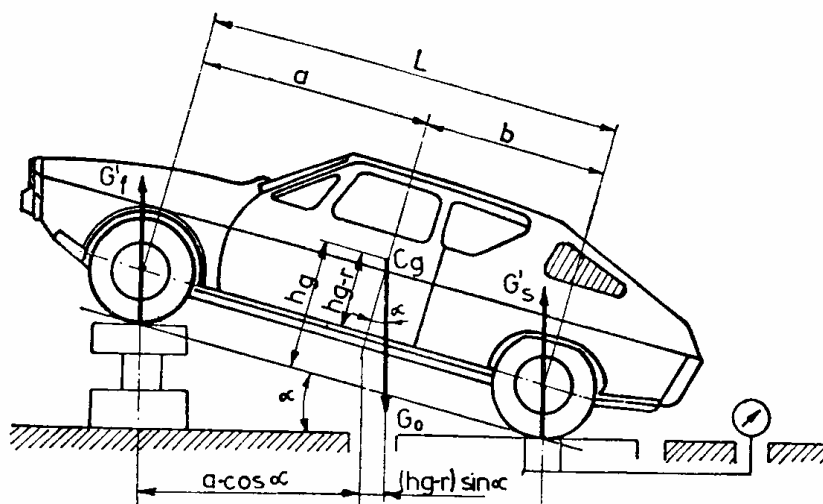


Fig. 1.20. Repartiția sarcinilor pe punțile autovehiculului în poziție înclinată

Ecuția echilibrului momentelor, față de axa punții anterioare, are forma:

$$G_s' \cdot L \cdot \cos \alpha - G_0 [a \cdot \cos \alpha + (hg - r) \cdot \sin \alpha] = 0 \quad (1.10)$$

din care rezultă:

$$hg = L \cdot \frac{G_s'}{G_s} \cdot \operatorname{ctg} \alpha + r - a \cdot \operatorname{ctg} \alpha \quad (1.11)$$

Dacă se ține seama de relațiile (1.8) și (1.9) se obține:

$$hg = a \left(\frac{G_s'}{G_s} - 1 \right) \cdot \operatorname{ctg} \alpha + r \quad (1.12)$$

Pentru mărirea preciziei de determinare se recomandă ca unghiul de înclinare α al autovehiculului să fie de $\alpha = 10-15^\circ$, suspensiile să fie blocate, presiunea din pneuri să aibă valoarea maximum recomandată, iar determinarea poziției centrului de greutate să se facă prin măsurători efectuate la ambele punți.

În tabelul 1.4. sunt date valorile medii ale coordonatelor centrului de greutate pentru diferite categorii de autovehicule.

Tabelul 1.4. Valorile medii ale coordonatelor centrului de greutate

Categoria autovehiculului	$\frac{a}{L}$	$\frac{b}{L}$	Înălțimea hg [m]	
			gol	încărcat
Autoturisme	0,45-0,55	0,45-0,55	0,5-0,6	0,6-0,8
Autocamioane	0,55-0,75	0,25-0,45	0,7-1,0	0,9-1,1
Autobuze	0,40-0,55	0,45-0,60	0,7-1,2	0,8-1,3

Datorită sarcinii utile poziția centrului de greutate al autovehiculului se modifică. Sarcina utilă, din bena sau de pe platforma autocamioanelor, trebuie astfel așezată încât centrul de masă al acesteia să se afle în plan vertical-longitudinal de simetrie al vehiculului; o așezare lateral-excentrică a încărcăturii are drept efect o repartitie neegală a sarcinilor pe roțile din dreapta și din stânga, cu influențe negative asupra suspensiei, pneurilor și a stabilității transversale a autovehiculului (mai ales în curbele în care concordă sensul excentricității cu sensul forței centrifuge).

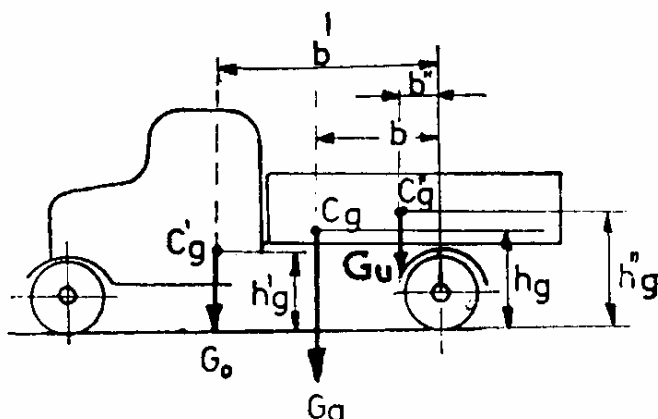


Fig. 1.21. Repartiția sarcinilor pe punțile autovehiculului încărcat

Poziția centrului de greutate al autovehiculului încărcat se poate stabili, aproximându-se poziția centrului de greutate al încărcăturii față de planul de bază al vehiculului (suprafața de rulare) și de axele punților (fig.1.21).

Dacă centrul de greutate al autocamionului gol se află în $C'g$ (de coordonate hg' și b'), iar al încărcăturii în $C''g$ (hg'' și b''), atunci scriind ecuația de

momente față de axa punții din spate, se obțin coordonatele centrului de greutate al autovehiculului încărcat:

$$hg = \frac{hg' \cdot G_0 + hg'' \cdot Q_u}{G_a};$$

$$b = \frac{b' \cdot G_0 + b'' \cdot Q_u}{G_a} \quad (1.13)$$

în care $G_a = G_0 + G_u$

Organizarea generală a autovehiculelor trebuie să realizeze o repartitie rațională a sarcinilor pe punțile vehiculului încărcat, în funcție de destinația acestora și de formula constructivă. Astfel, la autoturisme sarcinile se iau aproximativ egale ($G_f \cong G_s$), iar la autocamioanele obișnuite și la autobuze, care sunt dotate cu roți simple în față și roți duble în spate, sarcinile pe punți sunt: $G_f \cong 0,3G_a$ respectiv $G_s \cong 0,7G_a$.

Sarcina admisă pe punți fiind limitată de caracteristicile căilor rutiere, neadmițându-se depășirea unor limite stabilite pe plan internațional, în cazul autovehiculelor de transport grele se folosește organizarea acestora pe mai multe punți. Restricțiile sunt formulate fie referitor la sarcina maxim admisă pe punte în funcție de categoria drumului și de distanța dintre punți, fie referitor la greutatea totală a autovehiculului în funcție de numărul punților și de categoria drumului.

Valorile limitative privind restricțiile gravimetrice pentru autocamioanele și autotrenurile folosite în transporturile rutiere naționale și internaționale, sunt prezentate în tabelul 1.5.

Tabelul 1.5. Restricții pe căile rutiere, privind sarcina pe punțile vehiculelor

Parametrul		Sarcina pe punte sau greutatea totală x 10 ³ daN	Categoria căii rutiere	
			Suprastructură dură (beton, asfalt)	Celelalte categorii
Distanța L ₁ dintre punți	L ₁ > 3 m	Ga / n	10	6
	L ₁ < 3 m	Ga / n	9	5.5
Numărul n al punților	n = 2	Ga	17.5	10.5
	n = 3	Ga	25	15
	n = 4	Ga	33	20
	n = 5	Ga	40	30

Capacitatea de trecere este însușirea autovehiculului de a se deplasa pe drumuri sau terenuri accidentate și de a trece peste obstacole.

Capacitatea de trecere este diferită în funcție de tipul, construcția și destinația autovehiculelor. Aceasta este mai redusă la autoturismele de oraș, autobuzele urbane și interurbane și trebuie să fie destul de mare la autoturismele utilitare, la autocamioane și autospeciale, respectiv la tractoarele agricole și industriale.

Autovehiculele cu capacitate mare de trecere pot fi: pe roți, pe șenile și semișenile. Autovehiculele pe roți cu capacitate mare de trecere sunt caracterizate prin existența mai multor punți motoare (4x4; 6x4; 6x6; 8x4; 8x6; 8x8). Autovehiculele pe șenile sunt caracterizate printr-o aderență bună cu suprafața de rulare și prin presiuni specifice mici pe sol, fapt care le fac utilizabile pe terenuri accidentate.

Autovehiculele pe semișenile sunt construite în special pentru deplasarea pe terenuri nisipoase, pe zăpadă sau pe terenuri mlăștinoase.

În funcție de condițiile de deplasare, capacitatea de trecere poate fi îmbunătățită prin următoarele măsuri:

- la autovehiculele pe roți: prin folosirea pneurilor cu profil de tracțiune, folosirea pneurilor de joasă presiune, folosirea lanțurilor;
- la autovehiculele pe șenile: prin alegerea optimă a profilului zalelor șenilei, modificarea lățimii șenilei.

Capacitatea de trecere a unui tractor sau a unui automobil este caracterizată de următorii parametri:

a) Presiunea specifică pe suprafața de rulare. Este dată de raportul dintre greutatea totală a tractorului sau automobilului și suprafața de contact dintre pneuri sau șenile și sol.

Cu cât presiunea specifică pe sol este mai mică, cu atât autovehiculul se poate deplasa mai ușor pe terenuri moi, pe terenuri acoperite de zăpadă, nisip, etc.

La autovehiculele actuale presiunea specifică pe sol are următoarele valori:

- tractoare pe roți cu pneuri: 0,6 – 1,4 daN/cm²
- tractoare pe șenile cu destinație generală: 0,4 – 0,7 daN/cm²;
- autocamioane obișnuite: 3,0 – 5,5 daN/cm².

Prin micșorarea presiunii specifice pe sol se îmbunătățesc calitățile de tracțiune ale autovehiculului, iar organele de rulare nu tasează straturile superioare ale solului.

b) Lumina (garda la sol sau clearance). Reprezintă înălțimea maximă a obstacolelor care pot fi trecute de automobilul complet încărcat, fără să le atingă. Cu cât lumina este mai mare cu atât autovehiculul se poate deplasa mai ușor pe terenuri accidentate, însă se înrăutățește stabilitatea deoarece se ridică poziția centrului de greutate.

Limitele de variație a gârzii la sol, pentru diferite categorii de autovehicule, sunt prezentate în tabelul 1.6.

Tabelul 1.6. Valoarea luminii la autovehicule

Categoria autovehiculului	Lumina C [mm]
Tractoare pe roți, universale	0,4 - 0,8
Tractoare pe șenile, cu destinație generală	0,22 - 0,38
Tractoare pe roți, forestiere	0,32 - 0,50
Autoturisme 4 x 2	0,15 - 0,22
Autoturisme 4 x 4	0,21 - 0,22
Autocamioane normale 4 x 2	0,24 - 0,27
Automobile cu capacitate de trecere ridicată (4x4; 6x4; 8x4; 8x6)	0,26 - 0,32
Automobile cu capacitate de trecere mare (6x6; 8x8)	0,40 - 0,45

c) Raza longitudinală ρ și raza transversală de trecere ρ_l . Raza longitudinală de trecere este funcție de mărimea ampatamentului și determină conturul proeminenței peste care poate să treacă autovehiculul, fără să o atingă cu punctele cele mai joase. Cu cât această rază este mai mică, cu atât capacitatea de trecere este mai mare. Valorile razei longitudinale sunt prezentate în tabelul 1.7.

Tabelul 1.7. Raza longitudinală la diferite tipuri de automobile

Tipul automobilului	Raza longitudinală de trecere ρ [m]
Autoturisme cu capacitatea cilindrică mică	2,5 - 3,5
Autoturisme cu capacitatea cilindrică mijlocie	3,5 - 5,5
Autoturisme cu capacitatea cilindrică mare	5,5 - 8,5
Autocamioane ușoare	2,5 - 3,5
Autocamioane mijlocii	3,0 - 5,5
Autocamioane grele	5,0 - 6,0
Automobile cu capacitate mare de trecere	2,0 - 6,0

Raza transversală de trecere este funcție de ecartament și de punctul de lumină minimă în plan transversal. Capacitatea de trecere a autovehiculului va fi cu atât mai mare cu cât raza transversală de trecere este mai mică și cu cât distanța de la punctul cel mai de jos la sol este mai mare. Un astfel de autovehicul va putea circula pe drumuri cu fâgașe adânci și cu partea centrală bombată.

Tabelul 1.8. Unghiurile de trecere ale automobilelor

Tipul automobilului	α_1	α_2
Autoturisme	20...30	15...20
Autocamioane	40 - 60	25...40
Autobuze	10...40	6...20
Autocamioane cu capacitate mare de trecere	minim 45	minim 35

d) Unghiurile de trecere în față, de atac α_1 și în spate, de degajare α_2 . La circulația pe un drum accidentat și mai ales când autovehiculul urcă sau coboară pe o denivelare a terenului, este posibil să atingă suprafața de rulare cu capătul din față sau cu cel din spate al autovehiculului. Probabilitatea este cu atât mai mare cu cât este mai mic unghiul de atac sau de degajare (α_1 și α_2) și cu cât lungimea autovehiculului trece mai mult dincolo de roțile din față, respectiv din spate.

În tabelul 1.8. sunt date valorile medii ale unghiurilor α_1 și α_2 pentru diferite tipuri de automobile.

e) Razele de viraj ale autovehiculului caracterizează posibilitatea acestuia de a vira pe o suprafață cât mai redusă, la mersul cu viteză mică și cu volanul întors la limita maximă a unghiului de bricare a roților de direcție. Autovehiculele se pot găsi în astfel de situații când se deplasează pe drumuri de lățimi reduse sau pe anumite căi înguste mărginite de obstacole verticale. În acest caz, ca factor de apreciere se stabilește raza minimă de viraj a autovehiculului, care este distanța de la polul virajului până la jumătatea punții din spate a autovehiculului, la un unghi de bricare maxim al roților de direcție. Cu cât raza de viraj este mai mică, cu atât capacitatea de trecere este mai mare. Razele de viraj cele mai mici se obțin de autovehiculele la care toate roțile sunt directoare.

f) Raza roților autovehiculului. Raza roților „r” influențează capacitatea de trecere a autovehiculului peste obstacole orizontale sau verticale.

La automobilele normale (4x2), înălțimea h a unui obstacol vertical peste care poate trece este $h \cong 2/3 \cdot r$, iar la automobilele cu mai multe punți motoare $h \cong r$.

Lățimea canalului b_c peste care poate trece un automobil, cu condiția ca marginile acestuia să fie suficient de rezistente, este $b_c \cong 1,2 r$. La tractoarele pe roți aceste valori sunt valabile în funcție de raza roților din față.

Pentru tractoarele pe șenile lățimea canalului este $b_c \leq L$, iar înălțimea peretelui vertical este limitată de unghiul limită de răsturnare.

g) Numărul de roți motoare. Capacitatea de trecere a autovehiculului este îmbunătățită prin mărirea numărului de punți motoare.

Tot în categoria parametrilor constructivi mai pot fi grupați: gama și numărul treptelor de viteză ale transmisiei principale, tipul și parametrii echipamentului de rulare, tipul echipamentului de lucru (priza de putere), etc.

1.3.2. Parametrii dinamici ai autovehiculelor

Caracteristica externă a motorului. Performanțele dinamice ale tractorului și automobilului depinde de performanțele dinamice ale motorului, puse în evidență prin caracteristica externă. Pe baza caracteristicii externe a motorului se pot stabili cei mai importanți indici de exploatare ai autovehiculului.

Factorul dinamic al autovehiculului. Pentru aprecierea calităților dinamice ale autovehiculului se folosește noțiunea de factor dinamic, determinat de raportul:

$$D = \frac{F_{tg} - R_a}{G_t} \quad (1.14)$$

în care: F_{tg} este forța tangențială la puntea motoare;

R_a – forța de rezistență a aerului, care se ia în considerare numai la tractoare rutiere și automobile;

G_t – greutatea totală a agregatului de lucru (tractor cu mașină agricolă, tractor cu remorcă sau semiremorcă, automobil cu sarcină utilă maximă, autocamion cu remorcă, autotren, autospecializată etc.).

Factorul dinamic reprezintă forța tangențială de tracțiune specifică disponibilă, care poate fi folosită pentru învingerea rezistențelor la rulare, pentru accelerare și pentru urcarea pantelor. Factorul

dinamic D își modifică valoarea în funcție de viteză, deoarece atât F_{tg} și R_a variază în funcție de viteza de deplasare.

În tabelul 1.9. sunt date valorile maxime ale factorului dinamic la tractoare și automobile.

Tabelul 1.9. Valorile maxime ale factorului dinamic

Tipul autovehiculului	Factorul dinamic D	
	Treapta I-a	Priză directă
Autoturisme	0,25 – 0,40	0,08 – 0,15
Autocamioane și autobuze	0,30 – 0,50	0,04 – 0,06
Tractoare rutiere	0,40 – 0,60	0,03 – 0,05

Variația factorului dinamic în funcție de viteză se numește caracteristică dinamică a autovehiculului, fiind folosită pentru aprecierea calităților dinamice ale tractoarelor și automobilelor.

Forța maximă de tracțiune la cârlig. Forța maximă la cârlig, determinată experimental prin dinamometrare, este folosită pentru tractarea mașinilor agricole, remorcilor și semiremorcilor. La tractoare sunt indicate în notița tehnică, forțele de tracțiune la cârlig la fiecare treaptă de viteză și la o anumită patinare admisă a echipamentului de rulare.

Viteza maximă a autovehiculului este viteza reală [km/h] de deplasare a autovehiculului pe un drum orizontal, în condiții normale, la treapta de transmisie superioară din cutia de viteze și cu sarcina maximă utilă.

Viteza teoretică a unui autovehicul se calculează cu relația :

$$V_T \cong \omega \cdot r_d = 0,377 \frac{n \cdot r_d}{i_t} \text{ [km/h]} \quad (1.15)$$

în care: r_d este raza dinamică a roții motoare, respectiv raza de angrenare a steluței motoare care antrenează șenila, în m;

n – turația motorului, în rot/min;

i_t – raportul total de transmitere al autovehiculului.

Vitezele reale ale autovehiculului se determină experimental, ținând seama și de patinarea roților sau șenilelor δ .

$$V = V_T (1 - \delta) = \omega \cdot v_d (1 - \delta) \quad (1.16)$$

)

Rampa maximă este valoarea maximă a rampei, exprimată în grade sau în procente, pe care o poate urca autovehiculul cu sarcina maximă utilă.

Acest parametru indică posibilitățile autovehiculului de a învinge rezistențele suplimentare ce apar la urcarea rampei și posibilitatea acestuia de a fi utilizat cu sarcină maximă pe drumuri cu declivități.

Rampa maximă se indică pentru fiecare autovehicul la treptele inferioară și superioară din cutia de viteze.

Stabilitatea autovehiculului este capacitatea acestuia de a se deplasa pe drumuri în rampă sau în pantă, drumuri înclinate transversal, în curbe etc., fără a se răsturna sau a derapa.

Stabilitatea se apreciază în funcție de condițiile în care are loc deplasarea (viteza de deplasare, valoarea rampei și pantei, înclinarea transversală a drumului, razele de curbura ale drumului) și de anumiți parametri constructivi (ecartamentul, ampatamentul, coordonatele centrului de greutate etc.).

1.3.3. Parametrii economici ai autovehiculelor

Parametrii economici cei mai importanți care caracterizează un tractor sau automobil sunt: costul inițial, amortismentul și cheltuielile de exploatare (consumul de combustibil și lubrifianți, consumul de pneuri, cheltuielile de întreținere și reparații etc.).

Consumul de combustibil este cel mai important indice care caracterizează economicitatea unui autovehicul și depinde de următorii factori: tipul, starea și puterea motorului montat pe autovehicul, construcția șasiului, viteza de deplasare, tipul și starea căii de rulare, etc.

Acest indice de caracterizare a economicității, raportat la un anumit parametru de funcționare sau de exploatare ale autovehiculului, este denumit consum specific de combustibil și se exprimă astfel:

- consumul specific de combustibil al motorului, în $g/kW.h$;
- consumul specific de combustibil al autovehiculului raportat la puterea de tracțiune (minim), în $g/kW.h$;
- consumul de combustibil raportat la unitatea de suprafață prelucrată la diferite lucrări agricole (în cazul tractoarelor), în l/ha ;
- consumul de combustibil raportat la: 100 km parcurși ($l/100 km$); tonă-kilometru ($l/t.km$); călător – km ($l/călător - km$).

Autonomia de mers sau raza de acțiune, reprezintă distanța pe care o poate parcurge un autovehicul cu un plin al rezervorului de combustibil.

Durabilitatea autovehiculului, ca însușire a acestuia de a funcționa timp îndelungat fără defecțiuni, depinde atât de factori constructivi (calitatea materialelor folosite pentru piesele solicitate puternic, felul ungerii, tipul filtrelor etc.), cât și de exploatare (starea drumurilor sau terenurilor, condițiile climaterice, calitatea combustibililor și lubrifianților, calitatea și punctualitatea reviziilor tehnice și periodice, calificarea conducătorului etc.)

Durabilitatea poate fi exprimată prin: timpul de bună funcționare în h , timpul mediu de bună funcționare în h , intensitatea defectărilor (rata căderilor), durata normală de funcționare și durata efectivă de funcționare, în h (ani).

1.4. Structura generală a autovehiculelor

Deși realizate în tipuri și variante constructive numeroase, automobilele și tractoarele sunt alcătuite în principal din aceleași subansamble comune, cu deosebirile specifice, caracteristice domeniului de utilizare.

Un autovehicul este constituit dintr-un număr de mecanisme, subansambluri și ansambluri, organizate în funcție de necesitățile cerute de mișcarea acestora. În general, din punct de vedere constructiv un autovehicul este alcătuit din următoarele elemente (fig. 1.22).

Motorul 1, constituie sursa de energie a autovehiculului și este cel care transformă energia chimică a combustibilului în energie mecanică. La alegerea motorului pentru un tip sau altul de autovehicul se va ține seama de destinația și condițiile de exploatare ale acestuia. De regulă, autovehiculele sunt echipate cu motoare termice, cu aprindere prin scânteie sau cu aprindere prin comprimare.

Transmisia autovehiculului (formată din ambreiajul 2, cutia de viteze 3, transmisia longitudinală 4, transmisia principală 5, diferențialul 6 și arborii planetari 7) servește la transmiterea, modificarea și distribuirea momentului motor la roțile motoare ale autovehiculului.

Sistemul de conducere (compus din mecanismul de direcție 8 și organele de frânare 9) asigură manevrabilitatea bună în orientarea roților, în funcție de traiectoria parcursă de autovehicul, respectiv încetinirea sau oprirea autovehiculului din mers, evitarea accelerării la coborârea pantelor și imobilizarea acestuia când este oprit.

Sistemul de susținere și rulare (alcătuit din suspensia 10, cadrul 11, punțile 12 și roțile 13) asigură susținerea elastică a autovehiculului pe suprafața de rulare și transformă mișcarea de rotație a transmisiei în mișcare de translație a autovehiculului.

Caroseria 14 constituie suprastructura unui autovehicul și ea este executată și amenajată în raport cu tipul și destinația acestuia. Ca urmare, în caroserie sunt prevăzute spații pentru transportul persoanelor, pentru transportul mărfurilor sau pentru montarea unor echipamente și instalații.

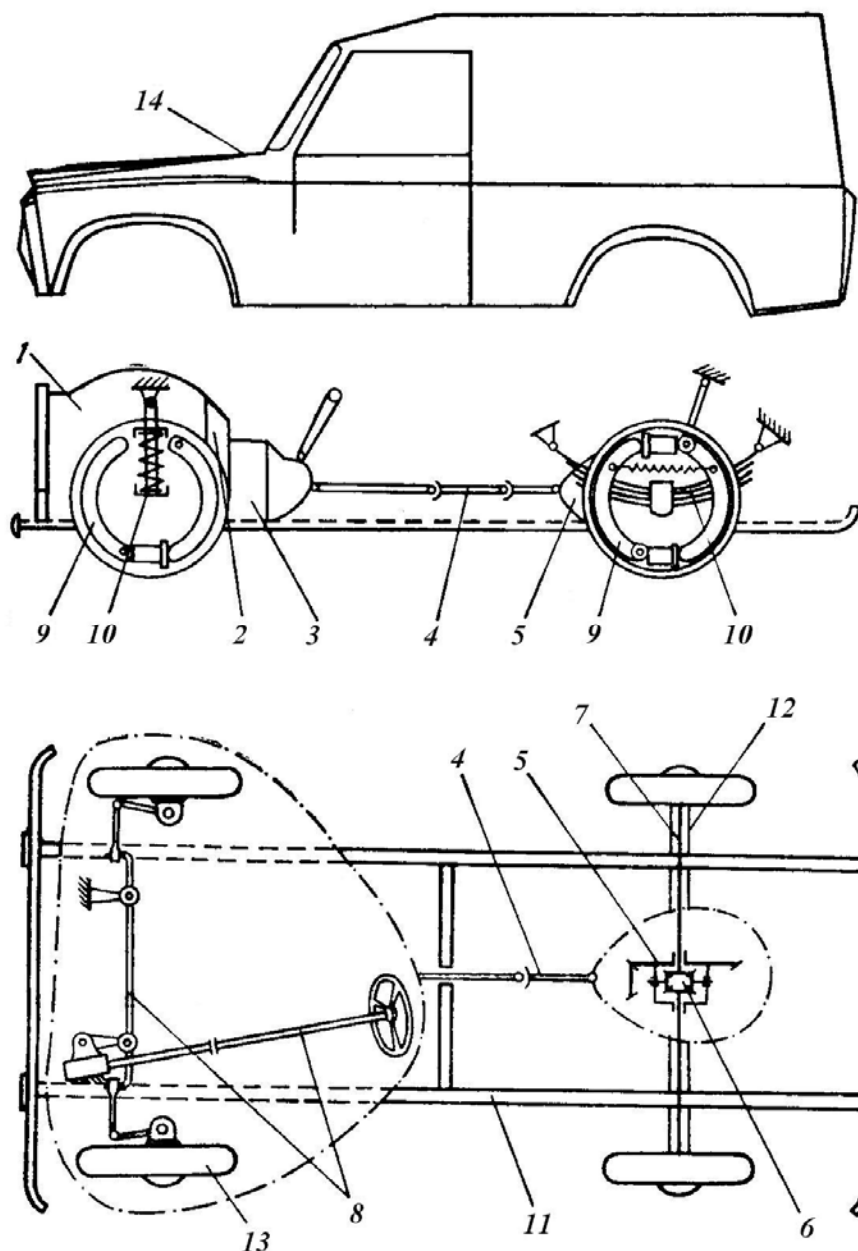


Fig. 1.22. Compunerea generală a unui autovehicul pe roți

Instalațiile auxiliare au rolul de a îmbunătăți confortul, productivitatea și siguranța în exploatare a autovehiculului. Cuprinde sistemele de pornire, iluminare și semnalizare optică, sistemul de avertizare și control, instalația de climatizare, alte dispozitive auxiliare.

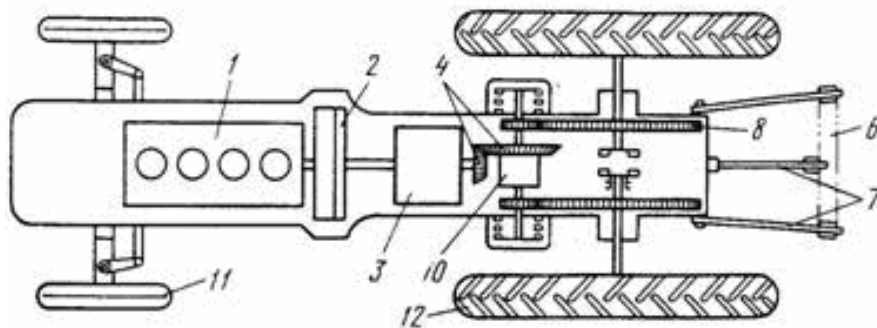


Fig. 1.23. Compunerea generală a unui tractor pe roți

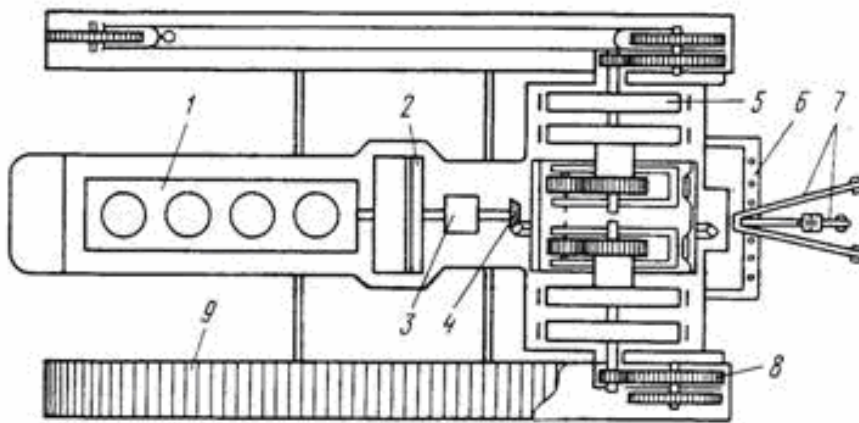


Fig. 1.24. Compunerea generală a unui tractor pe șenile

După cum se poate vedea din figurile 1.23., 1.24. și 1.25., tractoarele și șasiurile autopropulsate au ca și componente comune motorul 1, ambreiajul 2, cutia de vizeze 3, transmisia principală 4, diferențialul 10.

Sistemul de rulare este pe roți (11, 12) sau pe șenile (9), acționarea fiind realizată prin transmisia finală 8, la tractoarele pe șenile având în plus frânele și ambreiajele de direcție 5.

Pentru a putea agrega la tractor mașini și utilaje agricole, tractoarele sunt prevăzute cu mecanism de suspendare format din tiranții 7, iar pentru tractarea acestora este prevăzută bara de tracțiune 6.

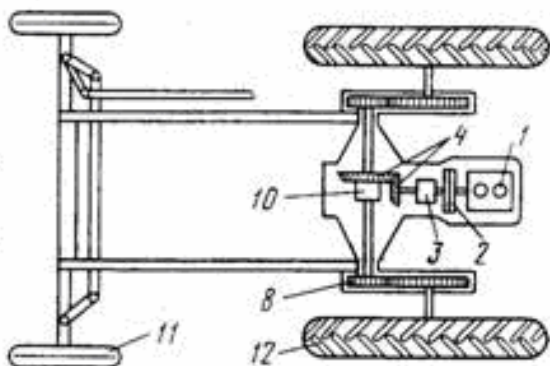


Fig. 1.25. Compunerea generală a unui șasiu autopropulsat pe roți cu punte motoare spate

II. CINEMATICA ȘI DINAMICA ORGANELOR DE RULARE

Organele de rulare sunt elemente care au o importanță deosebită în ceea ce privește utilizarea autovehiculelor, din punct de vedere al siguranței la deplasarea pe o cale de rulare, a integrității persoanelor și bunurilor transportate, inclusiv a autovehiculului.

Din punct de vedere constructiv organele de rulare a autovehiculelor sunt de două feluri:

- roți cu pneuri;
- semișenile și șenile.

Dacă automobilele sunt proiectate îndeosebi pentru deplasarea pe căi de rulare amenajate, tractoarele sunt destinate să se deplaseze atât pe căi de rulare amenajate, dar și pentru deplasarea pe căi neamenajate (câmp nelucrat, miriște, sol arat, păduri, etc.).

2.1. Cinematica și dinamica roților de autovehicul

2.1.1. Cinematica roților de autovehicul

Roțile autovehiculelor sunt formate din butuc, disc, jantă și pneu (fig. 2.1.). Din punct de vedere al construcției, pneurile sau anvelopele sunt cele care intră în contact direct cu calea de rulare, fiind partea cea mai importantă și complexă a roții. Pe lângă aceasta, pneurile mai îndeplinesc și alte funcții:

- amortizează șocurile produse în timpul deplasării autovehiculului;
- susțin autovehiculul în repaus și mișcare;
- asigură realizarea condițiilor de siguranță la deplasare cu orice viteză;
- transmit forțele de tracțiune de la sistemul de propulsie al autovehiculului;
- asigură aderența între roți și calea de rulare.

Anvelopele sunt elemente elastice care se deformează la contactul cu suprafața de rulare (deformație radială, laterală și longitudinală), mărimea deformației fiind dependentă de forțele exterioare ce acționează asupra roții și rigiditatea materialelor din care sunt realizate.

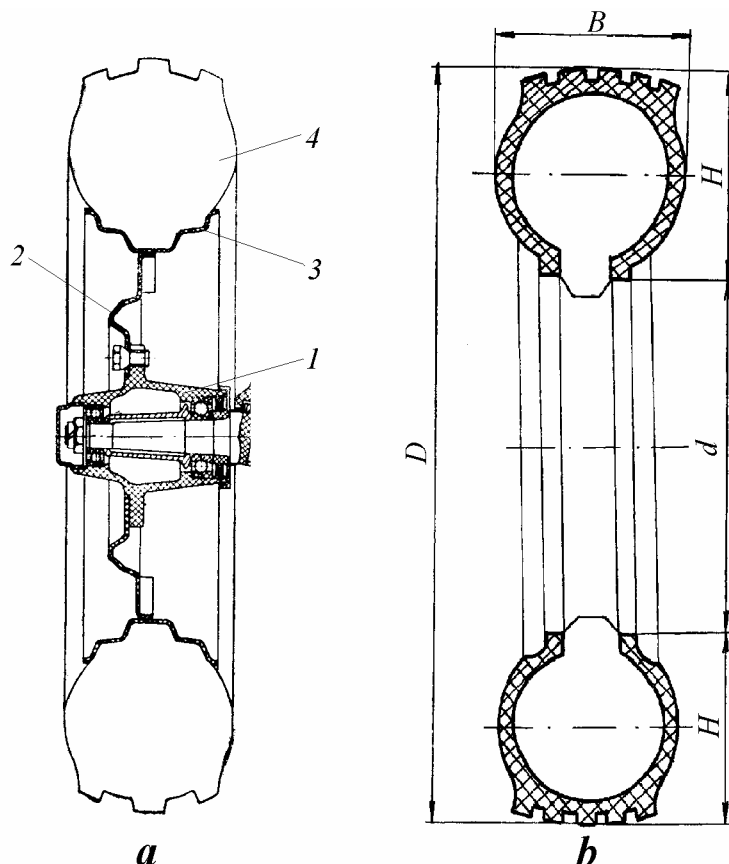


Fig. 2.1. Roata de autovehicul: a- secțiune; b- dimensiuni; 1- butuc; 2- disc; 3- jantă; 4- pneu

Partea exterioară a anvelopei care intră în contact cu calea de rulare se numește bandă de rulare, având o geometrie specifică prevăzută cu canale și nervuri, în funcție de destinația anvelopei.

Pentru o mai bună înțelegere a anvelopelor din punct de vedere al cinematicii și dinamicii rulării, se definesc mai multe raze ce caracterizează o anvelopă:

- raza nominală (r_n): reprezintă raza cercului exterior al pneului așa cum rezultă din calcule, standarde sau din datele producătorului; conform figurii 2.1.b. se poate scrie:

$$r_n = \frac{D}{2} = \frac{d}{2} + H \quad (2.1.)$$

- raza liberă (r_0): reprezintă raza cercului exterior al benzii de rulare a pneului, fără încărcare, în repaus și la presiunea normală a aerului din pneu; în practică se poate considera $r_0 = r_n$;

- raza statică (r_s): reprezintă distanța dintre centrul roții și suprafața de sprijin, atunci când roata este în repaus și este încărcată cu sarcina nominală; această rază variază cu mărimea sarcinii pe roată și presiunea aerului din pneu;

- raza dinamică (r_d): reprezintă distanța dintre centrul roții și suprafața de rulare atunci când autovehiculul se deplasează încărcat cu sarcina nominală;

- raza de rulare (r_r): reprezintă raza unei roți imaginare nedeformabile, ce are aceeași viteză de rotație și translația cu cea a roții reale, însă fără alunecare și patinare;

Pentru studiul mișcării autovehiculului se ia în calcul raza de rulare, care depinde de starea căii de rulare, presiunea aerului din pneu și valoarea momentului ce acționează asupra roții. Aceasta se poate obține prin măsurători sau calcule matematice. Astfel, cunoscând raza liberă și coeficientul de deformare al pneului λ (acesta depinde de presiunea aerului din pneu și are valori între 0,93 – 0,95), raza de rulare se calculează cu relația:

$$r_r = r_0 \lambda = r_n \lambda \quad (2.2.)$$

Viteza autovehiculului în aceste condiții se poate determina cu relația:

$$V_a = 3,6 r_r \omega, \text{ în km/h} \quad (2.3.)$$

În relația de mai sus ω este viteza unghiulară a roților care, fiind mai dificil de stabilit, se înlocuiește cu turația roților, situație în care viteza autovehiculului se determină cu relația:

$$V_a = 0.377 r_r n_R, \text{ în km/h} \quad (2.4.)$$

Viteza autovehiculului se mai poate stabili atunci când se știe turația arborelui cotit al motorului n și raportul de transmitere a transmisiei autovehiculului i_T :

$$V_a = 0.377 \frac{r_r n}{i_T}, \text{ în km/h} \quad (2.5.)$$

În timpul mișcării autovehiculului atât pneul, cât și calea de rulare suferă deformații, în realitate contactul dintre cele două fiind realizat pe o suprafață numită pată de contact.

În funcție de forțele și momentele care acționează asupra roților acestea pot fi:

- roată cu rostogolire ideală (fără alunecare sau patinare);
- roată cu patinare;
- roată cu alunecare;
- roată cu translație totală sau blocată prin frânare;
- roată cu patinare totală.

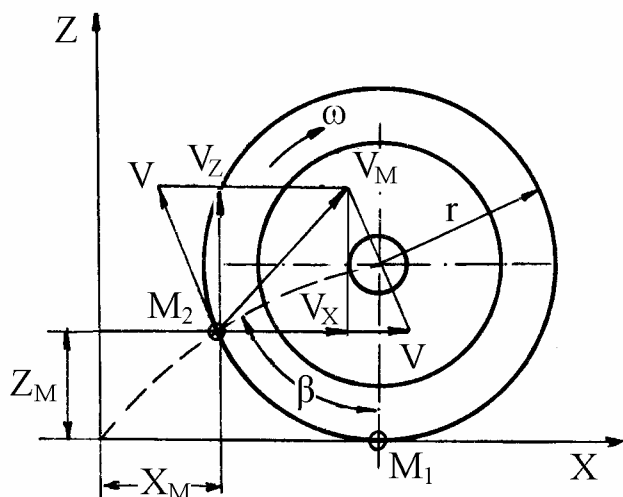


Fig. 2.2. Cinematica unui punct al roții în procesul de rostogolire

Dacă se consideră o roată ce se rostogolește fără patinare pe un drum nedeformabil cu viteza unghiulară ω (fig. 2.2.), atunci pentru punctul M_1 de pe circumferința roții, după timpul t ajunge în M_2 , poziție caracterizată de unghiul de rotire β și viteza $V = \omega r$ tangentă la circumferința roții și egală cu viteza de translație a roții ($\bar{V}$) după axa X . Cele două viteze compuse dau rezultanta V_M , care la rândul ei se poate descompune în componentele după cele două axe, respectiv V_X și V_Z .

Ca urmare a executării unei mișcări compuse dintr-o rotație (ca efect al rostogolirii) și o translație a roții, punctul M_2 va descrie o curbă caracterizată prin ecuațiile:

$$\begin{aligned} x &= r(\beta - \sin \beta) = r(\omega t - \sin \omega t) \\ z &= r(1 - \cos \beta) = r(1 - \cos \omega t) \end{aligned} \quad (2.6.)$$

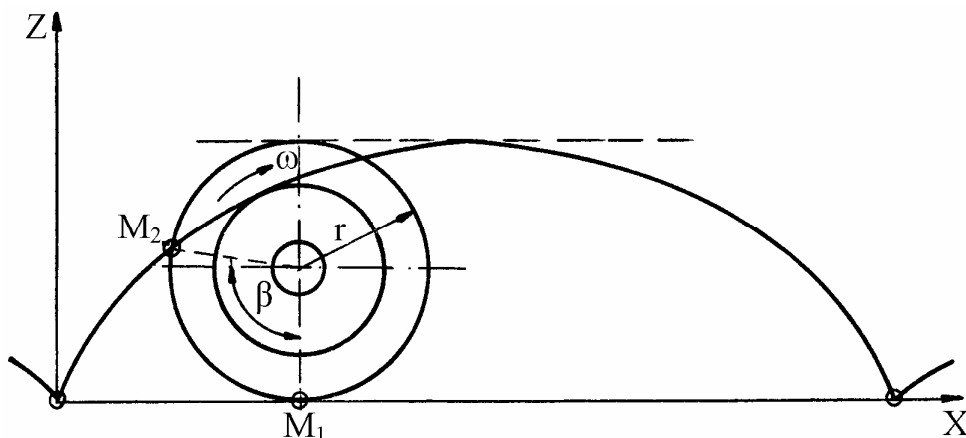


Fig. 2.3. Traectoria descrisă de un punct de pe roată la o rotație completă

La o rotație completă a roții, caracterizată de unghiul $\beta = 2\pi$, punctul M_2 va descrie o traiectorie de forma unei cicloide (fig. 2.3.).

Dacă viteza de rotație a roții este constantă ($\omega = \text{const.}$), atunci se pot determina componentele vitezei și accelerației după cele două axe:

$$V_x = \frac{dx}{dt} = V_a (1 - \cos \beta) \quad (2.7.)$$

$$\begin{aligned} V_z &= \frac{dz}{dt} = V_a \sin \beta \\ a_x &= r\omega^2 \sin \omega t \\ a_z &= r\omega^2 \cos \omega t \end{aligned} \quad (2.8.)$$

În relațiile de mai sus V_a este viteza de înaintare a roții.

Dacă roata se rostogolește cu patinare, atunci raza roții se micșorează la valoarea $r_1 < r$, în acest caz curba descrisă de un punct de pe roată devenind o cicloidă scurtată, caracterizată de relațiile:

$$\begin{aligned}x &= r_1 \omega - r \sin \omega t \\z &= r_1 - r \cos \omega t\end{aligned}\quad (2.9.)$$

În aceste condiții vitezele după cele două axe de coordonate vor fi:

$$\begin{aligned}V_x &= \omega(r_1 - r \cos \omega t) \\V_z &= r \omega \sin \omega t\end{aligned}\quad (2.10.)$$

Ca efect al rostogolirii cu patinare, viteza de înaintare a autovehiculului va fi mai mică și va fi dată de relația:

$$V_a = r_1 \omega < r \omega \quad (2.11.)$$

Fenomenul de rostogolire cu patinare este specific roților motoare ale autovehiculelor, patinarea fiind exprimată prin coeficientul de patinare δ_p :

$$\delta_p = \frac{2\pi n - l}{l} \cdot 100, \text{ în } \% \quad (2.12.)$$

În relația de mai sus l este drumul parcurs de către roată, n este numărul de rotații realizat de către roată pe distanța l , iar r este raza de lucru a roții.

Dacă roata se rostogolește cu alunecare, atunci raza roții se mărește la valoarea $r_2 > r$, iar curba descrisă de un punct de pe roată va deveni o cicloidă alungită, relațiile de calcul fiind asemănătoare ca în cazul rostogolirii cu patinare. În acest caz viteza de înaintare a autovehiculului va fi:

$$V_a = r_2 \omega > r \omega \quad (2.13.)$$

Fenomenul de rostogolire cu alunecare este caracterizat prin coeficientul de alunecare δ_a :

$$\delta_a = \frac{l - 2\pi n}{l} \cdot 100, \text{ în } \% \quad (2.14.)$$

2.1.2. Dinamica roților de autovehicul

Pentru autopropulsare autovehiculele transmit momentul de rotație de la arborele cotit al motorului, prin intermediul transmisiei, către roțile motoare (fig. 2.4.). Momentul motor la roțile motoare se determină cu relația:

$$M_R = M_e i_T \eta_m \quad (2.15.)$$

unde: M_e este momentul efectiv al motorului raportat la arborele motor;

M_R – momentul motor la roțile motoare;

i_T – raportul total de transmitere al autovehiculului

η_m – randamentul mecanic al transmisiei autovehiculului.

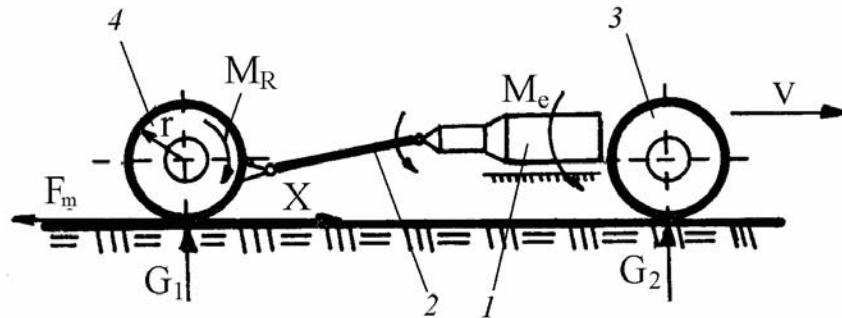


Fig. 2.4. Schema de transmitere a momentului motor la un autovehicul de tip 4x2.

Momentul motor M_R va determina apariția la periferia roților a forței tangențiale F_m , în prezența aderenței acesteia cu calea de rulare și care, pentru o viteză constantă a autovehiculului are expresia:

$$F_m = \frac{M_R}{r} = \frac{M_e i_T \eta_m}{r} \quad (2.16.)$$

Puterea la roțile motoare P_R de determină în funcție de forța F_m și viteza unghiulară a roților motoare ω_R :

$$P_R = F_m \omega_R = P_e \eta_m = \frac{M_e \omega_m}{10^3} \eta_m \quad (2.17.)$$

În relația de mai sus P_e este puterea efectivă a motorului, iar ω_m este viteza unghiulară a arborelui motor.

Din figură se poate observa că asupra roților motoare acționează încărcarea G_2 , numită și greutate de aderență, iar rotirea acestora este posibilă doar în cazul în care între roată și calea de rulare există forța de aderență X , egală ca mărime și de sens contrar forței F_m .

Deplasarea autovehiculului se va produce ca urmare a forțelor de împingere, paralele cu calea de rulare, transmise autovehiculului prin lagărele roților, ce iau naștere în centrul roților motoare la rotirea acestora. Prin însumarea forțelor de împingere se creează așa numita forță de propulsie și care se aplică în puntea motoare.

Puterea la roțile motoare se poate determina și în funcție de viteza autovehiculului V , respectiv forța de tracțiune F_t :

$$P_R = F_t V = M_R \omega_R \quad (2.18.)$$

Forța de tracțiune are aceeași relație de calcul ca și forța la roțile motoare:

$$F_m = \frac{M_R}{r} = \frac{M_e i_T \eta_m}{r} = \frac{10^3 P_e \eta_m i_T}{V} \quad (2.19.)$$

Mărirea forței de tracțiune a autovehiculului se poate face prin creșterea momentului motor efectiv, respectiv a raportului total de transmitere.

Relațiile de mai sus sunt valabile în cazul în care autovehiculul se deplasează cu viteză constantă. În situația în care viteza este variabilă, atunci toate aceste forțe și momente vor fi afectate în sensul creșterii sau scăderii lor. În cazul accelerării o parte din energia motorului se va consuma pentru accelerarea tuturor maselor aflate în legătură cinematică cu arborele motor, caz în care momentul motor la roțile motoare, forța la roțile motoare și forța de tracțiune vor scădea.

Deoarece autovehiculele au în construcția lor pneuri elastice, la contactul cu suprafața de rulare va apare o forță de rezistență la rulare și care va determina scăderea forței de tracțiune.

Pentru studiul dinamicii roților de autovehicul se consideră că acestea rulează prin rostogolire în planul lor și că nu există forțe laterale care acționează asupra acestora, ori dacă există ele se neglijează. În aceste condiții se deosebesc două situații:

- roțile rulează pe drumuri nedeformabile;
- roțile rulează pe drumuri deformabile.

2.1.2.1. Dinamica roților pe o cale de rulare nedeformabilă

În cazul rulării roților pe o cale de rulare nedeformabilă, din punct de vedere dinamic se deosebesc următoarele categorii de roți: roți motoare, roți conduse și roți frânate.

Dinamica roții motoare. Studiul dinamic al roții motoare se realizează ținând cont de starea de echilibru a roții ce rulează cu viteză constantă și cu viteză variabilă (fig. 2.5.).

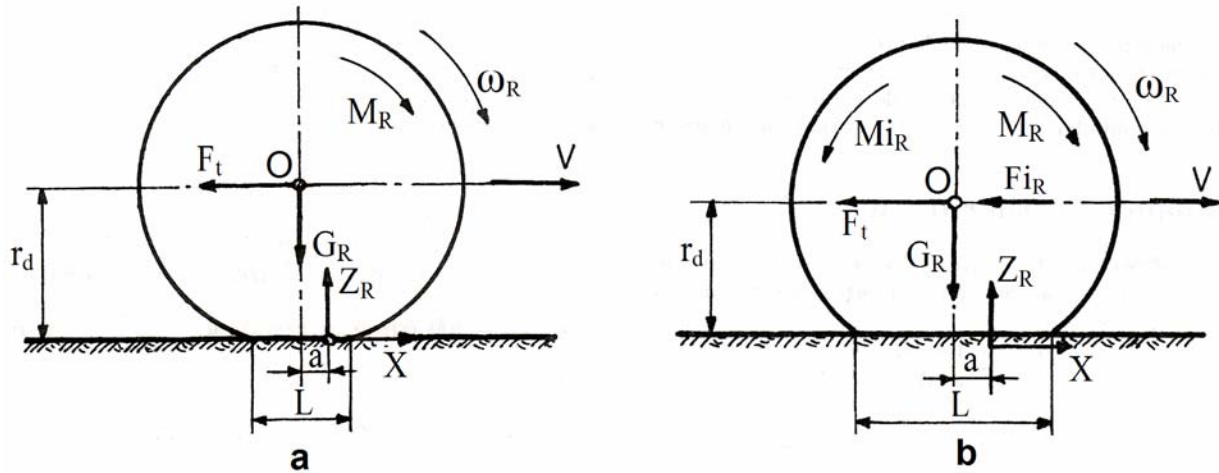


Fig. 2.5. Echilibrul roții motoare pe o cale de rulare nedeformabilă: a- la viteză constantă; b- la viteză variabilă

În cazul rulării cu viteză constantă, asupra roții acționează momentul M_R și greutatea sau sarcina pe roată G_R (acționează perpendicular pe calea de rulare și are punctul de aplicație în centrul roții). Ca efect al acțiunii celor două încărcări apar reacțiunea căii de rulare Z_R , forța de tracțiune F_t și forța de frecare X .

Întrucât la contactul cu calea de rulare roata se deformează pe lungimea L , iar forțele de presiune sunt nesimetrice, reacțiunea Z_R va fi decalată înainte cu distanța a față de axa verticală a roții.

Ecuatiile de echilibru în cazul rulării cu viteză constantă sunt:

$$\begin{aligned} Z_R - G_R &= 0 \\ X - F_t &= 0 \\ Xr_d + Z_R a - M_R &= 0 \end{aligned} \quad (2.20.)$$

Din ultima relație se obține:

$$X = \frac{M_R}{r_d} - Z_R \frac{a}{r_d} \quad (2.21.)$$

În relația de mai sus $M_R / r_d = F_R$ și care este forța tangențială la roată, iar raportul $a / r_d = f$, f fiind coeficientul de rezistență la rulare a roții, relația de mai sus se poate scrie sub forma:

$$X = F_R - fZ_R = F_R - fG_R = F_R - R_r \quad (2.22.)$$

unde $fZ_R = R_r$ reprezintă rezistența la rulare a roții.

Întrucât $X = F_t$ rezultă că $F_R > F_t$.

În cazul rulării cu viteză variabilă, asupra roții motoare acționează, pe lângă momentul M_R și sarcina pe roată G_R , forța de inerție a roții Fi_R , respectiv momentul de inerție a roții Mi_R , astfel că ecuațiile de echilibru vor avea forma:

$$\begin{aligned} X - F_t - Fi_R &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ Xr_d + Z_R a - M_r + Mi_R &= 0 \end{aligned} \quad (2.23.)$$

Forța de inerție și momentul de inerție au expresiile:

$$F_i = m_R \frac{dv}{dt}$$

$$Mi_R = I_R \frac{d\omega_R}{dt}$$
(2.24.)

În relațiile de mai sus m_R este masa roții, iar I_R este momentul de inerție al roții în raport cu axa de rotație.

Dacă se neglijează patinarea, viteza de translație a roții este $V = \omega_R r_r$, iar $\frac{d\omega_R}{dt} = \frac{1}{r_r} \frac{dV}{dt}$. Din ecuația de momente se exprimă forța de tracțiune F_t care, efectuând calculele și înlocuirile ca în cazul precedent, va avea expresia:

$$F_t = F_R - R_r - \frac{dV}{dt} \left(m_R + \frac{I_R}{r_d r_r} \right)$$
(2.25.)

În acest caz se poate constata că forța de tracțiune este mai mică în cazul rulării cu viteză variabilă față de rularea cu viteză constantă, cu valoarea forței de inerție care apare în cazul unei mișcări accelerate. Al treilea termen din relația de mai sus reprezintă forțele de inerție care se opun mișcării roții (rotație și translație).

Dinamica roții conduse. Studiul dinamic al roții se realizează ținând cont de starea de echilibru a roții ce rulează cu viteză constantă și cu viteză variabilă (fig. 2.6.).

În cazul rulării cu viteză constantă, asupra roții acționează forța de împingere F (acționează în centru roții și este paralelă cu calea de rulare), respectiv sarcina pe roată G_R .

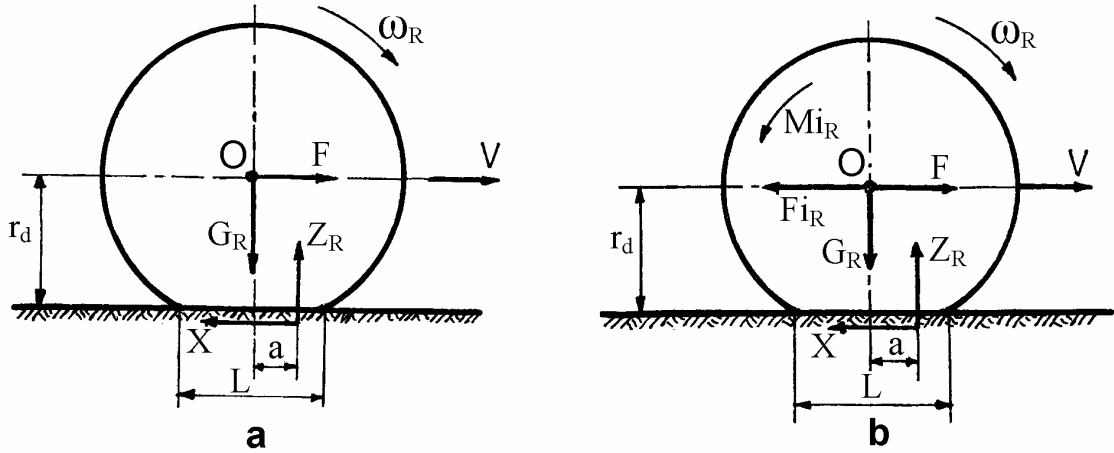


Fig. 2.6. Echilibrul roții conduse pe o cale de rulare nedeformabilă: a- la viteză constantă; b- la viteză variabilă

Ecuatiile de echilibru ale roții conduse vor fi:

$$F - X = 0$$

$$Z_R - G_R = 0$$

$$Z_R a - X r_d = 0$$
(2.26.)

Din ultima ecuație se poate scrie:

$$X = Z_R \frac{a}{r_d} = Z_R f = G_R f = R_r = F$$
(2.27.)

Din relația de mai sus se poate observa că pentru deplasarea unei roți conduse cu viteză constantă, este necesară o forță egală cu rezistența la rulare a roții.

În cazul rulării cu viteză variabilă, asupra roții acționează, pe lângă forța de împingere F și sarcina pe roată G_R , forța de inerție a roții Fi_R și momentul de inerție Mi_R .

Ecuatiile de echilibru ale roții în acest caz vor fi:

$$\begin{aligned} F - X - Fi_R &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ Z_R a - X r_d + Mi_R &= 0 \end{aligned} \quad (2.28.)$$

Ținând cont de relațiile 2.24., se scoate X din ultima ecuație și înlocuind în prima ecuație, pentru $dV/dt > 0$ se obține pentru forța de împingere F expresia:

$$F = R_r + \frac{dV}{dt} \left(m_R + \frac{I_R}{r_d r_r} \right) \quad (2.29.)$$

Pentru $dV/dt < 0$ forța de împingere are expresia:

$$F = R_r - \frac{dV}{dt} \left(m_R + \frac{I_R}{r_d r_r} \right) \quad (2.30.)$$

Se poate observa că, în cazul rulării roții conduse cu viteză variabilă, forța de împingere a ei este egală cu forța de rezistență la rulare a roții la care, în funcție de modul de variație a vitezei, se adaugă sau se scad forțele de inerție ce se opun mișcărilor de rotație și translație a roții.

Dinamica roții frânate. Studiul dinamicii roții frânate se face atât la viteză constantă, cât și la viteză variabilă (fig. 2.7.).

În cazul roții frânate la viteză constantă, asupra ei acționează sarcina pe roată G_R , forța de frânare F_f (în centru roții și paralelă cu calea de rulare), respectiv momentul de frânare M_f . Ecuatiile de echilibru ale roții vor fi:

$$\begin{aligned} F_f - X &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ M_f - X r_d + Z_R a &= 0 \end{aligned} \quad (2.31.)$$

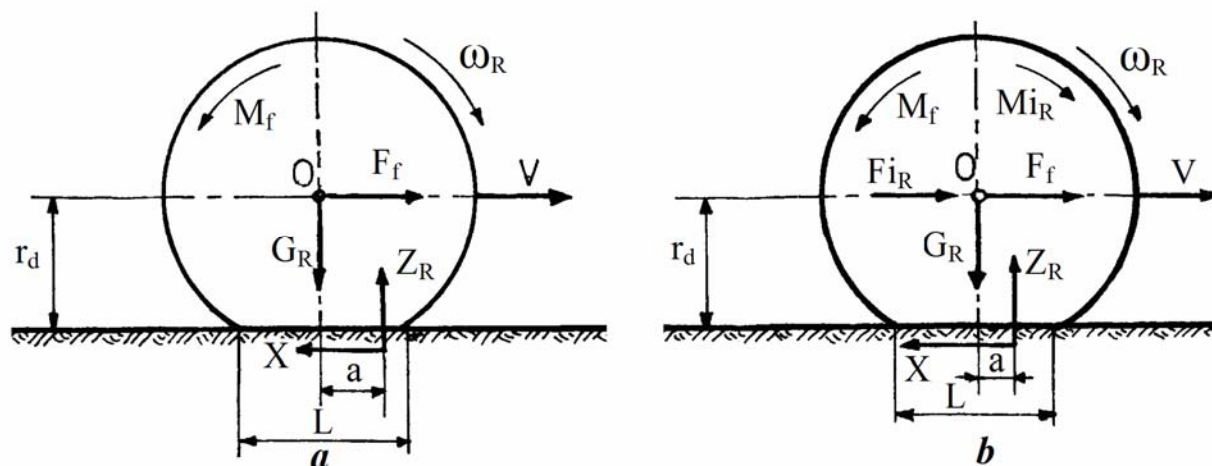


Fig. 2.7. Echilibrul roții frânate pe o cale de rulare nedeformabilă: a- la viteză constantă; b- la viteză variabilă

Din ecuațiile de mai sus se determină mărimea reacțiunii X și apoi mărimea forței de frânare F_f , rezultând expresia:

$$F_f = \frac{M_f}{r_d} + R_r \quad (2.32.)$$

În cazul roții frânate la viteză variabilă acționează, în plus față roata frânată la viteză constantă,

forța de inerție a roții Fi_R și momentul de inerție Mi_R , astfel că ecuațiile de echilibru ale roții vor fi:

$$\begin{aligned} F_f - X + Fi_R &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ M_f + Z_R a - X r_d - Mi_R &= 0 \end{aligned} \quad (2.33.)$$

Dacă se ține cont de notațiile anterioare și de faptul că raportul $M_f / r_d = F_{fr}$ reprezintă forța de frânare a roții neblocați, atunci rezultă pentru forța de frânare relația:

$$F_f = F_{fr} + R_r - \frac{dV}{dt} \left(m_R + \frac{I_R}{r_d r_r} \right) \quad (2.34.)$$

Dacă se ține cont că reacțiunea tangențială X , fără blocarea roții este limitată de aderență, valoarea maximă fiind $X_{\max} = \varphi G_R$, unde φ este coeficientul de aderență dintre calea de rulare și roata frânată. Astfel, forța de frânare dezvoltată de roata frânată fără blocare va îndeplini inegalitatea dublă:

$$0 \leq F_{fr} \leq G_R (\varphi - f) \quad (2.35.)$$

2.1.2.2. Dinamica roților pe o cale de rulare deformabilă

În situația în care roțile rulează pe o cale de rulare deformabilă, suprafața de contact dintre pneu și calea de rulare crește (fig. 2.8.) ca urmare a deformării atât a pneului, cât mai ales a căii de rulare. Un exemplu semnificativ este rularea roților tractorului pe sol afânat, sol nisipos, terenuri unde s-au efectuat lucrări de pregătire a patului germinativ, etc.

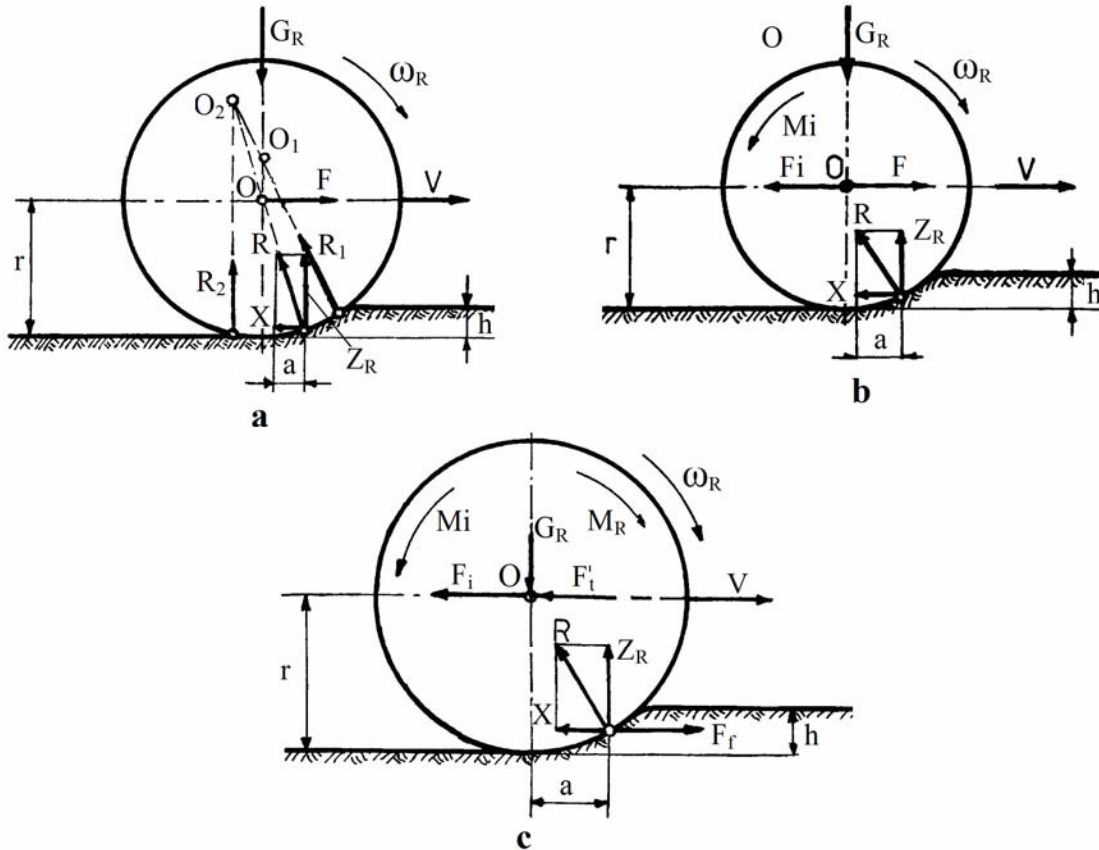


Fig. 2.8. Echilibrul roților la deplasarea pe o cale de rulare deformabilă: a- roată condusă cu viteză constantă; b- roată condusă cu viteză variabilă; c- roată motoare

În cazul rulării roții conduse pe o cale de rulare deformabilă cu viteză constantă (fig. 2.8.a.), se consideră că deformarea conține o suprafață cilindrică în fața roții și una plană în spatele acesteia.

Asupra roții acționează două reacțiuni: R_1 pe suprafața cilindrică și R_2 pe suprafața plană. Prin compunerea lor se obține rezultanta R și care se descompune în forța tangențială X , respectiv reacțiunea verticală Z_R .

Ca și în cazurile precedente se scriu ecuațiile de echilibru ale roții:

$$\begin{aligned} F - X &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ Xr - Z_R a &= 0 \end{aligned} \quad (2.36.)$$

iar pentru reacțiunea tangențială X va rezulta:

$$X = F = Z_R \frac{a}{r} = G_r f = R_r \quad (2.37.)$$

Rezultă că pentru mișcarea roții conduse pe o cale de rulare deformabilă, forța de împingere este egală cu rezistența la rulare a roții.

În cazul rulării roții conduse pe o cale de rulare deformabilă cu viteză variabilă (fig. 2.8.b.), asupra roții acționează în plus forța de inerție Fi și momentul forței de inerție Mi . Ecuațiile de echilibru ale roții vor fi:

$$\begin{aligned} F - X - Fi &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ Xr - Z_R a - Mi &= 0 \end{aligned} \quad (2.38.)$$

Dacă se ține cont de relațiile 2.24. reacțiunea tangențială X va fi:

$$X = (F - Fi) = F - m_r \frac{dV}{dt} \quad (2.39.)$$

Înlocuind pe X în ultima ecuație și înmulțind relația cu V (viteza de translație a roții $V = \omega_R r$) se obține bilanțul de putere al roții :

$$FV = M_r \omega_R + Mi \omega_R + FiV \quad (2.40.)$$

În cazul roții motoare ce rulează pe o cale de rulare deformabilă la viteză variabilă (fig. 2.8.c.), aceasta poate avea o mișcare accelerată sau decelerată. Pentru mișcare accelerată ecuațiile de echilibru ale roții sunt:

$$\begin{aligned} F_t - X - F'_t - Fi &= 0 \\ Z_R - G_R &= 0 \\ M_R - F_t r - Mi &= 0 \end{aligned} \quad (2.41.)$$

Dacă roata se deplasează cu viteză constantă, ecuațiile de echilibru se scriu pentru $Fi = 0$ și $Mi = 0$.

În relațiile de mai sus F'_t este reacțiunea forței de tracțiune F_t .

Pentru momentul M_R necesar, din ecuațiile de echilibru se obține:

$$M_R = F_t r + Mi \quad (2.42.)$$

Înlocuind pe $r = V / \omega_R$ și aducând la același numitor se obține:

$$M_R \omega_R = F_t V + Mi \omega_R \quad (2.43.)$$

Această relație nu ține cont de patinarea roții, astfel că pentru a lua în calcul și patinarea, relația de mai sus se scrie sub forma:

$$M_R \omega_R = F_t (V_t - V) + F_t V + Mi \omega_R \quad (2.44.)$$

În relația de mai sus V_t este viteza teoretică a roții și care corespunde mișcării ei fără patinare. Exprimând pe F_t din prima ecuație și înlocuind în relația de mai sus se obține:

$$M_R \omega_R = F_t (V_t - V) + XV + F_t' + FiV + Mi\omega_R \quad (2.45.)$$

Relația generală care ține cont și de mișcarea decelerată este:

$$M_R \omega_R = F_t (V_t - V) + XV + F_t' \pm FiV \pm Mi\omega_R \quad (2.46.)$$

Se poate constata că puterea motoare necesară la roata motoare $M_R \omega_R$, în cazul deplasării cu viteză variabilă pe o cale de rulare deformabilă, este suma puterilor pierdute prin patinarea roții motoare $F_t (V_t - V)$, pentru rulare XV, pentru imprimarea unei mișcări accelerate $F_t' V$ și a unei mișcări de rotație accelerată $Mi\omega_R$, respectiv puterea transmisă corpului autovehiculului $F_t' V$. Semnul + înseamnă că roata are o mișcare accelerată, iar semnul – că roata are o mișcare decelerată.

La deplasarea roților motoare pe o cale de rulare deformabilă se definesc următorii parametri:

- randamentul roților motoare, respectiv al autovehiculului ca urmare a pierderilor de viteză datorate patinării (δ fiind coeficientul patinării roților motoare):

$$\eta_\delta = \frac{V}{V_t} = \frac{V_t(1-\delta)}{V_t} = 1 - \delta \quad (2.47.)$$

- randamentul roților motoare ca urmare a pierderilor prin rulare datorate deformării căii de rulare:

$$\eta_f = \frac{M_R - M_r}{M_R} \quad (2.48.)$$

2.1.2.3. Condiția de aderență a roților motoare și conduse

Ca urmare a acțiunii sarcinii pe roțile motoare și conduse, la contactul dintre pneu și calea de rulare apare reacțiunea tangențială X , ce poartă numele de forță de aderență.

La rularea roții pe o cale nedeformabilă, forța de aderență apare ca efect al frecării dintre pneu și calea de rulare, fiind de fapt o forță de frecare. La rularea roții de o cale deformabilă, forța de aderență este dată de rezistența la rupere a materialului din care este alcătuită calea de rulare, respectiv adâncimea de pătrundere a pneului în calea de rulare.

În funcție de calea de rulare, la contactul ei cu pneul poate să apară o forță de aderență maximă, raportul dintre aceasta și reacțiunea normală la roată definind coeficientul de aderență:

$$\varphi = \frac{X_{\max}}{Z_R} \Leftrightarrow X_{\max} = \varphi Z_R \quad (2.49.)$$

Din relațiile 2.20. rezultă pentru momentul la roțile motoare:

$$M_R = r_d (X + fZ_R) \quad (2.50.)$$

Pentru forța de aderență maximă se obține momentul maxim la roțile motoare, respectiv forța maximă la limita de aderență:

$$M_{R\max} = r_d (\varphi + f) Z_R \quad (2.51.)$$

$$F_{R\max} = \frac{M_{R\max}}{r_d} = (\varphi + f) Z_R \quad (2.52.)$$

Atunci când autovehiculul are mai multe roți motoare, pentru calculul forței de aderență maximă se va utiliza greutatea de aderență G_{ad} și care este suma reacțiunilor normale ale căii de rulare asupra roților motoare:

$$X_{\max} = \varphi G_{ad} \quad (2.53.)$$

Dacă autovehiculul se deplasează pe o cale de rulare înclinată longitudinal cu un unghi α , atunci forța maximă de aderență va fi:

$$X_{\alpha \max} = \varphi G_{ad} \cos \alpha \quad (2.54.)$$

În aceste condiții momentul motor maxim și forța maximă la roțile motoare vor fi:

$$\begin{aligned} M_{R \max} &= r_d (\varphi + f) G_{ad} \cos \alpha \\ F_{R \max} &= (\varphi + f) G_{ad} \cos \alpha \end{aligned} \quad (2.55.)$$

În cazul în care forța de aderență este zero, între pneu și calea de rulare va exista un moment minim la roțile motoare:

$$M_{R \min} = r_d f Z_R \quad (2.56.)$$

Pentru momentul motor la roțile motoare trebuie îndeplinită dubla inegalitate:

$$M_{R \min} < M_R \leq M_{R \max} \quad (2.57.)$$

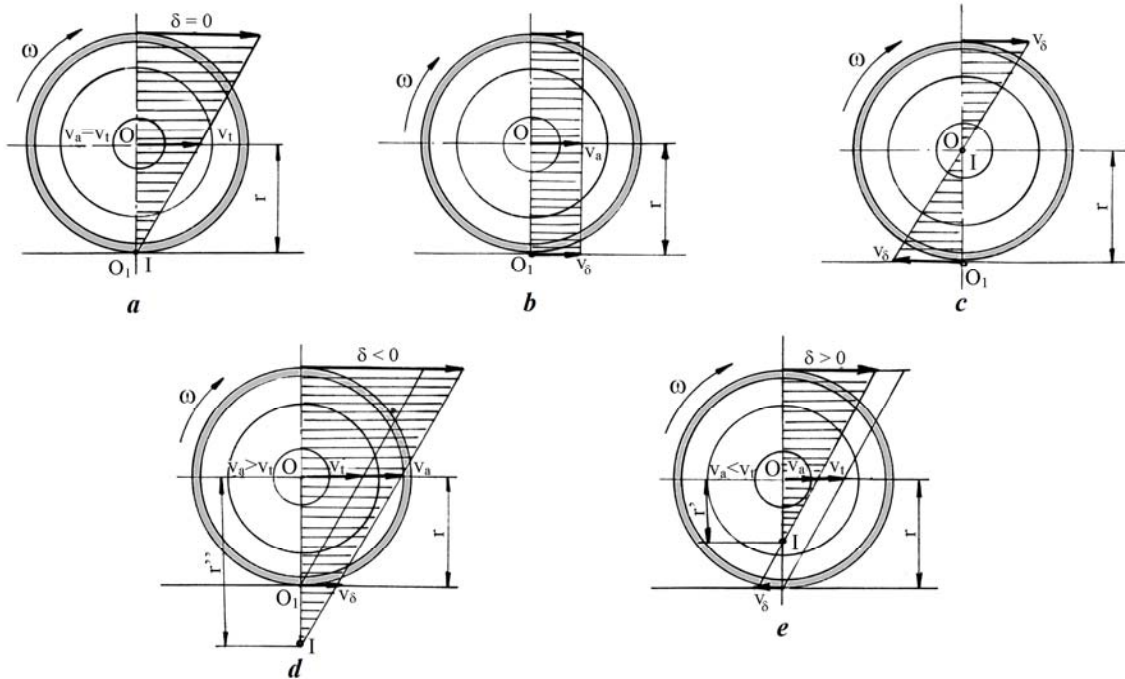


Fig. 2.9. Tipuri de rostogolire a roților: a- rostogolire pură, b- alunecare totală; c- patinare totală; d- rostogolire cu alunecare; e- rostogolire cu patinare

Depășirea valorii maxime a momentului motor va determina patinarea roții motoare, prin apariția în zona de contact a unei viteze relative de frecare între pneu și calea de rulare.

Pentru roțile frânate (asupra lor acționează momentul de frânare M_f) se poate scrie:

$$M_f = X r_d - Z_R a \quad (2.58.)$$

Forța tangențială maximă pentru roata frânată este $X_{\max} = \varphi Z_R$, astfel că va rezulta un moment de frânare maxim:

$$M_{f \max} = \varphi r_d Z_R - Z_R a = Z_R r_d (\varphi - f) \quad (2.59.)$$

Și în acest caz momentul de frânare trebuie să îndeplinească dubla inegalitate:

$$0 \leq M_f \leq Z_R r_d (\varphi - f) \quad (2.60.)$$

În figura 2.9. sunt prezentate diversele moduri de rulare ale roților în funcție de condițiile de contact dintre pneu și calea de rulare.

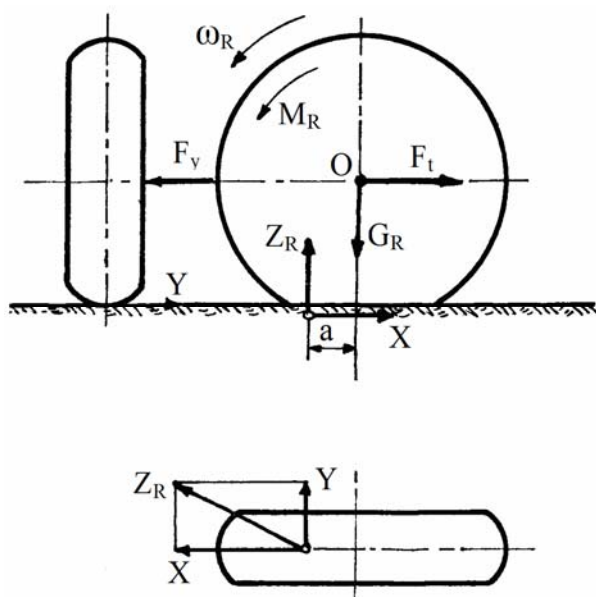


Fig. 2.10. Echilibrul roții motoare cu forță transversală

În condițiile în care asupra roții acționează și o forță perpendiculară pe planul longitudinal al roții F_y (fig. 2.10.), atunci la contactul dintre pneu și calea de rulare apare forța de aderență $Y=F_y$.

Prin însumarea celor două forțe de aderență se obține reacțiunea Z_R și care, ținând cont de aderența permisă de calea de rulare, trebuie să îndeplinească condiția:

$$\sqrt{X^2 + Y^2} \leq \phi Z_R \quad (2.61.)$$

Componenta transversală Y se numește forță de ghidare laterală a roții, acționează împotriva deplasării laterale a autovehiculului când acesta se deplasează pe o cale de rulare înclinată transversal, menținând astfel autovehiculul pe traiectoria dorită.

Se definește cercul aderenței ca fiind cercul cu raza egală cu ϕZ_R și care reprezintă limita ghidării prin aderență. Acest cerc va permite studierea procesului de derapare a roților motoare sau frânate la deplasarea autovehiculului în curbe.

2.1.3. Coeficientul de rezistență la rulare

Calculul rezistenței la rulare se face utilizând coeficientul de rezistență la rulare $f = a / r_d$, a cărui valoare este dificil de măsurat.

Atât rezistența la rulare, cât și coeficientul de rezistență la rulare depind de frecările dintre pneu și calea de rulare, respectiv de energia consumată pentru frecările interioare în materialul din care este realizat pneul.

Pentru frecările interioare din pneu, deformațiile tangențiale și radiale datorate sarcinii pe roată și momentul aplicat la roată sunt determinante. În timpul rostogolirii pneului deformația radială are o valoare maximă dată de relația:

$$\Delta_{\max} = r_0 - r_s \quad (2.62.)$$

Modul de variație a deformației radiale este prezentat în figura 2.11. Deformația radială variază de la zero și până la o valoare maximă după curba OAB , fiind urmată de o relaxare după curba BCO_1 , iar ca urmare a fenomenului de histerezis cele două curbe nu se suprapun. Din grafic se poate constata că, pentru aceeași încărcare a roții g_2 se obțin două deformații ale pneului: Δ_1 la încărcarea pneului și Δ_2 la relaxarea acestuia. În acest fel se consumă o parte din energia transmisă pneului, aria hașurată fiind energia consumată de către pneu la deplasarea lui pe lungimea zonei de contact cu calea de rulare și care determină încălzirea pneului. Această energie datorată fenomenului de histerezis și cele suplimentare (la frecarea dintre banda de rulare și calea de rulare, la deformarea căii de rulare, la reținerea prin fenomenul de ventuză al profilelor benzii de rulare), dau împreună forța de rezistență care se opune rulării roții, numită rezistența la rulare R_r .

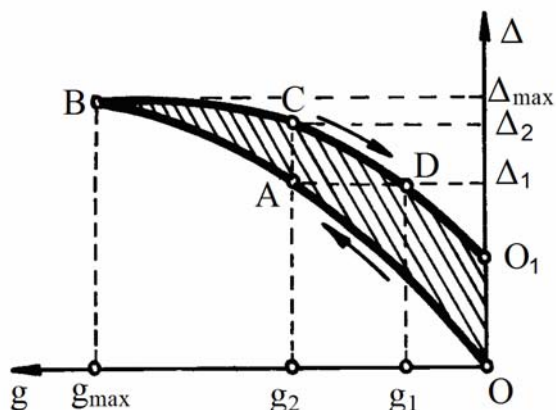


Fig. 2.12. Diagrama de histerezis a pneului

Pentru roata motoare încărcată cu sarcina G_R și momentul motor M_R , asupra contactului pneului cu calea de rulare se constată o răsucire elastică a acestuia în sensul momentului motor. Astfel, elementele pneului suferă o comprimare la începutul suprafeței de contact și o alungire către sfârșitul suprafeței de contact.

Ca urmare a acțiunii momentului motor asupra roților motoare ale autovehiculului, se constată că acesta are o influență directă asupra razei dinamice și a razei de rulare, cu efecte directe asupra dinamicii roților.

Pentru roțile frânate, când asupra lor acționează sarcina pe roată G_R și momentul de frânare M_f , forța tangențială X ce ia naștere în zona de contact este orientată în sens invers mișcării roții. Acest lucru determină o mișcare de alunecare a elementelor pneului la începutul suprafeței de contact și o comprimare către sfârșitul suprafeței de contact. Ca și în cazul roților motoare, momentul de frânare influențează direct asupra razei de rulare și implicit asupra dinamicii roților.

Din cele prezentate și din literatura de specialitate, se observă că mărimea coeficientului de rezistență la rulare depinde de mai mulți factori:

- construcția pneului;
- viteza de deplasare a autovehiculului;
- presiunea aerului din pneu;
- sarcina sau încărcarea radială a roții;
- momentul aplicat la roată;
- starea căii de rulare
- forțe laterale ce acționează asupra roții

Din punct de vedere al construcției pneului, elementele determinante țin de tipul pneului (felul și numărul de pliuri, raportul H/B, materialele utilizate, etc) și gradul de uzură a benzii de rulare, corelate și cu presiunea aerului din pneu.

Coeficientul de rezistență la rulare crește aproximativ liniar cu viteza autovehiculului, până la limite la care forțele de inerție determină mărirea unor ondulații la periferia pneului (mai ale în spatele zonei de contact), având ca efect creșterea pierderilor prin histerzis, încălzirea pneului și o creștere exponențială a sa cu viteza.

Dacă presiunea aerului din pneu este mai mică decât cea prescrisă, atunci coeficientul de rezistență la rulare este mare, el crescând foarte mult la viteze mari de deplasare.

La deplasarea autovehiculului pe o cale de rulare deformabilă coeficientul de rezistență la rulare este mic, ca urmare a măririi petei de contact. Același efect se poate obține și la scăderea presiunii aerului din pneu, dar la presiuni prea scăzute s-a constatat o creștere a coeficientului de rezistență la rulare.

Mărimea sarcinii pe roată determină mărimea deformațiilor pneului și care cresc odată cu sarcina, ca de altfel și coeficientul de rezistență la rulare. O modalitate de evitare a acestui lucru este mărirea presiunii aerului din pneu, fără a depăși limita maximă admisă.

În condițiile în care autovehiculul se deplasează pe suprafețe înclinate transversal sau în viraje, asupra roților acționează forța laterală ce determină mărirea coeficientului de rezistență la rulare, întrucât apar alunecări ale pneurilor și cresc pierderile prin histerezis.

Calea de rulare are o influență foarte mare asupra contactului dintre pneu și cale, ea fiind caracterizată de un indicator numit neregularități și care depind de starea acesteia.

Din cauza faptului că un autovehicul se poate deplasa pe o cale de rulare ale cărei caracteristici sunt diferite (rigidă, deformabilă, amenajată, neamenajată, sol cu caracteristici variate, etc.) și coeficientul de rezistență la rulare depinde de foarte mulți factori, astfel că pentru calcule s-au stabilit valori medii în funcție de starea suprafeței de rulare (tabelul 2.1.)

Tabelul 2.1. Valorile medii ale coeficientului de rezistență la rulare

Suprafața de rulare	Starea suprafeței	Coeficientul de rezistență la rulare, f
Drum asfaltat sau betonat	bună satisfăcătoare	0,015-0,018 0,018-0,020
Drum pietruit	bună	0,020-0,025
Drum pavat cu piatră	bună cu denivelări	0,025-0,030 0,035-0,050
Drum de pământ	uscat, băătorit umed după ploaie desfundat	0,025-0,035 0,050-0,150 0,100-0,250
Drum luto-nisipos și nisipos	uscat umed	0,100-0,300 0,040-0,060
Drum cu gheață		0,015-0,030
Drum cu zăpadă	bătătorită adâncă	0,030-0,050 0,180-0,200
Sol argilos și argilo-nisipos	uscat în stare plastică în stare de curgere	0,040-0,050 0,100-0,200 0,200-0,300
Pajiște, fâneată	cosită necosită	0,070-0,090 0,080-0,100
Miriște		0,100-0,120
Câmp	cu arătură proaspătă cu arătură așezată cu lucrări de cultivație	0,180-0,220 0,120-0,140 0,160-0,200
Teren mlăștinos	cu vegetație	0,200-0,250

2.1.4. Aderența roților motoare

La contactul dintre pneu și calea de rulare, în cazul roții motoare a autovehiculului, ia naștere o forță tangențială X a cărei valoare maximă este aceea la care nu apare fenomenul de alunecare. În acest caz se definește coeficientul de aderență φ ca raportul dintre forța de tracțiune maximă din condiția de aderență și sarcina pe roată:

$$\varphi = \frac{X_{\max}}{Z_R} \quad (2.63.)$$

În cazul în care la contactul dintre pneu și calea de rulare momentul motor determină apariția unei forțe tangențiale mai mare decât $X_{\max}$, apare fenomenul de alunecare a roții motoare, reacțiunea tangențială fiind notată cu X_δ :

$$X_\delta = Z_R \mu \quad (2.64.)$$

În relația de mai sus μ este coeficientul de frecare dintre pneu și calea de rulare ($\mu < \varphi$).

Ca și în cazul coeficientului de rezistență la rulare, coeficientul de aderență este influențat de mai mulți factori:

- caracteristicile căii de rulare;
- caracteristicile pneului;
- viteza de deplasare a autovehiculului;
- mișcarea relativă dintre pneu și calea de rulare.

Suprafața de rulare pe care se deplasează un autovehicul este importantă prin natura și rugozitatea stratului superficial, umiditatea de pe stratul superficial, gradul de curățire a stratului superficial, prezența sau nu a murdăriei pe calea de rulare.

Natura și rugozitatea stratului superficial este influențat de materialul din care este realizat drumul (drum asfaltat, drum din beton, drum pietruit, drum de pământ, drum cu gheață, zăpadă, mazăgă, polei, câmp arat sau nearat, etc.), condițiile de aderență variind în limite largi. În figura 2.13. este prezentată variația coeficientului de aderență pe o cale de rulare din beton.

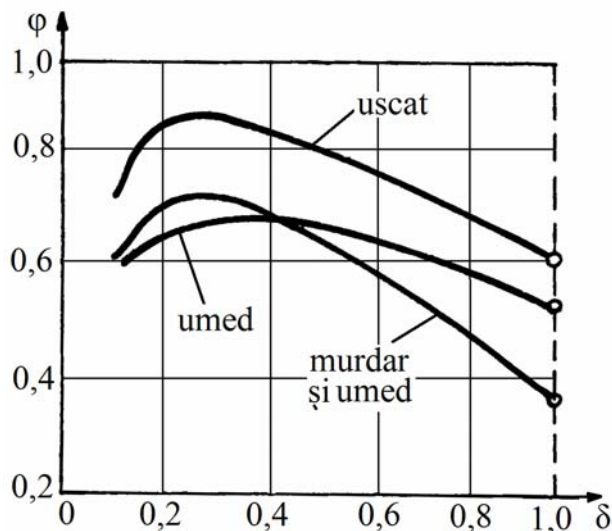


Fig. 2.13. Variația coeficientului de aderență în funcție de alunecare pe o cale de rulare din beton

Umiditatea stratului superficial și prezența unei pelicule de apă afectează major coeficientul de aderență. Dacă pelicula de apă este mică, prin construcția benzii de rulare aceasta este dirijată cu ajutorul nervurilor către laturile pneului, menținând contactul proeminențelor cu calea de rulare. Dacă stratul de apă este mai mare de 1,5 mm (ploaie abundentă), atunci la anumite viteze coeficientul de aderență scade până la zero, ca urmare a faptului că apa dintre pneu și calea de rulare nu mai poate fi evacuată cu ajutorul nervurilor de pe banda de rulare și între cele două se formează o peliculă de apă (se

desprinde pneul de calea de rulare). Fenomenul poartă denumirea de hidroplanare, iar viteza la care apare acest fenomen se numește viteză de hidroplanare, mărimea ei fiind dependentă de grosimea peliculei de apă, gradul de uzură a pneului (înălțimea proeminențelor de pe banda de rulare) și presiunea dintre pneu și calea de rulare.

Construcția pneului și caracteristicile acestuia (forma profilului și rigiditatea sa, presiunea aerului din pneu, sarcina pe roată) au o influență semnificativă asupra coeficientului de aderență.

Mărimea proeminențelor de pe banda de rulare (forma și înălțimea lor) sunt importante la evacuarea apei dintre pneu și calea de rulare, mărind coeficientul de aderență.

S-a constatat că un pneu cu rigiditate mai scăzută (mai elastic) se deformează mai mult, mărind suprafața de contact și implicit coeficientul de aderență.

Presiunea aerului din pneu va influența diferit coeficientul de aderență, în funcție de starea căii de rulare. Pe un drum uscat și dur (asfalt, beton) scăderea presiunii aerului din pneu va determina mărirea petei de contact și o creștere relativ redusă a coeficientului de aderență. La deplasarea pe un drum dur și ud, o presiune mare a aerului din pneu va duce la mărirea coeficientului de aderență, ca urmare a evacuarii mai bune a apei dintre pneu și calea de rulare. La deplasarea pe o cale deformabilă, o presiune mică a aerului din pneu va mări suprafața de contact, mărind coeficientul de aderență.

Viteza de deplasare a autovehiculului este foarte importantă și are o influență mare asupra coeficientului de aderență, acesta scăzând cu viteza, scădere cu atât mai pronunțată cu cât deplasarea se face pe căi de rulare umede sau alunecoase.

Mișcarea relativă dintre pneu și calea de rulare apare ca urmare a faptului că autovehiculul se deplasează cu viteză variabilă. La suprafața dintre pneu și calea de rulare se vor înregistra deformări tangențiale ale pneului, care vor duce la modificarea coeficientului de aderență. În funcție de mărimea forței de tracțiune, respectiv a forței de frânare aplicate roții, variază și coeficientul de aderență, astfel că la alunecări sau patinări mai mari de 28-32 % acesta scade, ca urmare a încălzirii ce apare în zona de contact.

Determinarea coeficientului de aderență se face pe cale experimentală, studiind frânarea unui autovehicul etalon, la care se măsoară în același timp forța tangențială și forța normală pe calea de rulare, raportul celor două forțe reprezentând coeficientul de aderență. Pe baza acestor încercări s-au stabilit valorile medii ale coeficientului de aderență, prezentate în tabelul 2.2.

Tabelul 2.2. Valorile medii ale coeficientului de aderență la rulare

Suprafața de rulare	Starea suprafeței	
	uscată	umedă
Asfalt sau beton nou	0,7-0,8	0,5-0,6
Asfalt cu strat de criblură	0,6-0,7	0,4-0,5
Asfalt sau beton uzat	0,5-0,6	0,35-0,45
Drum cu piatră cubică	0,4-0,7	0,3-0,4
Drum cu pietriș de râu	0,45-0,5	0,4-0,55
Drum cu piatră spartă	0,4-0,5	0,35-0,45
Drum de pământ bătătorit	0,65-0,75	0,3-0,4
Drum de pământ nisipos	0,6-0,7	0,3-0,45
Drum cu zăpadă bătătorită	-	0,2-0,3
Drum cu polei, mazăgă	-	0,1-0,2
Drum cu zăpadă adâncă	-	0,2-0,25
Miriște	0,7	0,5
Pajiște		
- cosită	0,7-0,8	0,5-0,6
- necosită	0,6-0,7	0,4-0,5
Câmp		
- arat proaspăt	0,3-0,5	
- după lucrări de cultivație	0,4-0,6	
Mlaștină cu vegetație	0,2-0,25	

2.1.5. Presiunea pneului asupra căii de rulare

Sub acțiunea sarcinii pe roată Z_R , pneul apasă asupra căii de rulare cu o presiune egală cu raportul dintre aceasta și aria suprafeței de contact A . În practică se definesc două suprafețe de contact și cărora le corespund două presiuni:

■ suprafața totală de contact A_t (aria cuprinsă în interiorul conturului exterior al amprenteii care se imprimă pe suprafața de contact), respectiv presiunea medie $p_m = G_R / A_t$;

■ suprafața efectivă de contact A_e (suma ariilor suprafețelor elementelor desenului benzii de rulare ce intră efectiv în contact cu suprafața de contact), respectiv presiunea efectivă medie $p_{me} = G_R / A_e$.

Cele două suprafețe, respectiv presiuni, depind de curbura benzii de rulare, raportul dintre deformația pneului și a căii de rulare, viteza de deplasare a pneului.

Practic cele două presiuni depind de mărimea sarcinii pe roată, de presiunea aerului din pneu (fig. 2.14.a), de deformarea suprafeței de rulare și de rigiditatea pneului. Un pneu elastic se deformează mai mult în comparație cu unul rigid, mărind suprafața de contact cu calea de rulare, caz în care și cele două presiuni au valori mai mici. Cu cât rigiditatea pneului crește, cresc și presiunile asupra căii de rulare. Același efect se produce și în cazul unei căi de rulare deformabile.

Pentru o roată motoare care se deplasează pe o cale de rulare deformabilă (fig. 2.14.b), valoarea presiunii medii depinde de presiunea aerului din pneu și de mărimea forței de tracțiune.

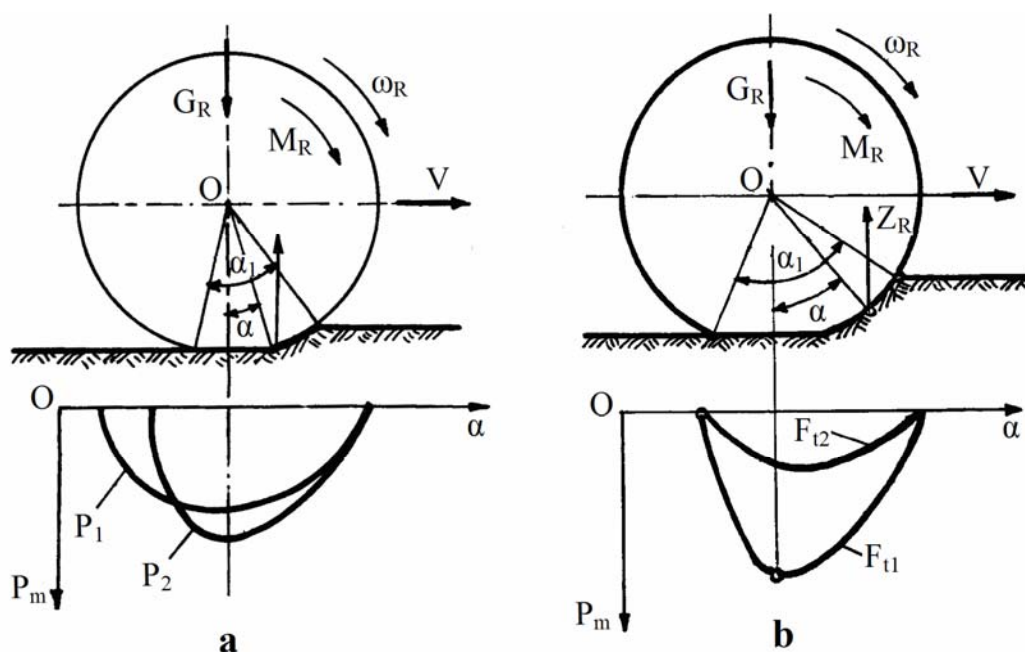


Fig. 2.14. Variația presiunii medii la rularea roții motoare pe o suprafață deformabilă: a- în funcție de presiunea aerului din pneu; b- în funcție de forța de tracțiune

2.1.6. Patinarea roților motoare

Ca urmare a aplicării la roata motoare a momentului motor M_R , apare efectul de patinare al roții. Pentru o roată motoare ce se deplasează pe o cale deformabilă (fig. 2.15.), contactul pneului cu calea de rulare începe în punctul A și se termină în punctul B. Lungimea arcului de contact dintre pneu și calea de rulare va fi:

$$l = \alpha_1 r \quad (2.65.)$$

Viteza teoretică se definește ca raportul dintre lungimea arcului de contact și timpul de contact:

$$V_t = \frac{l}{t} \quad (2.66.)$$

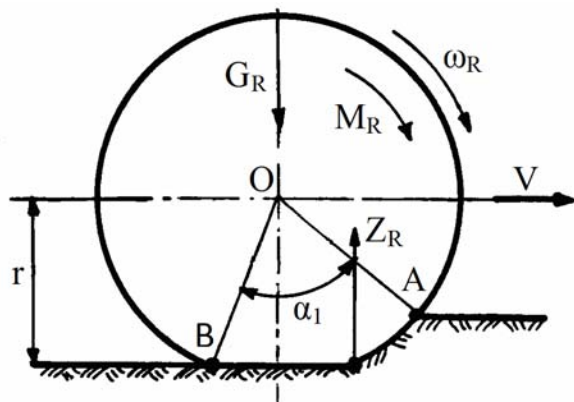


Fig. 2.15. Modelul de studiu al patinării roții motoare

Ca urmare a presării tangențiale a căii de rulare, lungimea arcului de contact scade cu Δl (elementele pneului suferă o comprimare la începutul suprafeței de contact și o alungire către sfârșitul suprafeței de contact), astfel că lungimea arcului de contact va fi $l - \Delta l$, iar viteza reală va fi:

$$V_a = \frac{l - \Delta l}{t} \quad (2.67.)$$

Această pierdere de viteză ca efect al patinării roților motoare este stabilită cu ajutorul coeficientului patinării:

$$\delta = \frac{V_t - V_a}{V_t} = 1 - \frac{V_a}{V_t} = 1 - \eta_\delta \quad (2.68.)$$

În relația de mai sus η_δ este randamentul autovehiculului care evidențiază pierderile prin patinarea roților motoare.

Dacă se ține cont de efortul unitar la compresiune al căii de rulare σ și de deformația căii de rulare y , atunci se poate calcula un coeficient ce depinde de deformația căii de rulare:

$$C = \frac{\sigma}{y^n} \quad (2.69.)$$

unde: n este un exponent ce depinde de sarcina pe roată și de felul căii de rulare.

Determinările experimentale au stabilit pentru coeficientul C o serie de valori, care pentru tractoarele agricole ce se deplasează pe diferite căi de rulare sunt:

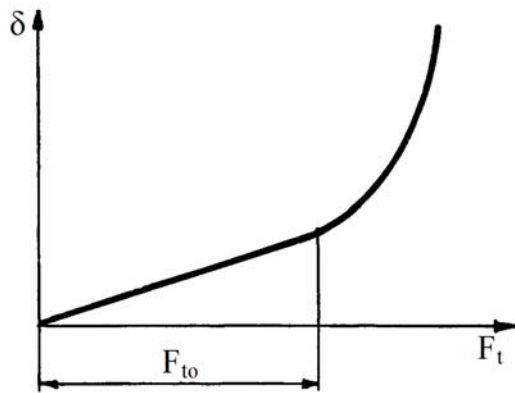
- la rularea pe nisip presat slab, $C = 3-4$;
- la rularea pe nisip presat, $C = 5$;
- la rularea pe pământ, $C = 9-12$;
- la rularea pe miriște, $C = 8-13$;
- la rularea pe sol cultivat cu cereale păioase, $C = 15$;
- la rularea pe sol înțelenit, $C = 9-20$.

Pentru un regim stabil de funcționare coeficientul de patinare are expresia:

$$\delta = K \frac{F_t}{Cl \sum A_v} \quad (2.70.)$$

unde: K este un coeficient ce depinde de legea de repartitie a reacțiunii orizontale a proeminențelor anvelopei;

$\sum A_v$ - suma proiecțiilor tuturor proeminențelor pneului aflate pe un plan vertical în suprafața de rulare.



Forța de tracțiune depinde și de coeficientul de frecare dintre pneu și suprafața de rulare μ , respectiv sarcina radială pe roată G_R , astfel că aceasta are forma:

$$F_t = \eta G_R + \sigma \sum A_v \quad (2.71.)$$

Având în vedere relația (2.48.) coeficientul de patinare a roților motoare are o variație liniară până la valoarea utilă F_{t0} , după care va avea o creștere bruscă cu forța de tracțiune (fig. 2.16.).

Fig. 2.16. Variați coeficientului de patinare cu forța de tracțiune

Pe de altă parte, forța de tracțiune a autovehiculului influențează coeficientul de folosire a greutateii de aderență φ_{ad} :

$$\varphi_{ad} = \frac{F_t}{G_{ad}} \quad (2.72.)$$

Coeficientul de folosire a greutateii de aderență variază de la valoarea zero ($F_t = 0$) la o valoare maximă, când mărimea forței de tracțiune este egală cu forța de tracțiune tangențială ce rezultă din condiția de aderență (pentru G_{ad} maximă, respectiv $\varphi_{ad \max} = \varphi$).

La tractoarele pe roți coeficientul de patinare a roților motoare se calculează cu relația:

$$\delta = a \frac{F_t}{G_{ad}} + b \left(\frac{F_t}{G_{ad}} \right)^c \quad (2.73.)$$

Coeficienții a , b și c depind de tipul de pneu, presiunea aerului din pneu și tipul de sol pe care se deplasează tractorul, valorile uzuale fiind prezentate în tabelul 2.3.

Din încercările experimentale s-a constatat că coeficientul de patinare depinde, pe lângă factorii prezentați anterior și de dimensiunea roților motoare, în sensul că acesta scade cu creșterea razei roții motoare.

În practică, pentru stabilirea coeficientului patinării roților motoare se măsoară numărul de rotații ale roții motoare la mersul în gol n_1 (corespunzător lui $F_t = 0$) și la mersul în sarcină n_2 (corespunzător lui $F_t \neq 0$), pe o distanță stabilită și se aplică relația de calcul:

$$\delta = 1 - \eta_\delta = \frac{n_2 - n_1}{n_2} 100 \quad (\%) \quad (2.74.)$$

Tabelul 2.3. Valorile coeficienților din relația (2.73.)

Starea solului	Presiunea aerului din pneu, N/cm ²											
	7			10			20			50		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c
afănat	0,12	0,88	6	0,12	1,37	6	0,12	1,92	6	0,12	2,38	6
compact	0,10	0,90	8	0,10	1,25	8	0,10	1,61	8	0,10	1,98	8

Tot pentru determinarea coeficientului de patinare s-au stabilit și alte relații matematice empirice.

Atunci când autovehiculul se deplasează pe o cale de rulare deformabilă, la determinarea coeficientului de aderență se va ține cont de faptul că forța maximă de tracțiune ($F_{t \max}$), la care patinarea roților motoare este considerată admisibilă (δ_{ad}), este egală cu $X_{\max}$:

$$\varphi = \frac{X_{\max}}{G_{ad}} = \frac{F_{t \max}}{G_{ad}} \quad (2.75.)$$

În concluzie, la deplasarea tractoarelor pe o cale de rulare deformabilă coeficientul de aderență al roților motoare depinde de proprietățile fizico-mecanice ale solului, de parametrii constructivi ai tractorului, de coeficientul de frecare dintre pneu și calea de rulare și de patinarea admisibilă, a cărei valoare nu trebuie să depășească 30 %.

2.2. Cinematica și dinamica șenilelor

Echipamentul de rulare cu șenile este utilizat mai ales la tractoarele agricole, la cele care execută lucrări de îmbunătățiri funciare (buldozere), iar sub formă de șenile sau semișenile la unele tractoare de mare putere și combine de recoltat.

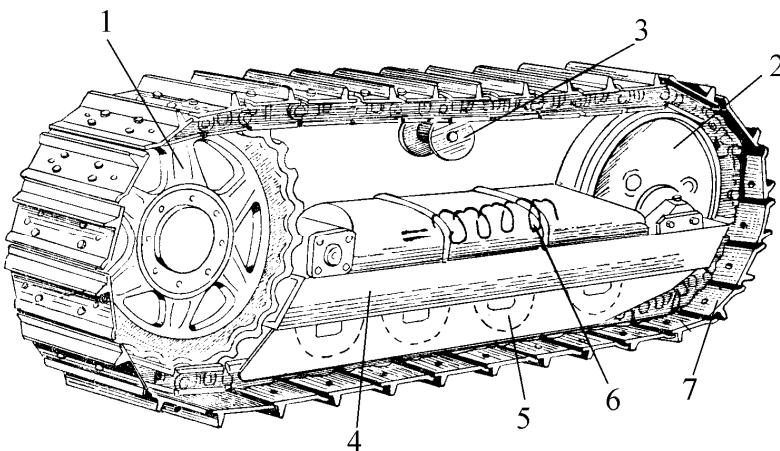


Fig. 2.17. Construcția cârucișorului de șenilă: 1- roată motoare; 2- roată de ghidare și întindere; 3- role susținere; 4- cadru sau balansier (în funcție de șenilă - semirigidă sau elastică), 5- role de sprijin; 6- dispozitiv de întindere a șenilei; 7- lanțul șenilei.

Din punct de vedere constructiv șenila este un ansamblu format din două cărucioare de șenilă, îmbrăcate de șenila propriu-zisă (fig. 2.17.).

Roata motoare este dințată și angrenează cu lanțul șenilei, fiind elementul de propulsie al mecanismului de rulare. În cazul tractoarelor roata motoare este dispusă în partea posterioară a acestuia, pe axul transmisiei finale.

Rolele de sprijin sunt montate la partea inferioară și asigură punctele de sprijin și de rulare ale șenilei, care vine în contact cu calea de rulare. Practic, șenila este organul cu care tractorul se sprijină pe sol și care realizează transmiterea forței de tracțiune de la roata motoare la calea de rulare.

Poziționarea roții motoare și a roții de întindere se face astfel încât ele să nu fie purtătoare de sarcină (greutatea tractorului se distribuie doar pe rolele de sprijin), mai ales când deplasarea se face cu viteză mare, deoarece există posibilitatea apariției mișcării de tangaj.

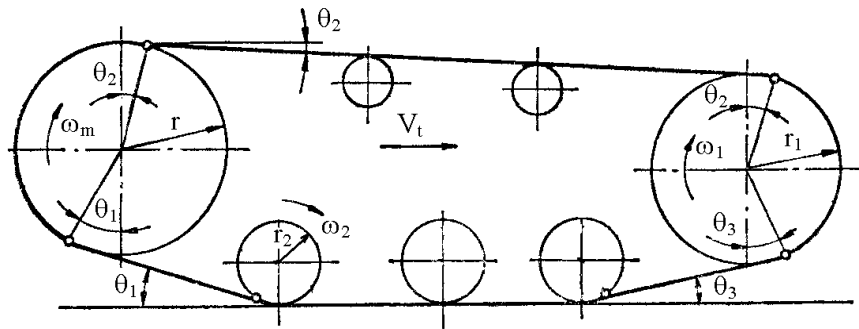


Fig. 2.18. Cinematica șenilei

Pentru studiul cinematicii șenilei se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

- pasul zalelor șenilei este infinit de mic;
- șenila nu este extensibilă și nu face săgeată;
- șenila este perfect flexibilă;
- rularea șenilei se face fără alunecare sau patinare;
- calea de rulare este nedeformabilă;
- nu există alunecare a șenilei pe circumferințele roților mecanismului.

La deplasarea autovehiculului în aceste condiții, mișcarea relativă a unui punct de pe șenilă este compusă din:

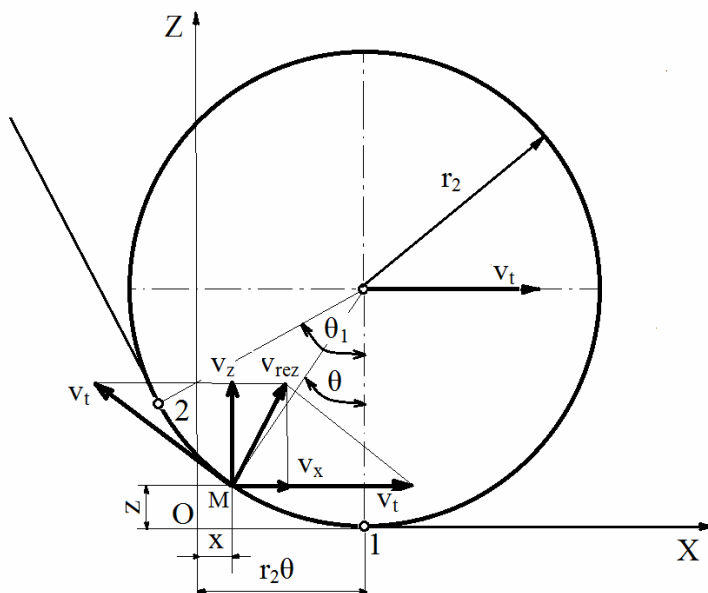


Fig. 2.19. Cinematica unui punct de pe șenilă pe sectorul 1-2, la contactul cu ultima rolă de sprijin

- o mișcare față de autovehicul prin înfășurarea șenilei pe roți;
- o mișcare de translație sau transport odată cu autovehiculul, când toate punctele descriu traiectorii egale și paralele.

În aceste ipoteze rezultă că viteza de înfășurare a șenilei este egală cu viteza de transport. Din figura 2.18 se poate scrie:

$$v_t = \omega_m r = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad (2.76.)$$

unde: ω_m este viteza unghiulară a roții motoare;

r - raza cercului primitiv al roții motoare;

ω_1 - viteza unghiulară a roții de întindere;

r_1 - raza roții de întindere;

ω_2 - viteza unghiulară a rolelor de sprijin;

r_2 - raza rolelor de sprijin.

Pentru studiul cinematic al mișcării șenilei, aceasta se va împărți și analiza pe sectoare specifice.

Primul sector analizat este cel din figura 2.19. și corespunde pentru zona mișcării șenilei între punctele 1 și 2, când șenila aflată în contact cu calea de rulare se desprinde de calea de rulare în punctul 1 și de ultima rolă de sprijin în punctul 2. Cu notațiile din figură, în sistemul XOZ se pot scrie coordonatele unui punct oarecare M astfel:

$$\begin{aligned} x &= r_2\theta - r_2 \sin \theta = r_2(\theta - \sin \theta) = r_2(\omega_2 t - \sin \omega_2 t) \\ z &= r_2 - r_2 \cos \theta = r_2(1 - \cos \theta) = r_2(1 - \cos \omega_2 t) \end{aligned} \quad (2.77.)$$

Viteza punctului M este suma vitezelor de translație și tangentă la traiectorie (egală cu cea de translație). Din compunerea lor se obține o viteză rezultantă (v_{rez}) a cărei direcție depinde de unghiul θ și care se descompune în componentele după cele două axe v_x și v_z :

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{dx}{dt} = \omega_2 r_2 (1 - \cos \omega_2 t) = v_t (1 - \cos \theta) \\ v_z &= \frac{dz}{dt} = \omega_2 r_2 \sin \omega_2 t = v_t \sin \theta \end{aligned} \quad (2.78.)$$

Componenta v_x are valori între zero în punctul 1 ($\theta = 0$) și valoarea maximă corespunzător punctului 2 ($\theta = \theta_1$), respectiv $v_{x_{max}} = v_t (1 - \cos \theta_1)$.

Componenta v_z , normală la calea de rulare, are și ea valori cuprinse între zero în punctul 1 și valoarea maximă în punctul 2, respectiv $v_{z_{max}} = v_t \sin \theta_1$.

În mod corespunzător vom avea și accelerațiile după cele două axe, de forma:

$$\begin{aligned} a_x &= \omega_2^2 r_2 \sin \omega_2 t = \omega_2^2 r_2 \sin \theta \\ a_z &= \omega_2^2 r_2 \cos \omega_2 t = \omega_2^2 r_2 \cos \theta \end{aligned} \quad (2.79.)$$

Lungimea arcului de cicloidă pe care o descrie punctul M la parcurgerea sectorului 1-2 pe conturul șenilei va fi:

$$S_{1-2} = \int_0^{\theta_1} \sqrt{dx^2 + dz^2} = 4r_2 \left(1 - \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \quad (2.80.)$$

Pe sectorul 2-3 un punct oarecare M se va deplasa pe o traiectorie dreaptă și cu viteză constantă ($v_{rez} = ct$). Din figura 2.20. se poate determina mărimea vitezei rezultante pe sectorul 2-3:

$$v_{rez} = 2v_t \sin \frac{\theta_1}{2} \quad (2.81.)$$

Direcția vitezei rezultante este înclinată față de calea de rulare cu unghiul $\frac{\pi - \theta_1}{2}$.

Lungimea parcursă de punctul M pe sectorul 2-3 se determină din mișcarea uniformă a sa:

$$S_{2-3} = v_{rez} t_{2-3} = 2L_{2-3} \sin \frac{\theta_1}{2} \quad (2.82.)$$

În relația de mai sus t_{2-3} este timpul în care punctul M parcurge distanța dintre cele două puncte L_{2-3} .

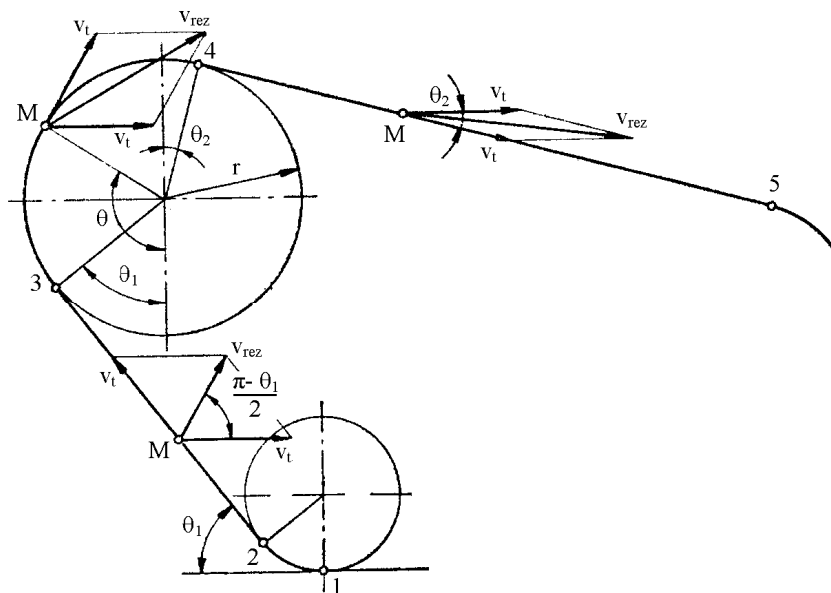


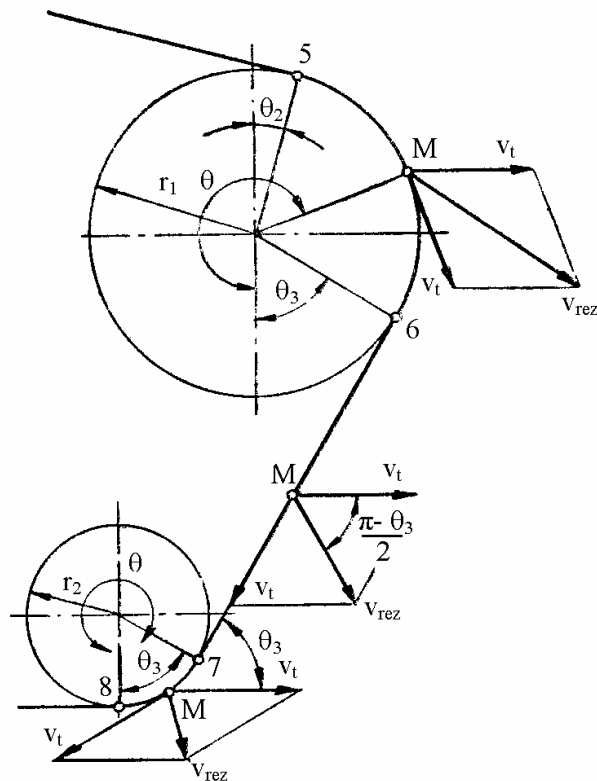
Fig. 2.20. Cinematica unui punct de pe șenilă pe sectoarele 2-3, 3-4 și 4-5

Pe sectorul 3-4 punctul M se va deplasa după o cicloidă asemănătoare cu cea de pe sectorul 1-2, cu mențiunea că unghiul θ va avea valori între $\theta_1 \dots \pi + \theta_2$. Viteza și accelerația rezultante pentru punctul M vor fi:

$$v_{rez} = 2v_t \sin \frac{\theta}{2} \quad (2.83.)$$

$$a_{rez} = \omega_m^2 r$$

Fig. 2.20. Cinematica unui punct de pe șenilă pe sectoarele 5-6, 6-7 și 7-8



Lungimea traiectoriei parcurse de punctul M în sectorul 3-4 va fi:

$$S_{3-4} = 2L_{3-4} \sin \frac{\theta_1}{2} \quad (2.84.)$$

unde L_{3-4} este lungimea arcului de cerc dintre cele două puncte.

Pe sectorul 4-5 un punct M de pe șenilă va avea o mișcare rectilinie cu viteză constantă:

$$v_{rez} = 2v_t \cos \frac{\theta_2}{2} \quad (2.85.)$$

Lungimea parcursă de punctul M pe sectorul 4-5 se determină în mod similar ca pe sectorul 2-3:

$$S_{4-5} = 2L_{4-5} \cos \frac{\theta_2}{2} \quad (2.86.)$$

unde L_{4-5} este distanța dintre cele două puncte ale sectorului.

Pe sectorul 8-1 șenila este imobilă fiind în contact cu solul și cinematica unui punct se pe șenilă va corespunde mișcării de translație a tractorului cu

viteza v_T , pe lungimea de sprijin pe sol $L_{8-1} = S_{8-1}$ ($S_{8-1} = v_T t$).

Cu aceste date se poate stabili traiectoria descrisă de un punct de pe șenilă, care este de forma unei cicloide specifice (fig. 2.21.).

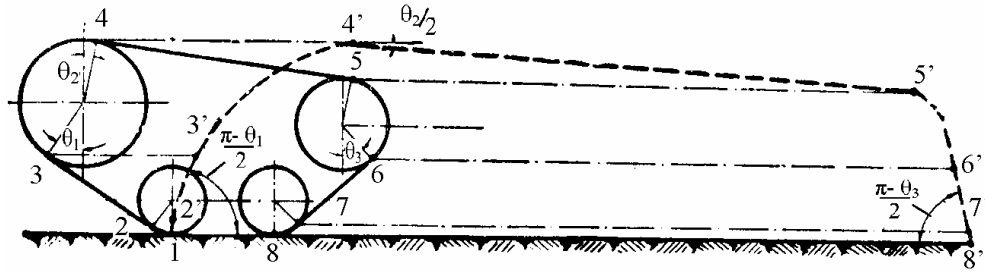


Fig. 2.21. Traiectoria descrisă de un punct de pe șenilă la deplasarea pe o cale de rulare orizontală

Pentru studiul dinamicii echipamentului de rulare cu șenile, se au în vedere forțele și momentele care acționează asupra acesteia (fig. 2.22.)

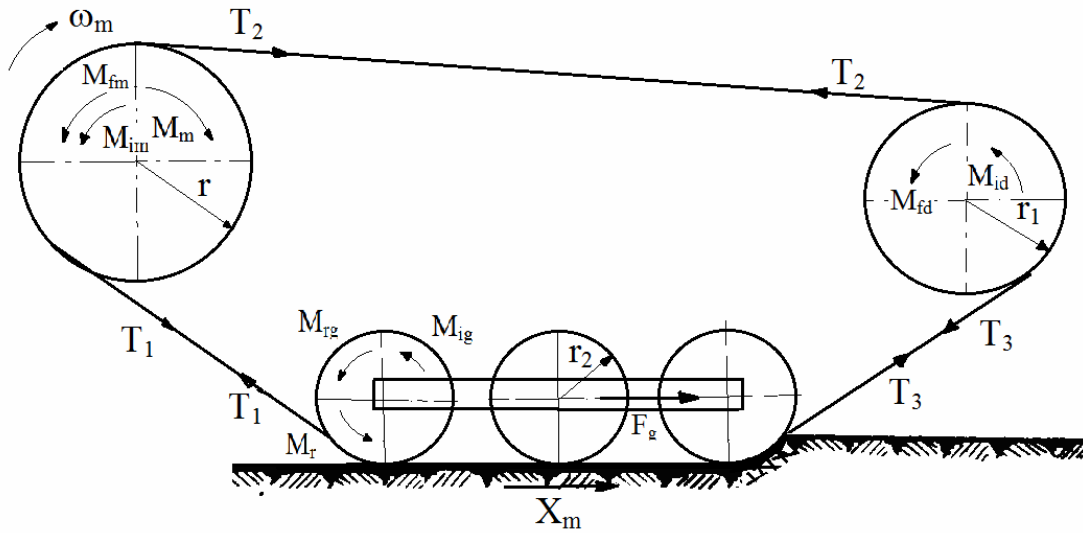


Fig. 2.22. Schema forțelor și momentelor ce acționează asupra șenilei

Pentru roata motoare ecuația de echilibru a momentelor este:

$$r(T_1 - T_2) = M_m - M_{fm} - M_{im} \quad (2.87.)$$

unde: M_m - momentul motor redus la roata motoare;

M_{fm} - momentul de frecare dintre elementele șenilei și roata motoare în timpul angrenării, la care se adaugă frecările din articulațiile șenilei pe zona de înfășurare a acesteia;

M_{im} - momentul de inerție al roții și maselor de pe roata motoare, precum și a porțiunii din șenilă înfășurată pe ea.

$$T_1 - T_2 = \frac{M_m - M_{fm} - M_{im}}{r} \quad (2.88.)$$

Pentru roata de ghidare sau întindere a șenilei, ecuația de echilibru a momentelor este:

$$(T_3 - T_2)r_1 = M_{fd} + M_{id} \quad (2.89.)$$

unde: M_{fd} - momentul de frecare din lagărele roții, din articulațiile șenilei pe zona de desfășurare și dintre șenilă și roata de ghidare în timpul angrenării;

M_{id} - momentul de inerție al roții de ghidare și al mișcării neuniforme a șenilei.

Ecuația de momente al ansamblului de cărucior cu role este:

$$F_g r_2 = M_r + M_{rg} + M_{ig} \quad (2.90.)$$

unde: M_r - momentul de rezistență la rularea roților de sprijin pe elementele constructive ale șenilei.

M_{rg} - momentul de frecare din lagărele roților de sprijin;

M_{ig} – momentul de inerție a roților de sprijin și a elementelor de șenilă aferente.

Pe suprafața de contact a șenilei cu calea de rulare se poate scrie:

$$X_m = T_1 - T_3 - F_g \quad (2.91.)$$

Componenta X_m este forța necesară pentru învingerea tuturor rezistențelor externe care se opun înaintării tractorului.

Din relația (2.71.) se scoate T_1 după care ambii membri se scad cu T_2 și rezultă:

$$T_1 - T_2 = X_m + (T_3 - T_2) + F_g \quad (2.92.)$$

Dacă se ține cont de relațiile (2.88.), (2.89.) și (2.90.), relația de mai sus capătă forma:

$$\frac{M_m + M_{fm} + M_{im}}{r} = X_m + \frac{M_{fd} + M_{id}}{r_1} + \frac{M_r + M_{rg} + M_{ig}}{r_2} \quad (2.93.)$$

Din relația de mai sus se poate determina mărimea momentului motor necesar pentru a fi aplicat la roata motoare.

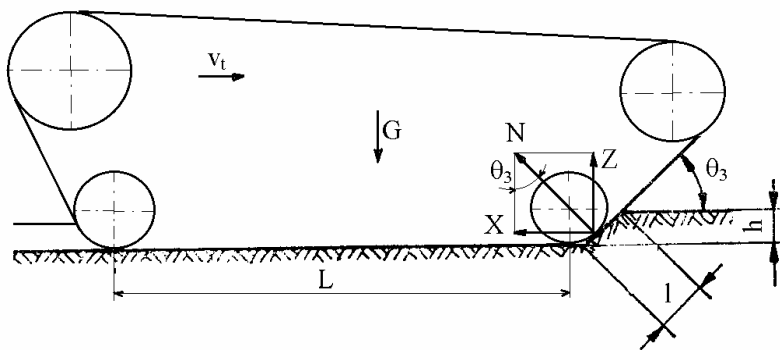


Fig. 2.23. Deformarea solului la rulare a șenilei pe o suprafață plană

Deoarece echipamentele de rulare cu șenile sunt utilizate la echiparea tractoarelor, care se deplasează pe sol prelucrat sau neprelucrat, este necesar de determinat rezistența la rulare din condiția de aderență și a presiunii exercitate asupra solului.

Se consideră că forța totală de rezistență la rulare este alcătuită din două componente:

- suma rezistențelor interne F_s ce apar ca urmare a frecărilor din întregul mecanism al șenilei;
- rezistențele externe X ce iau naștere mai ales la deformarea în plan vertical a solului.

Mărimea rezistențelor interne se poate determina în funcție de momentul redus la roata motoare M_s și care corespunde pierderilor prin frecare ($F_s = M_s / r$).

Pentru determinarea rezistenței cauzată de deformarea solului pe direcție verticală (fig. 2.23.), se pun următoarele condiții:

- deformarea pe verticală a solului are loc în zona de contact a șenilei situată sub prima rolă de sprijin;
- greutatea sau sarcina este uniform distribuită pe toată suprafața de sprijin a șenilei;
- pe zona de deformare a solului sarcina este repartizată liniar, de la zero și până la valoarea cu care apasă întreaga șenilă pe sol (presiunea p).

Ca urmare a apăsării șenilei pe sol apare reacțiunea normală N și care se descompune după cele două direcții: pe verticală Z și paralelă cu solul X .

Considerând că rezistențele externe sunt aproximativ egale cu reacțiunea X , din figură se poate scrie:

$$X = N \sin \theta_3 \quad (2.94.)$$

Dacă se ține cont de variația liniară a presiunii în zona de deformare a solului, atunci reacțiunea N va avea forma:

$$N = 2 p_{med} b l = c h_0 b l \quad (2.95.)$$

În relația de mai sus $p_{med} = p / 2 = c h_0$ (c este coeficientul de rigiditate a solului iar h_0 este deformarea verticală a sa), b este lățimea șenilei iar l este lungimea zonei de deformare a solului.

Înlocuind pe N în relația (2.74.) se obține X expresia:

$$X = cbh_0 l \sin \theta_3 = cbh_0^2 \quad (2.96.)$$

Din ipoteza a doua, cu privire la distribuirea uniformă a sarcinii pe toată suprafața șenilei, deformarea verticală a solului va fi $h_0 = G / 2cbL$, iar relația de mai sus capătă forma:

$$X = \frac{G^2}{4cbL^2} \quad (2.97.)$$

Pentru a reduce valoarea rezistențelor externe se recomandă mărirea lungimii șenilei și mai puțin a lățimii acesteia.

Ca și în cazul echipamentului de rulare pe roți, coeficientul de rezistență la rulare se determină ca raportul dintre forța de rezistență la rulare și sarcina pe roata motoare, în acest caz greutatea tractorului:

$$f = \frac{F_s + X}{G} \quad (2.98.)$$

Ca urmare a ipotezelor simplificatoare admise, acest calcul este unul teoretic. În practică coeficientul de rezistență la rulare se determină în mod similar ca la echipamentul de rulare cu roți.

Nivelul pierderilor pe putere ca urmare a patinării este dat de aderența șenilei cu calea de rulare. Se apreciază că aderența este realizată pe de o parte, ca urmare a frecărilor dintre șenile și sol, iar pe de altă parte de reacțiunile solului ca urmare a presării de către pintenii de pe suprafața șenilei, în sens opus deplasării.

În aceste condiții, forța tangențială la roate motoare este o sumă a doi termeni ce corespund fenomenelor prezentate anterior:

$$F_m = \mu G + \sigma \sum A_v \quad (2.99.)$$

în care: μ - coeficientul de frecare dintre șenilă și sol;

σ - tensiunea medie la comprimare a solului;

$\sum A_v$ - suma ariilor proiecțiilor pe planul normal la suprafața solului a pintenilor care se află în contact cu solul la un moment dat.

Patinarea șenilelor se poate exprima similar ca la echipamentul de rulare pe roți, în raport cu viteza teoretică, respectiv viteza reală $\delta = 1 - v / v_t$. Dacă se notează cu ΔL deformația tangențială produsă solului de fiecare pinten de pe suprafața șenilei, până când acesta iese din sol, coeficientul patinării va fi:

$$\delta = \frac{\Delta L}{L} \quad (2.100.)$$

Valoarea maximă a deformației solului se produce la o valoare maximă a tensiunii ($\sigma_{\max} = \xi \sigma = c \Delta L$), ξ fiind un coeficient de deformare a solului. Exprimând pe σ din relația (2.79.) se obține pentru deformația maximă ΔL relația:

$$\Delta L = \xi \frac{F_m - \mu G}{c \sum A_v} \quad (2.101.)$$

și rezultă pentru coeficientul patinării expresia:

$$\delta = \xi \frac{F_m - \mu G}{cL \sum A_v} \quad (2.102.)$$

În cazul în care deplasarea tractorului se face într-un regim stabil, pe o suprafață orizontală și cu viteză redusă (rezistența aerului este neglijabilă), atunci $F_m - \mu G \cong F_t$, iar coeficientul de patinare va fi:

$$\delta = \xi \frac{F_t}{cL \sum A_v} \quad (2.103.)$$

Determinarea coeficientului de patinare se face pe cale experimentală, ținând cont de faptul că raza dinamică este constantă, în mod similar ca la autovehiculele pe roți. Se calculează numărul de rotații al roții motoare pentru parcurgerea unei distanțe prestabilite (n_1) și se numără rotațiile roții motoare la deplasarea cu patinare pe aceeași distanță (n_2):

$$\delta = 1 - \frac{n_2}{n_1} \quad (2.104.)$$

Coeficientul de aderență al șenilei la deplasarea pe sol este dat de raportul:

$$\varphi = \frac{F_{m \max}}{G} \cong \frac{X_{\max}}{G} \quad (2.105.)$$

Forța $F_{m \max}$ se exprimă din relația (2.28.):

$$F_{m \max} = \mu G + \frac{\delta_{\max} cL \sum A_v}{\xi} \quad (2.106.)$$

Se obține pentru coeficientul de aderență relația:

$$\varphi = \mu + \frac{\delta_{\max} cL \sum A_v}{\xi G} \quad (2.107.)$$

Tabelul 2.4. Valorile coeficientului de aderență și a coeficientului rezistență la rulare pentru rularea șenilelor pe diferite categorii de sol

Categoria de drum	φ	f
Drum de pământ argilos bătătorit și uscat	1,0	0,06
Drum de pământ tip cernoziom bătătorit și uscat	0,9	0,07
Drum nisipos bătătorit și uscat	1,1	0,06
Drum nisipos		
- uscat	0,4	0,19
- umed	0,5	0,10
Drum de zăpadă bătătorită	0,6	0,06
Sol arat		
- arătură proaspătă	0,6	0,11
- arătură așezată	0,7	0,08
Făneată		
- necosită	0,6	0,07
- cosită	1,2	0,08
Miriște umedă	0,9	0,08
Sol nisipos		
- umed	0,5	0,10
- uscat	0,4	0,15

În tabelul 2.4. sunt prezentate valorile medii ale coeficientului de aderență și coeficientului de rezistență la rulare, pentru tractoarele cu șenile care se deplasează pe diverse categorii de drumuri. Se constată faptul că valorile medii ale coeficientului de aderență sunt mai mari comparativ cu cele de la roțile cu pneuri. În cazul în care solul pe care se deplasează tractorul cu șenile are o rigiditate suficient de mare, rezistând la angrenarea pintenilor cu solul, pentru coeficientul de aderență se obțin valori supraunitare.

III. BILANȚUL FORTELOR ȘI PUTERILOR LA MIȘCAREA AUTOVEHICULELOR

În timpul deplasării autovehiculului pe o cale de rulare, în funcție de caracteristicile acesteia și a regimului de viteză, asupra sa acționează forțe motoare și forțe de ce se opun mișcării.

3.1. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al automobilului

Pentru un automobil care se deplasează pe o cale de rulare înclinată cu unghiul α cu viteza v , asupra sa vor acționa forțele și momentele din figura 3.1.

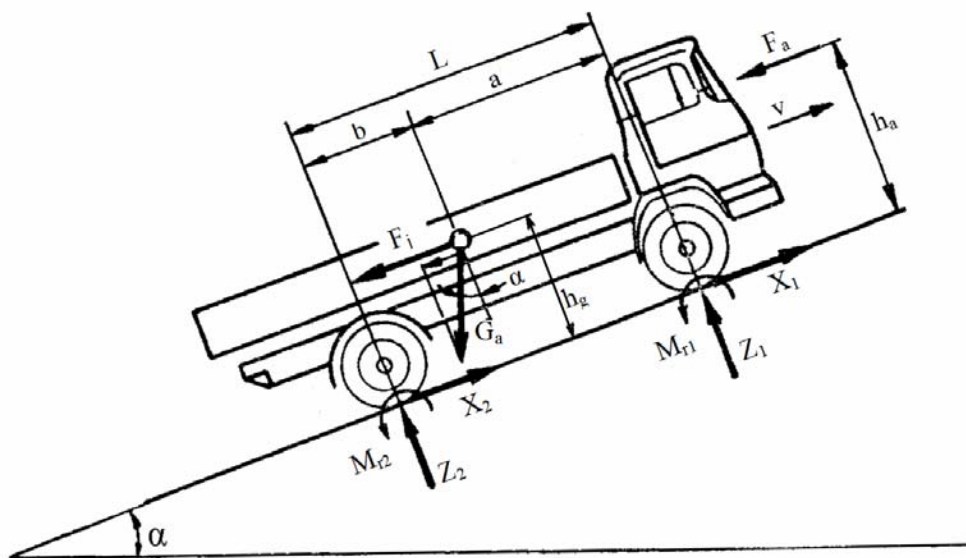


Fig. 3.1. Schema forțelor și momentelor care acționează asupra automobilului în plan longitudinal

Forța de rezistență la rulare F_r , a cărei expresie este dată de relația:

$$F_r = fG_a \cos \alpha \quad (3.1.)$$

În relația de mai sus G_a este greutatea totală a automobilului (greutatea proprie și sarcina utilă).

Momentul de rezistență la rulare M_r reprezintă suma momentelor de rezistență la rulare aferente roților de la puntea din față, respectiv de la puntea din spate a automobilului:

$$M_r = M_{r1} + M_{r2} = F_r r = frG_a \cos \alpha \quad (3.2.)$$

Forța de rezistență la urcarea (coborârea) pantei F_p este dată de componenta greutății automobilului în lungul pantei:

$$F_p = \pm G_a \sin \alpha \quad (3.3.)$$

Forța de rezistență a aerului F_a se datorează frecării dintre suprafața automobilului și aerul cu care vine în contact, precum și de rezistența la presiune și formarea de turbioane cauzate de forma automobilului.

Pentru stabilirea acestei forțe ține cont de presiunea dinamică a aerului care se exercită asupra unui corp în mișcare q , coeficientul de rezistență aerodinamic a aerului C_x și de aria secțiunii transversale a automobilului A :

$$F_a = C_x A q = C_x A \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3.4.)$$

Pentru condițiile atmosferice standard și viteza automobilului exprimată în m/s, forța de rezistență a aerului va avea expresia:

$$F_a \cong 0.613 C_x A v^2 \quad (3.5.)$$

Forța de tracțiune la roata motoare F_m se determină cu relația:

$$F_m = \frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r} \quad (3.6.)$$

în care M_e : momentul motor efectiv;

i_{tr} – raportul total al transmisiei automobilului pentru o treaptă de viteză;

η_{tr} – randamentul transmisiei automobilului;

r – raza roții motoare.

Din condiția de aderență, forța de tracțiune maximă a automobilului este limitată în funcție și de modul de tracțiunea (2x4 sau 4x4):

$$\begin{aligned} 4x2 &\Rightarrow F_{m \max} = \varphi Z_2 \\ 4x4 &\Rightarrow F_{m \max} = \varphi (Z_1 + Z_2) = \varphi G_a \cos \alpha \end{aligned} \quad (3.7.)$$

Forța de rezistență la accelerarea automobilului sau forța de inerție F_i se determină cu relația:

$$F_i = \frac{G_a}{g} \delta_{rot} \frac{dv}{dt} \quad (3.8.)$$

În relația de mai sus δ_{rot} este coeficientul de influență al maselor în mișcare de rotație al automobilului și pentru calculele curente se aproximează cu relația:

$$\delta_{rot} = 1 + 0,001 i_{tr}^2 \quad (3.9.)$$

Tot pentru calculele obișnuite, variația de viteză în cazul accelerării automobilului dv/dt se alege în intervalul 0,2 – 0,4 m/s².

Reacțiunile normale ale solului asupra roților se determină cu ajutorul ecuațiilor de momente față de punctele de contact ale punților față, respectiv punții spate.

$$\begin{aligned} Z_2 L - F_a h_a - F_i h_g - a G_a \cos \alpha - h_g G_a \sin \alpha &= 0 \\ Z_1 L + F_i h_g + F_a h_a + h_g G_a \sin \alpha - b G_a \cos \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (3.10.)$$

Pentru unghiul pantei egal cu zero, viteza de deplasare constantă și $h_g = h_a$ relațiile de mai sus se simplifică.

Bilanțul de tracțiune al automobilului se obține prin însumarea tuturor forțelor paralele cu suprafața de rulare:

$$F_m = F_r + F_i + F_a + F_p \quad (3.11.)$$

sau:

$$\frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r} = f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha + C_x A \frac{1}{2} \rho v^2 + \frac{G_a}{g} \delta_{rot} \frac{dv}{dt} \quad (3.12.)$$

Acest bilanț de tracțiune pentru o singură treaptă de viteză este prezentat grafic în figura 3.2. În mod similar se poate trasa bilanțul de tracțiune pentru toate treptele de viteză ale automobilului.

În acest grafic punctul 1 corespunde vitezei maxime de deplasare a automobilului. Dacă se micșorează la F'_m forța la roata motoare (punctul de funcționare se mută din 1 în 2, iar viteza automobilului este v'), segmentul 2-3 din diagramă reprezintă de fapt forța disponibilă a automobilului pentru accelerare. Acest lucru este valabil pentru valori pozitive ale unghiului pantei. Pentru valori negative forța datorată pantei se adaugă forței motoare, iar forța disponibilă pentru accelerare crește.

Bilanțul de tracțiune se poate utiliza pentru stabilirea acelor rezistențe pe care automobilul le poate învinge la o anumită viteză, în mod similar procedându-se pentru toate treptele de viteză, fapt ce permite alegerea unui regim de viteză în funcție de caracteristicile căii de rulare.

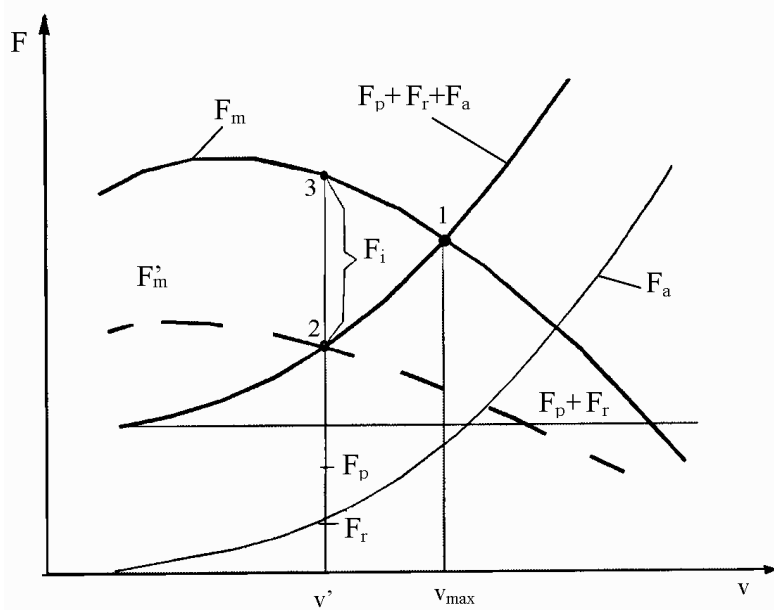


Fig. 3.2. Reprezentarea grafică a bilanțului de tracțiune al unui automobil (variația forțelor în funcție de viteză) pentru o treaptă de viteză

Pentru rezolvarea unor probleme mai complicate de cinematica și dinamica automobilului, ecuația bilanțului de tracțiune se exprimă sub forma:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{G_a \delta_{rot}} (F_m - F_r - F_p - F_a) \quad (3.13.)$$

Relația reprezintă ecuația diferențială de mișcare a automobilului.

Bilanțul de putere al unui automobil arată modul în care este

distribuită puterea efectivă a motorului P_e pentru învingerea tuturor rezistențelor care se opun deplasării. La modul cel mai general ecuația bilanțului de putere are forma:

$$P_e = P_{tr} + P_r + P_p + P_i + P_a + P_\delta \quad (3.14.)$$

Puterea pierdută în transmisia energiei de la motor la roata motoare P_{tr} se determină cu relația:

$$P_{tr} = (1 - \eta_{tr}) P_e \quad (3.15.)$$

Puterea necesară învingerii rezistenței la rulare a automobilului se determină cu relația:

$$P_r = \frac{v F_r}{10^3} = \frac{v f G_a \cos \alpha}{10^3} \quad (3.16.)$$

Puterea necesară învingerii rezistenței datorate pantei căii de rulare se determină cu relația:

$$P_p = \frac{v F_p}{10^3} = \frac{v G_a \sin \alpha}{10^3} \quad (3.17.)$$

Puterea necesară învingerii forțelor de inerție la accelerare se determină cu relația:

$$P_i = \frac{v F_i}{10^3} = v \frac{G_a}{g} \frac{\delta_{rot}}{10^3} \frac{dv}{dt} \quad (3.18.)$$

Puterea care se pierde ca urmare a patinării roților motoare se determină cu relația:

$$P_\delta = \frac{\delta F_m v}{10^3 (1 - \delta)} \quad (3.19.)$$

Puterea necesară învingerii rezistenței aerului se determină cu relația:

$$P_a = \frac{v F_a}{10^3} = \frac{C_x A \rho v^3}{2 \cdot 10^3} \quad (3.20.)$$

Se obține astfel relația bilanțului de putere sub forma generală:

$$P_e = (1 - \eta_{tr}) P_e + \frac{v f G_a \cos \alpha}{10^3} + \frac{v G_a \sin \alpha}{10^3} + v \frac{G_a}{g} \frac{\delta_{rot}}{10^3} \frac{dv}{dt} + \frac{\delta F_m v}{10^3 (1 - \delta)} + \frac{C_x A \rho v^3}{2 \cdot 10^3} \quad (3.21.)$$

Relația se simplifică la deplasarea automobilului pe o suprafață orizontală, într-un regim de viteză constantă și prin neglijarea pierderilor ca efect al patinării roților motoare.

Și în acest caz se reprezintă grafic ecuația bilanțului de putere pentru o treaptă de viteză (fig. 3.3.). Punctul 1 din grafic corespunde vitezei maxime a automobilului pentru treapta de viteză la care

s-a făcut reprezentarea și se află la intersecția curbei puterii la roata motoare ($P_m = P_e - P_{tr}$) cu suma puterilor rezistente, caz în care puterea disponibilă pentru accelerare este egală cu zero.

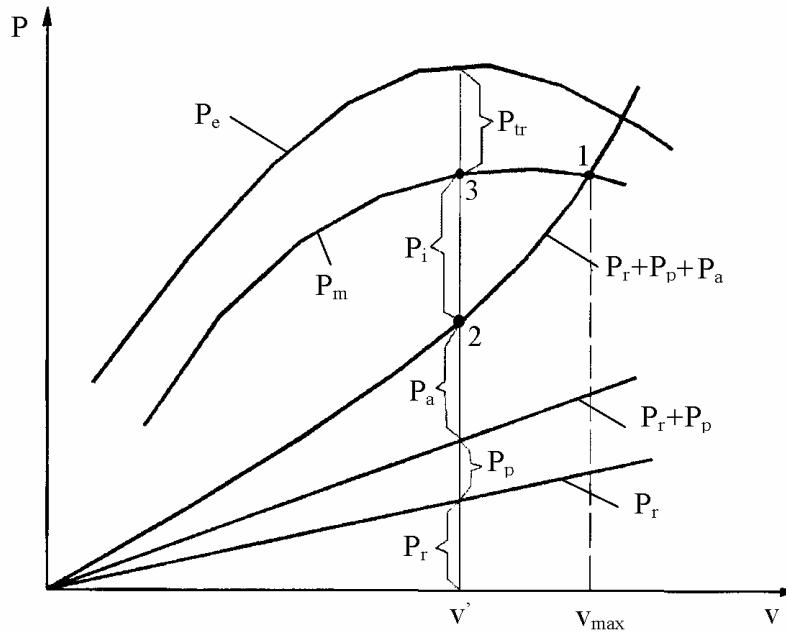


Fig. 3.3. Reprezentarea grafică a bilanțului de putere al automobilului

Pentru o viteză $v' < v_{max}$ punctul de funcționare trece din 1 în 2, iar segmentul 2 – 3 reprezintă puterea disponibilă pentru accelerarea automobilului.

3.2. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al tractorului

În ceea ce privește tractoarele, acestea se studiază în funcție de cele două sisteme de rulare: pe roți și pe șenile.

Pe de altă parte, tractorul lucrează de regulă în agregat cu mașini agricole purtate, semipurtate sau tractate, fiind parte componentă a unui agregat agricol.

3.2.1. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al tractorului pe roți

La studiul bilanțului de tracțiune al tractoarelor pe roți se va ține cont de forțele exterioare care se opun deplasării tractorului (fig. 3.4.)

În cazul tractoarelor pe roți, în plus față de automobile, apare forța de tracțiune necesară acționării mașinii agricole F_t , ca și componentă paralelă cu solul, prin descompunerea forței de rezistență F_{rez} opusă de către mașina agricolă.

Forța motoare F_m sau forța tangențială de tracțiune, care este orientată în sensul deplasării tractorului, se determină cu relația (3.6.).

Forța de rezistență la rulare F_r se calculează, în ipoteza că coeficienții de rezistență la rulare ai roților față și spate sunt egali, cu relația:

$$F_r = f(Z_1 + Z_2) = fG_a \cos \alpha \quad (3.22.)$$

În relația de mai sus f este coeficientul de rezistență la rulare al tractorului, iar G_a este greutatea agregatului (greutatea tractorului la care se adaugă cota parte din greutatea mașinii care se repartizează pe tractor).

Forța de rezistență a pantei se determină cu relația:

$$F_p = \pm G_a \sin \alpha \quad (3.23.)$$

The diagram illustrates a mechanical system consisting of two wheels, labeled 1 and 2, resting on an inclined plane. The plane is inclined at an angle α relative to the horizontal. The distance between the centers of the wheels is L . The radius of wheel 1 is r_1 and the radius of wheel 2 is r_2 . The center of mass of the system is at a height h_g from the inclined plane. A force F_i is applied to the system at a height h_g from the inclined plane, making an angle α with the vertical. The reaction forces at the contact points are Z_1 and Z_2 . The distance from the center of mass to the point of application of F_i is a . The distance from the center of mass to the point of application of F_t is b . The distance from the center of mass to the point of application of F_{rez} is c . The force F_t is applied at a height h_c from the inclined plane, making an angle γ with the horizontal. The reaction force F_{rez} is applied at a height h_c from the inclined plane, making an angle α with the horizontal. The reaction force F_a is applied at a height h_a from the inclined plane, making an angle α with the horizontal. The velocity v is directed upwards along the inclined plane.

Forța de rezistență a aerului F_a se poate calcula folosind relația (3.4.). Cu toate acestea, în cazul tractoarelor utilizate la lucrările agricole, ca urmare a vitezelor mici de lucru această forță de rezistență se neglijează.

Forța de rezistență specifică mașinii agricole F_t cu care tractorul este în agregat, depinde de tipul mașinii agricole, caracteristicile tehnice, viteza de lucru, lățimea de lucru, caracteristicile fizico-mecanice ale solului, etc.

$$F_t = K_a a B_l \quad (3.24.)$$

a - adâncimea arăturii;

Tabelul 3.1. Rezistența specifică la arat pentru diferite tipuri de sol

Tipul de sol	K_a , în MN/m ²
Soluri nisipoase și nisipo-lutoase	<0,035
Soluri lutoase și argilo-nisipoase	0,035-0,055
Soluri argiloase și argilo lutoase grele	0,055-0,080
Soluri argiloase uscate	0,08-0,14
Soluri întelenite	0,12-0,16

$$F_l = K_s B_l \quad (3.25.)$$

Atunci când tractorul lucrează în agregat cu mai multe mașini agricole în același timp, rezistența totală opusă de acestea este suma rezistențelor tuturor mașinilor care formează agregatul.

Tabelul 3.2. Rezistența specifică pentru diverse lucrări și tipuri de mașini agricole

Lucrarea executată	Utilajul sau mașina agricolă utilizată	K _s , în kN/m
Grăpat	Grapa cu colți	0,4-1,1
	Grapa cu discuri netede	2,0-3,25
	Grapa grea cu discuri	3,0-4,5
Cultivat	Cultivator cu organe de extirpare tip săgeată	1,1-2,5
Prășit culturi prășitoare	Sapa rotativă	0,6-1,1
	Cultivator prășitor	1,2-1,8
Semănat cereale păioase	Mașini de semănat universale	1,0-1,4
Semănat culturi prășitoare	Mașini de semănat în cuiburi	0,9-1,4
Cosit ierburi	Cositori purtate	0,5-0,7
	Cositori tractate și acționate de la roțile motoare	0,9-1,4
Greblat plante cosite	Grebla transversală	0,5-0,7
	Grebla oblică	0,7-0,9

Din proiecția tuturor forțelor externe pe suprafața de rulare se obține ecuația bilanțului de tracțiune:

$$F_m = F_r \pm F_i + F_a \pm F_p + F_t \quad (3.26.)$$

$$\frac{M_{e_{tr}} \eta_{tr}}{r} = f G_a \cos \alpha \pm \frac{G_a}{g} \delta_{rot} \frac{dv}{dt} + C_x A \frac{1}{2} \rho v^2 \pm G_a \sin \alpha + K_s B_l \quad (3.27.)$$

Relația de mai sus se poate simplifica atunci când tractorul se deplasează pe o suprafață orizontală ($F_p = 0$), atunci când viteza de deplasare este constantă ($F_i = 0$) și când forța de rezistență a aerului se neglijează.

Reacțiunile verticale ale solului asupra roților tractorului se determină asemănător ca la automobile, scriind ecuațiile de momente față de cele două puncte de contact ale roților cu solul sau calea de rulare.

$$\begin{aligned} Z_1 L + h_g G \sin \alpha + h_g F_i + h_a F_a + h_c F_t - b G \cos \alpha &= 0 \\ Z_2 L - h_g G \sin \alpha - h_g F_i - h_a F_a - h_c F_t - a G \cos \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (3.28.)$$

Bilanțul de putere al tractorului în agregat cu mașină agricolă urmărește modul în care este distribuită puterea efectivă a motorului pentru a învinge toate rezistențele care se opun deplasării acestuia. Relația generală are forma:

$$P_e = P_{tr} + P_r \pm P_p \pm P_i + P_a + P_\delta + P_t + P_{ep} \quad (3.29.)$$

Puterea pierdută în transmisia energiei de la motor la roata motoare P_{tr} se determină cu relația (3.15.)

Puterea necesară învingerii rezistenței la rulare a tractorului P_r se determină cu relația (3.16.).

Puterea necesară învingerii rezistenței datorate pantei căii de rulare P_p se determină cu relația (3.17.).

Puterea necesară învingerii forțelor de inerție la accelerare P_i se determină cu relația (3.18.).

Puterea care se pierde ca urmare a patinării roților motoare P_δ se determină cu relația (3.19.).

Puterea necesară învingerii rezistenței aerului P_a se determină cu relația (3.20.).

Puterea necesară tracțiunii mașinii agricole din agregat P_t se determină cu relația:

$$P_t = \frac{F_t v}{10^3} \quad (3.30.)$$

Puterea efectivă pentru acționarea mașinii agricole prin priza de putere a tractorului P_{ep} se calculează cu relația:

$$P_{ep} = \frac{P_{pp}}{\eta_p} \quad (3.31.)$$

În relația de mai sus P_{pp} este puterea consumată la priza de putere, iar η_p este randamentul transmisiei mecanice la priza de putere.

Cu aceste notații se obține ecuația bilanțului de putere sub forma:

$$P_e = (1 - \eta_{tr})P_e + \frac{vfG_a \cos \alpha}{10^3} \pm \frac{vG_a \sin \alpha}{10^3} \pm v \frac{G_a}{g} \frac{\delta_{rot}}{10^3} \frac{dv}{dt} + \frac{C_x A \rho v^3}{2 \cdot 10^3} + \frac{\delta F_m v}{10^3(1 - \delta)} + \frac{F_t v}{10^3} + \frac{P_{pp}}{\eta_p} \quad (3.32.)$$

Cu aceste date se poate reprezenta grafic ecuația bilanțului de putere pentru tractorul pe roți, în mod asemănător ca în cazul automobilului, pentru una sau toate treptele de viteză.

3.2.2. Bilanțul de tracțiune și bilanțul de putere al tractorului pe șenile

Bilanțul de tracțiune al tractorului pe șenile se stabilește în funcție de forțele exterioare ce acționează asupra acestuia în timpul deplasării (fig. 3.5.).

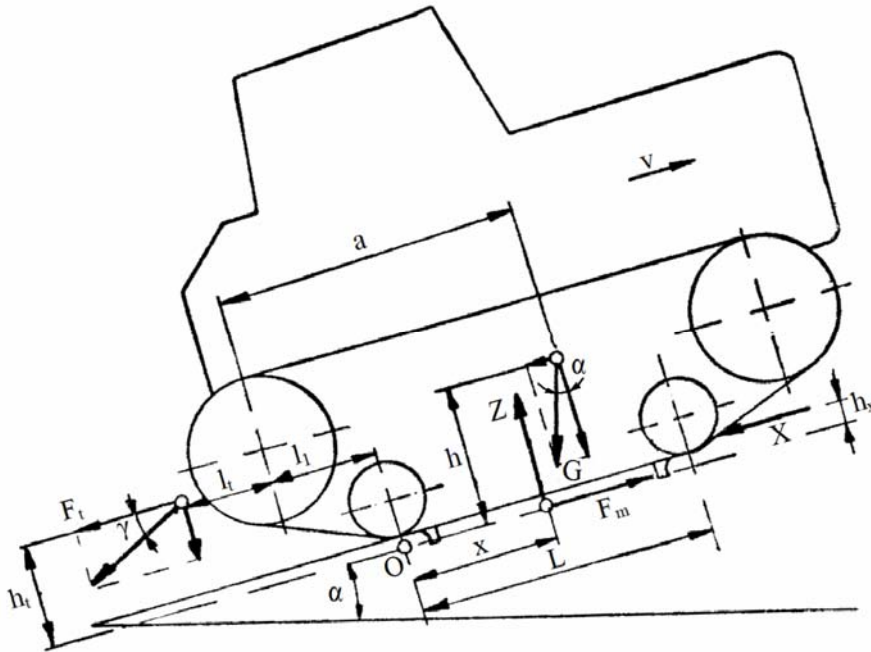


Fig. 3.5. Schema forțelor care acționează asupra tractorului pe șenile

Ca și în cazul tractoarelor pe roți, de regulă tractorul pe șenile lucrează în agregat cu mașini agricole purtate, semipuritate sau tractate.

Deoarece viteza de deplasare a tractoarelor pe șenile este redusă, comparativ cu tractoarele pe roți și cu mult mai mică în comparație cu automobilele, forța de rezistență a aerului este neglijabilă. În aceste condiții ecuația bilanțului de tracțiune este:

$$F_m = F_r \pm F_i \pm F_p + F_t \quad (3.33.)$$

Având în vedere expresiile forțelor rezistente determinate anterior, ecuația bilanțului de tracțiune va fi:

$$\frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r} = fG_a \cos \alpha \pm \frac{G_a}{g} \delta_{rot} \frac{dv}{dt} \pm G_a \sin \alpha + K_s B_l \quad (3.34.)$$

În relația de mai sus G_a este greutatea agregatului (greutatea tractorului la care se adaugă cota parte din greutatea mașinii care se repartizează pe tractor).

De cele mai multe ori, ca urmare a vitezei de deplasare foarte mică, se neglijează și forța de inerție care apare la accelerarea tractorului pe șenile, astfel că relația de mai sus se simplifică în forma:

$$\frac{M_{e_{tr}}^i \eta_{tr}}{r} = fG_a \cos \alpha \pm G_a \sin \alpha + K_s B_l \quad (3.35.)$$

Reacțiunea normală a solului Z se determină din ecuația proiecției forțelor pe direcția normală la suprafața de contact:

$$Z = G_a \cos \alpha + F_t \operatorname{tg} \gamma \quad (3.36.)$$

Se definește centrul de presiune al tractorului pe șenile punctul de aplicație al reacțiunii normale Z , caracterizat prin distanța x față de axul ultimei role de sprijin. O repartizare uniformă a presiunii exercitate de șenilă asupra solului presupune ca acest centru de presiune să se afle în centrul geometric al suprafeței de sprijin. Pentru aceasta, centrul de greutate al tractorului trebuie să se afle la o distanță de $(0,05 - 0,08)L$ față de centrul de presiune.

Atunci când tractorul lucrează în agregat cu o mașină agricolă purtată, o parte din greutatea acesteia se repartizează pe tractor, modificând poziția centrului de greutate și implicit a centrului de presiune (cu distanță x_0 față de centru geometric), fapt ce afectează și repartizarea uniformă a presiunii șenilei pe sol. Mărimea x_0 se determină din ecuația de echilibru a forțelor exterioare.

Funcționarea tractorului pe șenile în agregat cu mașini agricole este caracterizată prin coeficientul de deplasare a centrului de presiune k_p ($k_p = x_0 / L$) și din condiția de stabilitate acesta se recomandă a fi $k_p \leq 1/6$.

Bilanțul de putere al tractorului pe șenile în agregat cu o mașină agricolă, neglijând forța de rezistență a aerului și forța de inerție la accelerare, are expresia generală:

$$P_e = P_{tr} + P_r \pm P_p + P_\delta + P_t + P_{ep} \quad (3.37.)$$

Înlocuind în relația de mai sus relațiile ce definesc puterile se obține ecuația bilanțului de putere ce arată modul de repartizare a puterii efective a motorului pentru învingerea rezistențelor care se opun deplasării:

$$P_e = (1 - \eta_{tr})P_e + \frac{vfG_a \cos \alpha}{10^3} \pm \frac{vG_a \sin \alpha}{10^3} + \frac{\delta F_m v}{10^3(1 - \delta)} + \frac{F_t v}{10^3} + \frac{P_{pp}}{\eta_p} \quad (3.38.)$$

IV. MOTOARE PENTRU AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

4.1. Noțiuni introductive

Pentru acționarea autovehiculelor se utilizează un motor, care este o mașină de forță capabilă să transforme orice formă de energie în energie mecanică. Din acest punct de vedere se pot întâlni motoare care transformă energia electrică, termică sau energia radiației solare în lucru mecanic

Motorul care transformă energia termică, produsă prin arderea unui combustibil, în energie mecanică se numește motor termic. Acest lucru se desfășoară în două faze distincte: arderea combustibilului și degajarea de căldură, respectiv transformarea căldurii degajate în lucru mecanic.

În funcție de locul în care are loc arderea combustibilului se deosebesc motoare termice cu ardere externă și motoare termice cu ardere internă.

Motoarele termice cu ardere externă realizează arderea combustibilului într-un spațiu diferit, separat de motor, aerul necesar arderii nefiind fluidul de lucru pentru motor. Aici sunt incluse mașinile cu abur cu piston și turbinele cu gaze ce lucrează în circuit închis.

Motoarele termice cu ardere internă realizează arderea combustibilului într-un spațiu distinct sau în interiorul motorului, aerul necesar arderii fiind și fluidul de lucru al motorului. Din această categorie cele mai reprezentative sunt motoarele termice cu piston (fig. 4.1.a), la care se mai adaugă motoarele rotative (tip Wankel, Kauertz și Meyer), motoarele tip rachetă (fig. 4.1.c) și turbinele cu gaze în circuit deschis (fig. 4.1.b).

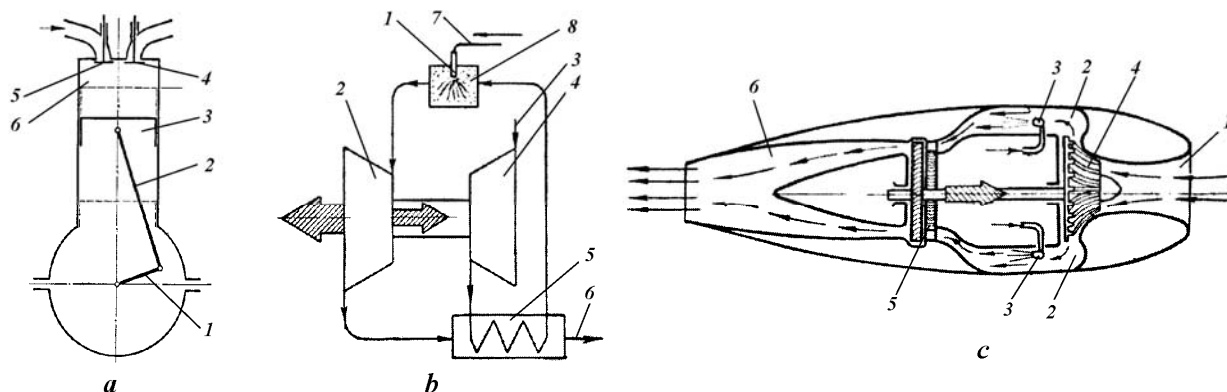


Fig. 4.1. Motoare termice cu ardere internă: **a- cu piston:** 1- arbore motor; 2- bielă; 3- piston; 4- supapă evacuare; 5- supapă admisie; 6- cilindru; **b- cu turbină cu gaze în circuit deschis:** 1- injector combustibil; 2- turbină; 3- admisie aer; 4- compresor; 5- preîncălzitor; 6- evacuare gaze; 7- alimentare cu combustibil; 8- cameră de ardere; **c- tip rachetă cu ardere internă:** 1- admisie aer; 2- cameră de ardere; 3- injektor combustibil; 4- compresor; 5- turbină; 6- ajutor evacuare gaze.

Motoarele termice cu ardere internă cu piston sunt cele mai dezvoltate din punct de vedere tehnologic și sunt utilizate în majoritatea cazurilor la propulsia autovehiculelor, acesta fiind și motivul pentru care ele vor fi studiate în cele ce urmează.

4.1.1. Clasificarea motoarelor termice cu ardere internă cu piston

Cel mai important criteriu de clasificare a motoarelor termice cu piston este modul de aprindere a combustibilului, diferențiindu-le din punct de vedere funcțional și constructiv:

- motoare cu aprindere prin scânteie, simbolizate MAS: aprinderea combustibilului este realizat prin intermediul unei scântei electrice

- motoare cu aprindere prin comprimare, simbolizate MAC: aprinderea combustibilului se realizează prin comprimare și autoaprindere.

În afara celor două grupe mari s-au mai realizat motoare cu cap incandescent (aprinderea se face atât prin comprimarea amestecului combustibil, cât și de la o suprafață caldă), respectiv motoare convertibile (cu unele modificări se poate transforma din MAC în MAS), a căror utilizare a fost limitată.

În funcție de starea de agregare a combustibilului utilizat se deosebesc motoare ce funcționează cu combustibil lichid, motoare ce funcționează cu combustibil gazos și motoare policarburant ce funcționează cu combustibil lichid și gazos.

După modul în care se formează amestecul combustibil se deosebesc:

♦ MAS:

- cu carburator: amestecul aer-combustibil este realizat în afara cilindrului (carburator);
- cu injecție de benzină: combustibilul este injectat direct în cilindru sau în sistemul de

admisie;

♦ MAC cu injecție de motorină: combustibilul este injectat direct în cilindru, către sfârșitul fazei de comprimare;

♦ motor cu amestecător sau motor cu gaz: aerul și gazul sunt amestecate în afara cilindrului (amestecător).

După ciclul motor se deosebesc:

- motoare ce funcționează după un ciclu în patru timpi (motor în patru timpi);
- motoare ce funcționează după un ciclu în doi timpi (motor în doi timpi).

În funcție de modul de răcire sunt:

- motoare la care răcirea se realizează cu ajutorul unui lichid;
- motoare la care răcirea se realizează cu ajutorul aerului.

După modul în care sunt dispuși cilindri în raport cu arborele cotit avem:

- motor vertical, la care cilindrii sunt așezați în poziție verticală deasupra arborelui cotit;
- motor orizontal, la care cilindrii sunt așezați în poziție orizontală, de o singură parte a arborelui cotit;
- motor inversat, la care cilindrii sunt așezați în plan vertical, sub arborele cotit;
- motor înclinat, la care cilindrii sunt așezați înclinat față de un plan vertical;
- motor în linie, la care cilindrii sunt așezați pe un singur rând;
- motor cu cilindri în V, la care cilindrii sunt dispuși pe două rânduri înclinate în formă de V, având un singur arbore cotit;
- motor cu cilindri în X, la care cilindrii sunt dispuși pe patru rânduri defazate, având un singur arbore cotit;
- motor cu cilindri în stea, la care cilindrii sunt așezați în unul sau mai multe grupuri (număr impar de cilindri în grup), cu dispunerea uniformă în jurul unui arbore cotit;
- motor cu cilindri opuși sau motor boxer, la care cilindrii sunt dispuși pe două rânduri în același plan, de o parte și de alta a arborelui cotit;
- motor cu cilindri în H, la care cilindri sunt așezați pe două plane paralele, cu câte două rânduri de cilindri opuși.

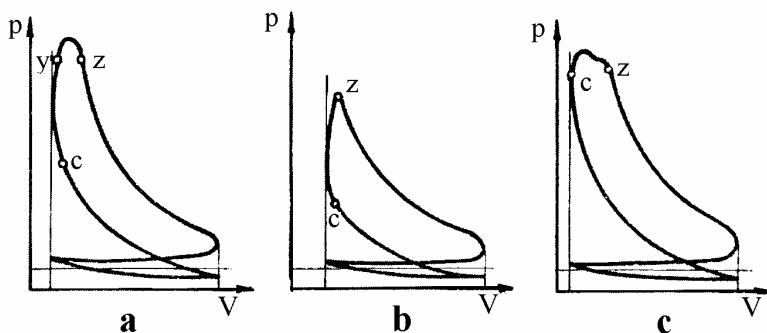


Fig. 4.2. Procese de ardere în motoare

În funcție de caracterul procesului de ardere sunt trei categorii de motoare (fig. 4.2.):

- cu ardere la presiune constantă: ciclul de referință este ciclul Diesel (fig. 4.2.a.);

- cu ardere la volum constant: ciclul de referință este ciclul Otto (fig. 4.2.b.);

- cu ardere mixtă (volum și presiune constantă): ciclul de referință este ciclul Seilinger (fig. 4.2.c.).

În practică, la echiparea automobilelor și tractoarelor se utilizează motoare MAS și MAC la care ciclul funcțional este realizat în patru timpi, ce corespunde la două rotații ale arborelui cotit, respectiv patru curse ale pistonului.

Modul de funcționare al unui motor termic cu piston este urmărit prin intermediul unor diagrame indicate. În figura 4.3. sunt prezentate diagramele indicate pentru un motor termic cu piston în patru timpi, în coordonate presiune-volum ($p - V$) și în coordonate presiune-unghi de rotație a arborelui cotit ($p - \varphi$ RAC).

Pistonul se deplasează în interiorul cilindrului între două poziții limită, numite puncte moarte: punctul mort superior pms (ce corespunde volumului minim al fluidului în interiorul cilindrului) și punctul mort inferior pmi (ce corespunde volumului maxim al fluidului din interiorul cilindrului).

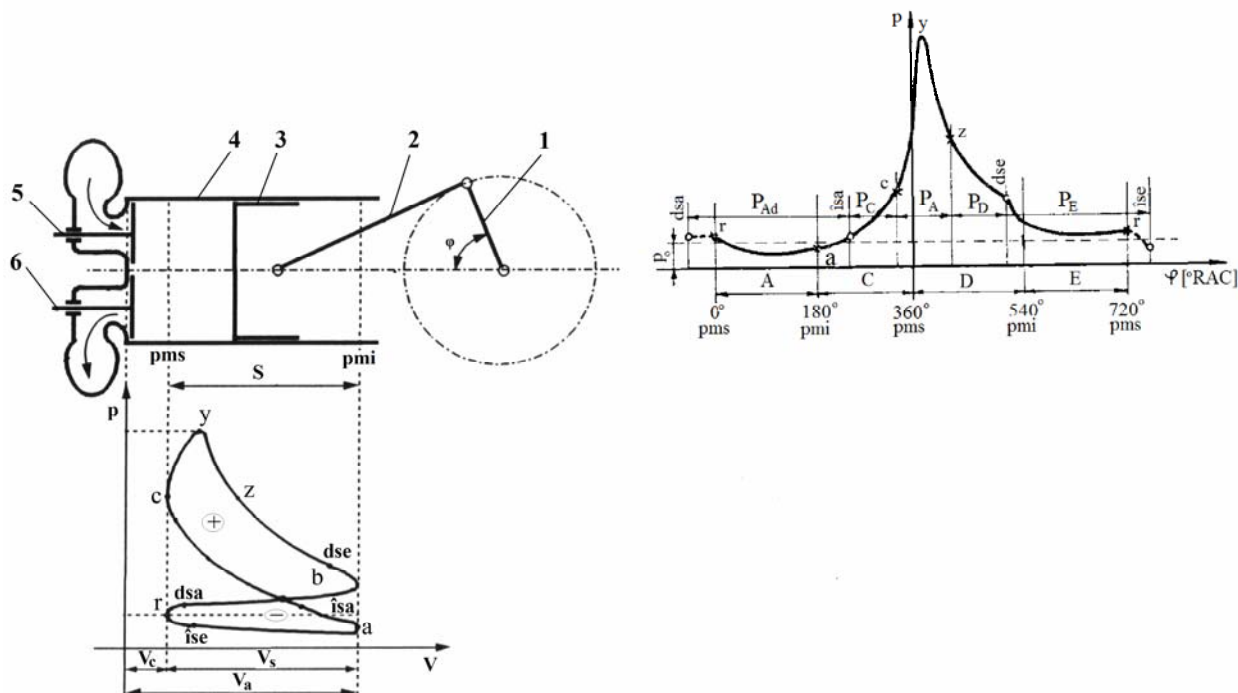


Fig. 4.3. Diagrama indicată pentru motorul în patru timpi în coordonate $p-V$ și $p-\varphi$: 1- manivelă; 2- bielă; 3- piston; 4- cilindru; 5- supapă admisie; 6- supapă evacuare

În diagrama indicată sunt făcute următoarele notații:
A- cursa de admisie a pistonului;

C- cursa de comprimare a pistonului;
D- cursa de destindere a pistonului;
E- cursa de evacuare a pistonului;
dsa/dse- deschiderea supapei de admisie/evacuare;
îsa/îse- închiderea supapei de admisie/evacuare;
V_a- volumul maxim ocupat de fluid;
V_c- volumul minim ocupat de fluid;
V_s- volumul descris de piston într-o cursă;
P_{Ad}- procesul de admisie;
P_c- Procesul de comprimare;
P_A- Procesul de ardere;
P_D- procesul de destindere;
P_E- procesul de evacuare

În cazul motorului se definesc următoarele mărimi:

- diametrul cilindrului sau alezajul *D*;
- cursa pistonului *S* între cele două puncte caracteristice (*p_{mi}* și *p_{ms}*);
- raportul cursă/alezaj $\psi = S/D$, în funcție de care avem motoare subpătrate ($\psi < 1$), motoare pătrate ($\psi = 1$) și motoare suprapătrate ($\psi > 1$);
- cilindreea unitară *V_s*, în cm³, respectiv cilindreea totală $V_t = i \cdot V_s$, *i* fiind numărul de cilindri ai motorului;

• unghiul de rotație a arborelui cotit φ (în ⁰*RAC*), definit ca unghiul format de cotul arborelui cu axa cilindrului; între timpul τ , turația arborelui cotit *n* și unghiul de rotație a arborelui cotit există relația $\varphi = 6n\tau$;

• viteza medie a pistonului *v_{pm}* este aceea viteză cu care pistonul parcurge două curse succesive în timpul $60/n$:
$$v_{pm} = \frac{2S}{60/n} = Sn/30.$$

• raportul volumic de comprimare sau raportul de compresie ε , definit ca raportul dintre volumul maxim și minim ocupat de fluidul motor, $\varepsilon = V_a / V_c$;

• coeficientul de dozaj *d*, reprezintă dintre cantitatea de combustibil și cantitatea de aer care participă la ardere, $d = G_{comb} / G_{aer}$;

Pentru motoarele cu aprindere prin scânteie raportul de comprimare are valori uzuale între 8,5 - 10,5, în timp ce la motoarele cu aprindere prin comprimare are valori mai mari, fiind cuprins între 10,5 - 12, ajungând în unele cazuri la 17 și chiar la 21 - 22 în unele situații speciale.

Pentru motoarele ce echipază tractoare și autocamioane viteza medie a pistonului are valori între 7- 12 m/s, în timp ce la motoarele care echipază autoturismele viteza medie a pistonului are valori între 12 - 17 m/s.

La studierea regimului de funcționare a unui motor trebuie cunoscute sarcina, turația și regimul termic. Pentru funcționarea în regim stabilizat acești factori nu variază în timp, ei variind în timp în regimurile tranzitorii.

Turația motorului se alege în funcție de tipul și destinația sa, fiind importantă în calculele de proiectare și care privesc uzura motorului, masa specifică și puterea litrică.

Turația maximă a unui motor este limitată, pe de o parte de forțele de inerție ce apar în timpul funcționării, iar pe de altă parte de procesul de ardere. În cele mai multe cazuri turația motoarelor cu aprindere prin scânteie are valori între 3200-4500 rot/min la autocamioane și între 4500-6000 rot/min la autoturisme, în timp ce la motoarele cu aprindere prin comprimare are valori între 1500-2500 rot/min la tractoare, între 1800-3000 rot/min la autocamioane, respectiv între 4000-6000 rot/min la autoturisme.

Puterea litrică este raportul dintre puterea efectivă și cilindrarea totală ($P_L = P_e / V_t = P_e / V_s i$), având valori cuprinse între 20 - 60 kW/l la MAS pentru autoturisme, între 15 - 30 kW/l la MAC pentru autoturisme și autocamioane, respectiv între 10 - 25 kW/l la MAC pentru tractoare.

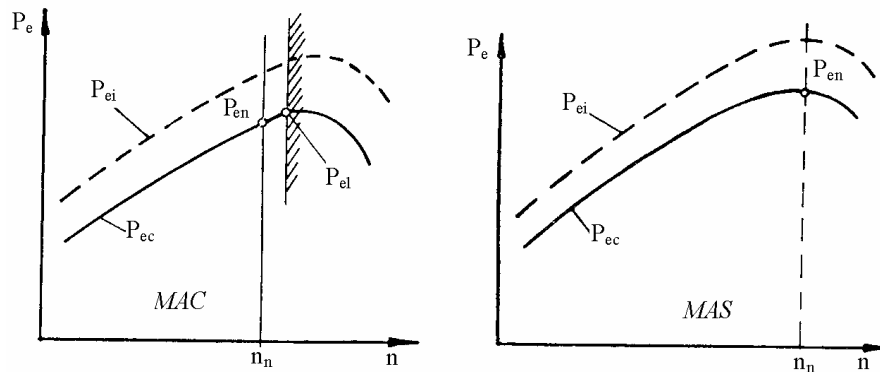


Fig. 4.4. Variația puterii efective cu turația

Puterea efectivă intermitentă P_{ei} este mai mare decât puterea efectivă continuă și ea poate fi dezvoltată de către motor pe intervale scurte de timp.

Puterea nominală P_{en} este puterea maximă continuă stabilită de către producător la o turație specificată - turația nominală (n_n), la motoarele cu aprindere prin comprimare aceasta este mai mică decât puterea maximă limitată P_{el} .

4.1.2. Parametrii indicați și parametrii efectivi ai motoarelor cu ardere internă

Parametrii indicați sunt determinați în funcție de diagrama indicată a unui motor.

Lucrul mecanic indicat L_i (în J), reprezintă lucrul mecanic pe care îl dezvoltă un motor real într-un ciclu, fiind lucrul mecanic al diagramei de presiune indicate (aria $bcyzb$ din fig. 4.3. considerată ca arie pozitivă a diagramei indicate). Pentru lucrul mecanic de pompaj, corespunzător proceselor de schimbare a gazelor în interiorul motorului (zona de joasă presiune cu semnul - pe diagrama indicată) se include în consumul propriu de lucru mecanic al motorului, fiind reflectat în randamentul mecanic al acestuia.

Presiunea medie indicată sau lucrul mecanic specific p_i (MPa), este definit ca lucrul mecanic indicat pe unitatea de volum a cilindrului:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s} \quad (4.1.)$$

Acest parametru este unul calitativ și el se determină pe baza presiunii medii indicate p_i' și a coeficientului de rotunjire a diagramei φ_r (ce depinde de tipul motorului):

$$p_i = \varphi_r p_i' \quad (4.2.)$$

Randamentul relativ η_r , reprezintă raportul dintre lucrul mecanic indicat și lucrul mecanic total al ciclului L_c :

$$\eta_r = \frac{L_i}{L_c} \quad (4.3.)$$

Randamentul ciclului teoretic η_t reprezintă raportul dintre lucrul mecanic al ciclului teoretic și cantitatea de căldură introdusă în ciclu, corespunzător unității de masă a combustibilului Q_l :

$$\eta_t = \frac{L_c}{Q_l} \quad (4.4.)$$

Puterea indicată P_i (în kW), reprezintă puterea ce corespunde lucrului mecanic indicat al ciclului și care, pentru V_s în dm^3 și n în rot/min , pentru motorul în patru timpi are expresia:

$$P_i = \frac{p_i V_s n i}{30\tau} = \frac{p_i V_s n i}{120} \quad (4.5.)$$

Momentul motor indicat M_i (în Nm), reprezintă momentul ce corespunde puterii indicate a motorului pentru o anumită turație:

$$M_i = 9550 \frac{P_i}{n} \quad (4.6.)$$

Consumul specific de combustibil indicat c_i (în g/kWh), este raportul dintre consumul orar de combustibil C_h (în kg/h) și puterea indicată:

$$c_i = 10^3 \frac{C_h}{P_i} \quad (4.7.)$$

Consumul specific de combustibil indicat este un parametru calitativ, exprimând nivelul soluției energetice ales pentru motorul respectiv și are valori uzuale cuprinse între 170-230 g/kWh la motoarele cu aprindere prin comprimare, respectiv între 230-320 g/kWh la motoarele cu aprindere prin scânteie.

Parametrii efectivi sunt acele mărimi care se măsoară la nivelul cuplajului dintre arborele motor și consumatorul de energie, spre deosebire de parametrii indicați, care se măsoară la nivelul cilindrului.

Lucrul mecanic efectiv L_e reprezintă lucrul mecanic cedat de către cilindru consumatorului, pe timpul unui ciclu de funcționare. Ca urmare a faptului că, în timpul funcționării motorul consumă o parte din lucrul mecanic dezvoltat în cilindru, pentru a învinge frecările mecanice din angrenaje, frecarea dintre fluidul motor și părțile componente cu care vine în contact, pentru efectuarea schimbului de gaze, lucrul mecanic efectiv disponibil la arborele cotit este mai mic decât cel indicat.

Presiunea efectivă p_e (în MPa), reprezintă lucrul mecanic efectiv (în kJ) pe unitatea de cilindree:

$$p_e = \frac{L_e}{V_s} \quad (4.8.)$$

Notând cu p_{rp} presiunea medie a rezistențelor proprii și care este lucrul mecanic specific consumat pentru învingerea rezistențelor proprii ale motorului, atunci presiunea efectivă va fi:

$$p_e = p_i - p_{rp} \quad (4.9.)$$

Presiunea medie a rezistențelor proprii se determină pe baza unor relații empirice de tipul $p_{rp} = a + b \cdot v_{pm}$, a și b fiind coeficienți ce depind de tipul și caracteristicile motorului.

Randamentul mecanic reprezintă raportul dintre lucrul mecanic efectiv și lucrul mecanic indicat, respectiv dintre presiunea efectivă și cea indicată:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (4.10.)$$

Pentru motoarele în patru timpi, la regimul nominal de funcționare a motorului, randamentul mecanic are valori cuprinse între 0,7-0,9 la motoarele cu aprindere prin scânteie, între 0,7-0,8 la motoarele cu aprindere prin comprimare fără supraalimentare, respectiv între 0,8-0,9 la cele supraalimentate.

Puterea efectivă P_e (în kW), este puterea motorului disponibilă pentru consumator sau puterea disponibilă la arborele motor:

$$P_e = P_i - P_{rp} = P_i \eta_m \quad (4.11.)$$

În relația de mai sus P_{rp} reprezintă puterea consumată de motor pentru învingerea propriilor rezistențe. Pentru p_e exprimată în MPa și V_s în dm^3 , puterea efectivă se poate determina cu ajutorul relației:

$$P_e = \frac{p_e V_s n i}{30 \tau} \quad (4.12.)$$

Momentul motor efectiv M_e (în Nm), se determină cu relația:

$$M_e = 9550 \frac{P_e}{n} = 9550 \frac{p_e V_s i}{30 \tau} \quad (4.13.)$$

Randamentul efectiv η_e reprezintă raportul dintre lucrul mecanic efectiv raportat la 1 kg combustibil și puterea calorică inferioară a combustibilului H_i :

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_i} \quad (4.14.)$$

Consumul specific de combustibil efectiv c_e se determină cu relația:

$$c_e = 10^3 \frac{C_h}{P_e} \quad (4.15.)$$

4.2. Procese funcționale ale motoarelor termice cu piston

Funcționarea unui motor termic cu piston se poate urmări cu ajutorul diagramelor indicate. Ordinea în care se succed procesele funcționale sunt: admisia, comprimarea, arderea, destinderea și evacuarea. (fig. 4.5.)

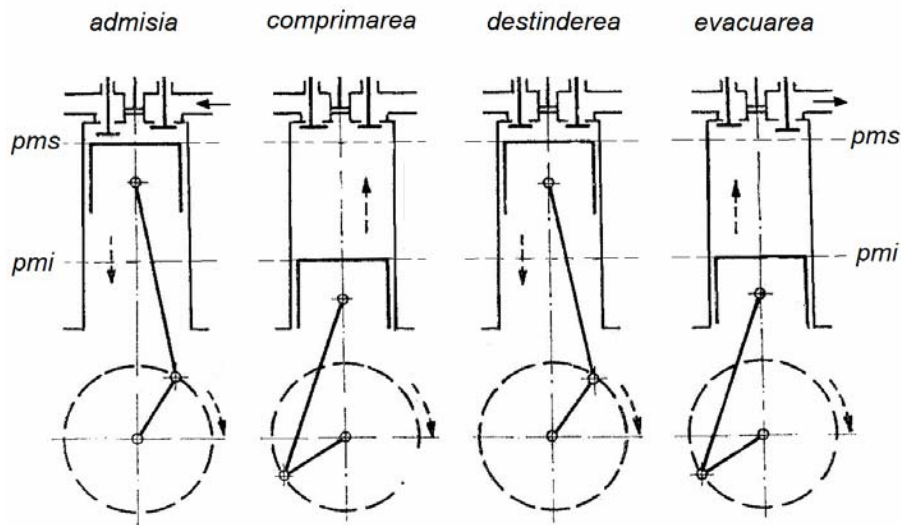


Fig. 4.5. Funcționarea unui motor cu piston în patru timpi

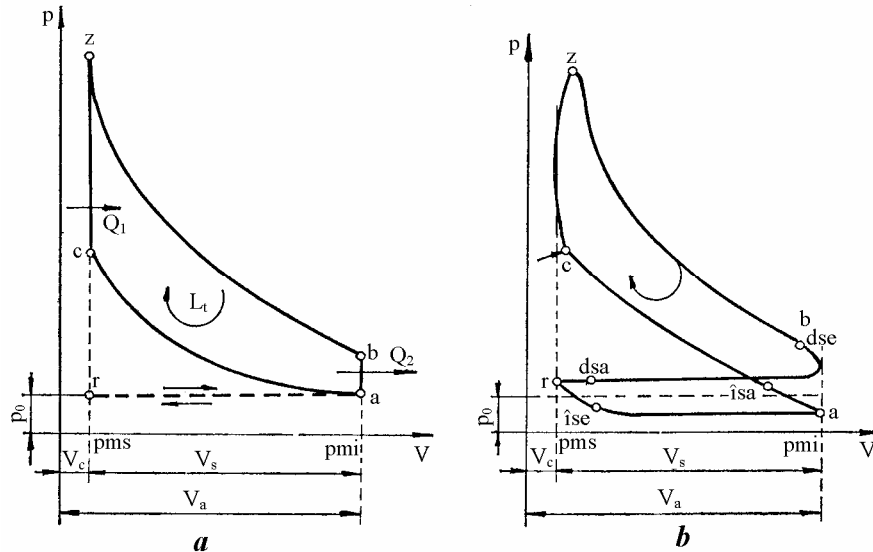
Admisia - este timpul în care pistonul se deplasează de la pms la pmi , supapa de admisie este deschisă și în cilindru este aspirat aer sau amestec carburant.

Comprimarea - este timpul în care pistonul se deplasează de la pmi la pms , comprimând fluidul din cilindru, supapele fiind închise. Spre finalul cursei de comprimare are loc, după caz, injecția de combustibil, autoaprinderea, respectiv producerea scânteii electrice, având loc arderea amestecului combustibil la presiune constantă sau la volum constant.

Destinderea - este timpul în care gazele arse se destind și apasă asupra pistonului, determinând deplasarea sa de la pms la pmi (este singurul timp motor care generează lucru mecanic).

Evacuarea - este timpul în care pistonul se deplasează de la pmi la pms , supapa de evacuare se deschide și gazele arse sunt evacuate din cilindru.

Între procesele de funcționare teoretice și reale se constată diferențe, dar pentru analiza funcționării reale a unui motor termic cu piston sunt necesare unele referiri la ciclurile teoretice.



Ciclurile teoretice de referință sunt: cu ardere izocoră pentru motorul cu aprindere prin scânteie, cu ardere mixtă pentru motorul cu aprindere prin comprimare fără supraalimentare și cu ardere mixtă cu destindere prelungită la motoarele cu aprindere prin comprimare cu supraalimentare.

Ciclul cu ardere izocoră este prezentat în figura 4.6.

Fig. 4.6. Diagrama indicată teoretică (a) și reală (b) pentru MAS

Diagrama teoretică se compune din următoarele etape:

$a-c$: comprimare adiabatică;

$c-z$: ardere izocoră, în ipoteza că are loc introducerea instantanee a căldurii Q_1 ;

$z-b$: destindere adiabatică, sau timpul motor al ciclului;

$b-a$: evacuare izocoră, considerând că se cedează căldura Q_2 către mediul ambiant.

Un astfel de ciclu se poate aprecia relativ corect cu ajutorul randamentului termic ($\eta_t = L_t / Q_1$), respectiv presiunea medie a ciclului ($p_t = L_t / V_s$). Lucrul mecanic teoretic este aria $aczba$ (fig. 4.6.a.)

Ciclul unui motor real este diferit față de cel teoretic (fig. 4.6.b.), întrucât supapa de admisie se deschide cu un avans față de pms în punctul dsa și se închide în punctul ise , după care are loc comprimarea amestecului. Pe de altă parte, spre sfârșitul comprimării, scânteia electrică se produce cu un avans față de pms în punctul c , arderea având loc după curba cz . Urmează destinderea până în punctul b când are loc deschiderea supapei de evacuare (punctul dse) și evacuarea gazelor până la închiderea supapei de evacuare (în punctul ise).

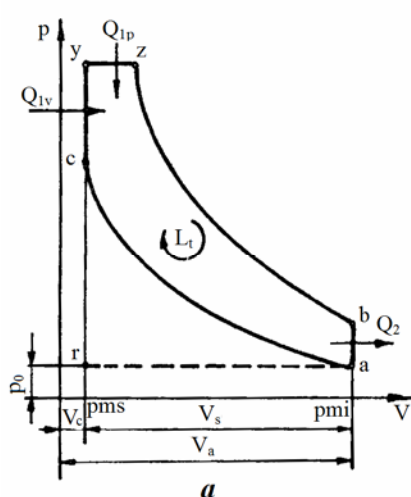


Fig. 4.7. Diagrama indicată teoretică (a) și reală (b) pentru MAC fără supraalimentare

Ciclul cu ardere mixtă pentru MAC fără supraalimentare este prezentat în figura 4.7.

În acest caz randamentul termic depinde de lucrul mecanic teoretic, aportul de căldură prin ardere izocoră Q_{lv} , respectiv de aportul de căldură prin ardere izobară Q_{lp} :

$$\eta_m = \frac{L_t}{Q_{lv} + Q_{lp}} \quad (4.16.)$$

Dacă se ține cont de gradul de destindere prealabil ρ , gradul de creștere a presiunii π , presiunea inițială p_a și coeficientul adiabatic χ , atunci presiunea medie a ciclului cu ardere mixtă are expresia:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^\chi [(\pi - 1) + \chi \pi (\rho - 1)]}{(\varepsilon - 1)(\chi - 1)} \eta_m \quad (4.17.)$$

În cazul ciclului de ardere mixt o problemă importantă este optimizarea parametrilor π și ρ , respectiv optimizarea aportului de căldură prin ardere izocoră Q_{lv} și a aportului de căldură prin ardere izobară Q_{lp} . Randamentul termic maxim și presiunea medie maximă se obțin pentru ciclul cu ardere izocoră ($\rho = 1$), în timp ce valorile minime se obțin pentru ciclul cu ardere izobară ($\pi = 1$).

Dacă la MAS raportul de compresie este limitat de apariția unor arderi anormale, la MAC acesta poate avea valori cu mult mai mari, fapt ce permite obținerea unor randamente termice mai ridicate în comparație cu MAS.

Ciclul de ardere al unui MAC cu supraalimentare este prezentat în figura 4.8.

Supraalimentarea unui motor presupune creșterea cantității de fluid proaspăt în cilindru. În acest caz presiunea de admisie este mai mare decât cea realizată în cazul motorului fără supraalimentare ($p_s > p_0$).

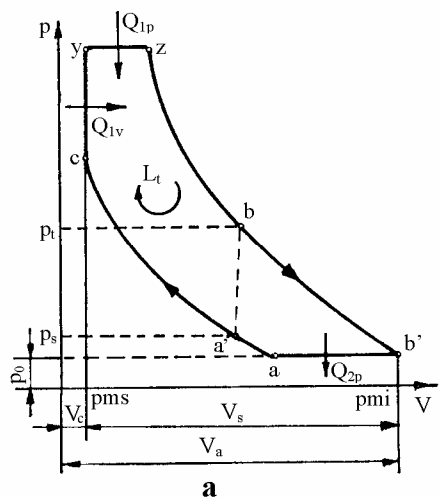


Fig. 4.8. Diagrama indicată teoretică (a) și reală (b) pentru MAC supraalimentat

În cazul supraalimentării se utilizează două variante: cu suflantă acționată separat (fig. 4.9.a), respectiv cu suflantă acționată de către o turbină (fig. 4.9.b.).

În primul caz aerul este antrenat și trimis sub presiune în galeria de admisie utilizând energie externă. În cazul turbosuflantei, o parte din gazele de evacuare trec printre paletetele turbinei și o pun în mișcare. Pe axul turbinei se află montată suflanta care, primind mișcarea de la turbină, trimite aerul sub presiune în galeria de admisie.

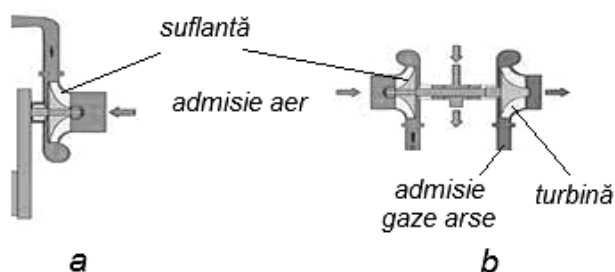


Fig. 4.9. Supraalimentarea motoarelor termice

4.2.1. Procesele de schimbare a gazelor

Ca urmare a faptului că au ca element comun curgerea gazelor, admisia și evacuarea sunt studiate împreună, fiind procese de schimbare a gazelor. În plus, evacuarea precede admisia și modul de evacuare a gazelor arse influențează umplerea cilindrului în faza de admisie. Din punctul de vedere al schimbului de gaze, admisia trebuie să asigure umplerea cilindrului cu o cantitate cât mai mare de fluid motor proaspăt, în timp ce evacuarea trebuie să asigure eliminarea completă a gazelor arse.

Umplerea cilindrului cu fluid sau admisia poate fi realizată:

- normală, ca efect al depresiunii create de piston în mișcarea de coborâre de la pms la pmi ;
- forțată, ca efect combinat al depresiunii create de piston și comprimării suplimentare cu ajutorul suflantei.

În cazul umplerii normale a cilindrului, supapa de admisie este deschisă și aerul sau amestecul combustibil este aspirat sub efectul depresiunii create de piston. Gradul de umplere este influențat de evacuarea completă a gazelor arse. În practică, variația presiunii în cilindru pe durata evacuării și admisie se evidențiază cu ajutorul diagramei de pompaj (fig. 4.10.).

Practic studiul schimbului de gaze se face pe diagrama de pompaj simplificată și începe cu evacuarea gazelor arse. Supapa de evacuare se deschide cu un avans față de pmi (punctul dse de pe diagramă). Se produce o primă etapă de evacuare liberă a gazelor arse pe curba $dse - b$, sub efectul presiunii gazelor din cilindru. În această fază se îndepărtează aproximativ 60-70 % din masa totală de gaze arse, iar regimul de curgere este supracritic pe porțiunea $dse - b_1$ (peste 500 m/s), respectiv subcritic pe porțiunea $b_1 - b$ (sub 350 m/s).

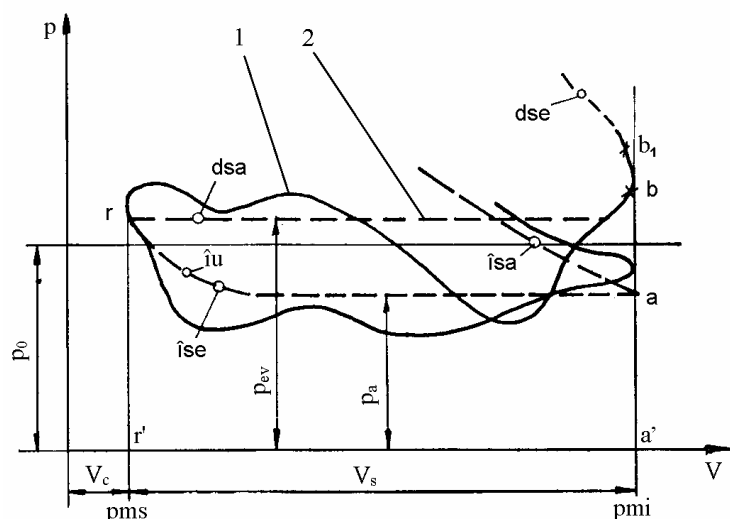


Fig. 4.10. Diagrama de pompaj: 1- diagrama reală; 2- diagrama simplificată

Următoarea fază a evacuării se realizează forțat, prin deplasarea pistonului de la pmi la pms , caz în care viteza de curgere a gazelor este de 80-100 m/s.

Ultima fază a evacuării, purtând numele de *postevacuare*, se desfășoară din momentul în care pistonul ajunge în pms și până la închiderea supapei de evacuare (punctul ise).

Admisia fluidului motor în cilindru începe teoretic din momentul deschiderii supapei de admisie (punctul dsa) cu un avans față de pms . În realitate apare o întârziere la umplerea cilindrului (în punctul iu), ca urmare faptului că intrarea fluidului motor în cilindru este posibil doar atunci când presiunea reziduală

a gazelor arse din cilindru este mai mică decât cea din galeria de admisie, la aceasta adăugându-se și inerția fluidului motor. Practic umplerea începe în punctul $\hat{u}$, cu puțin înainte de închiderea supapei de evacuare.

Umplerea cilindrului se desfășoară în două faze: faza principală când pistonul se deplasează din $\hat{u}$ până la p_{mi} și faza de postumplere, care durează din momentul în care pistonul este la p_{mi} și până când se închide supapa de admisie (punctul $\hat{s}a$), presiunea din cilindru fiind egală cu cea atmosferică.

Asupra procesului de umplere normală influențează o serie de factori și care pot fi de natură constructivă și de exploatare.

Din punct de vedere constructiv configurația sistemului de admisie determină pierderile gazodinamice, fiind mai mari la MAS cu carburator și mai mici la MAC. Aceste pierderi gazodinamice sunt influențate de modul de curgere a fluidului și de rezistențele pe care întâlnesc în sistemul de admisie (filtru de aer, configurația galeriei de admisie, dispunerea supapelor, etc.).

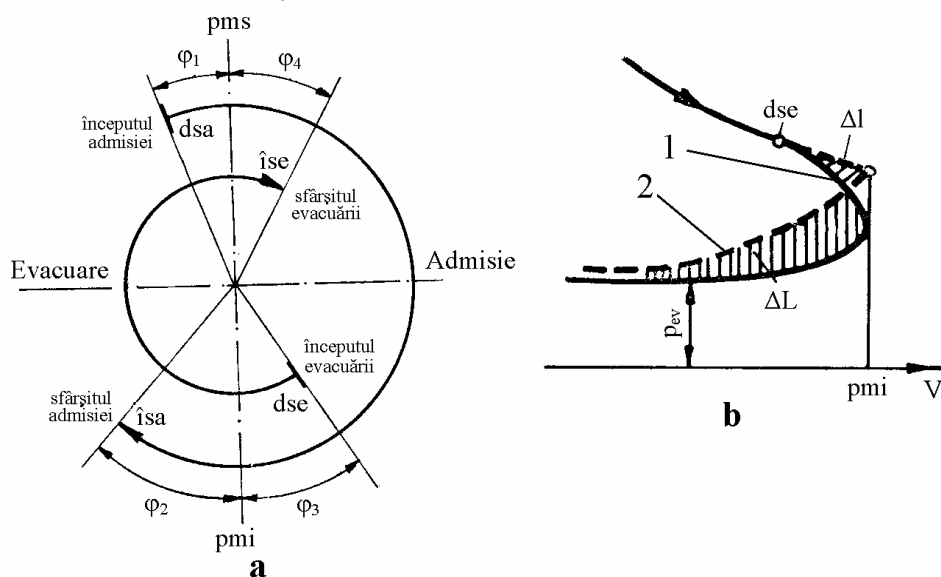


Fig.4.11. Fazele distribuției la motorul în patru timpi (a) și influența avansului la evacuare asupra diagramei indicate(b): 1- fără avans la deschidere; 2- cu avans la deschidere

În cazul evacuării gazelor arse și aici se produc pierderi gazodinamice (configurația galeriei de evacuare, dispunerea supapelor, colectorul de evacuare, conductele de evacuare, amortizorul de zgomot, etc.

Momentul deschiderii și închiderii celor două supape, respectiv durata deschiderii sunt elemente foarte importante asupra umplerii cilindrului, fazele distribuției (în $^{\circ}RAC$) fiind prezentate în diagrama de distribuție (fig. 4.11.a.), iar limitele de variație sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Variația unghiurilor de avans și întârziere ale supapelor

Mărimea	Unghiul φ	$^{\circ}RAC$
Avans la deschiderea supapei de admisie	φ_1	10 - 12
Întârziere la închiderea supapei de admisie	φ_2	40 - 70
Avans la deschiderea supapei de evacuare	φ_3	40 - 70
Întârziere la închiderea supapei de evacuare	φ_4	10 - 40

Deschiderea supapei de evacuare (dse) se face cu avansul φ_3 , având ca scop să permită o egalizare a presiunii din cilindru, caz în care lucrul mecanic consumat are o valoare minimă (fig.

4.11.b.). Se poate constata de pe diagramă că lucrul mecanic pierdut la deschiderea supapei în p_{mi} (ΔL) este cu mult mai mare decât lucrul mecanic Δl când deschiderea supapei se face cu avansul φ_3 .

Închiderea supapei de evacuare se va stabili din condiția unei cât mai bune evacuări a gazelor arse din interiorul cilindrului. Din acest punct de vedere ea se menține deschisă și după p_{ms} , întrucât se produce o post umplere inerțială ca efect al inerției gazelor. Avansul optim la deschiderea supapei de admisie (φ_1) este acela în care presiunea din cilindru este mai mică decât cea din galeria de admisie. Pentru o umplere mai bună a cilindrului, supapa de admisie se închide după p_{mi} pe prima parte a procesului de comprimare. Acest moment corespunde egalizării presiunii dată de inerția coloanei de fluid aspirat din galeria de admisie (aceasta are o importantă energie cinetică), cu creșterea presiunii ca efect al compresiei.

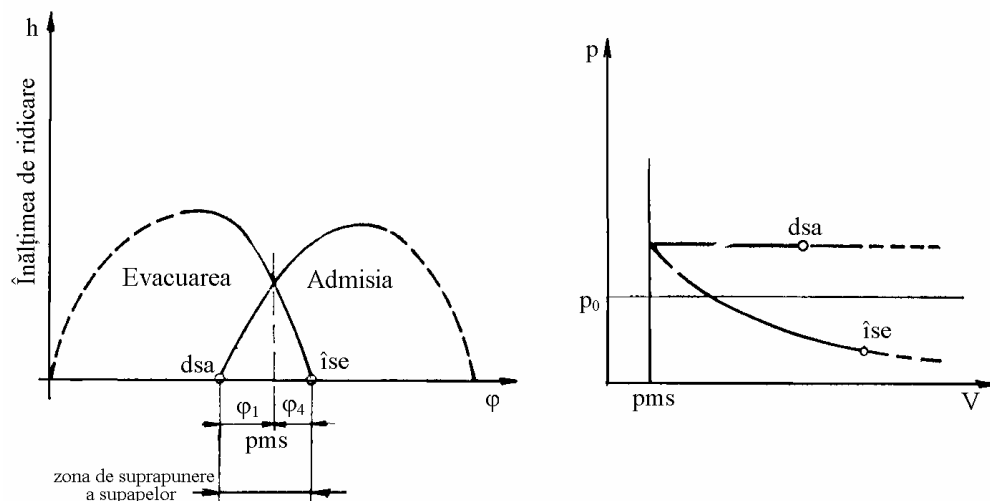


Fig. 4.12. Zona de suprapunere a deschiderii supapelor de admisie și evacuare

Ca urmare a avansului la deschiderea supapei de admisie (φ_1) și a întârzierii la închiderea supapei de evacuare (φ_4), se constată un interval de timp în care se suprapune deschiderea lor (fig. 4.12.). Există în acest fel posibilitatea ca o parte din gazele arse să fie scăpate în galeria de admisie, însă aceste scăpări sunt tot mai mici cu creșterea turației motorului.

În practică regimul de funcționare al motorului și destinația sa sunt factorii care permit stabilirea fazelor optime pentru distribuție.

Procesele de admisie și evacuare a fluidului din cilindru sunt influențate de arhitectura camerei de ardere (formă, mărimea și poziționarea supapelor, etc), precum și de mărimea raportului de compresie. Materialele folosite în construcția motoarelor termice cu piston, care asigură o conductivitate termică ridicată, influențează pozitiv procesul de umplere a cilindrului.

În afară de acestea factorii de exploatare ai motorului exercită o influență semnificativă:

- condițiile inițiale ale fluidului motor:

- variații ale presiunii inițiale p_0 determină variații ale presiunii de admisie p_a ;
- temperatura fluidului motor afectează gradul de umplere a cilindrului;
- cantitatea de gaze reziduale în creștere ridică temperatura fluidului și scade gradul de umplere a cilindrului
- turbulența din sistemul de admisie afectează negativ umplerea cilindrului;

- turația motorului: cresc pierderile gazodinamice cu turația, crește presiunea de evacuare și scade presiunea de admisie afectând umplerea; este necesară o mărire a unghiului de întârziere la închiderea supapei de admisie, pentru a obține un coeficient de umplere maxim cu turația (acest lucru se face pentru o anumită turație și care corespunde regimului de moment maxim la motoarele pentru tractoare și autocamioane, respectiv la regimul de putere maximă la motoarele pentru automobile);

- sarcina motorului, se manifestă în mod diferit:
 - la MAS prin reducerea sarcinii scade cantitatea de fluid motor, cresc rezistențele gazodinamice și cantitatea de gaze reziduale, afectând negativ umplerea cilindrului;
 - la MAC cantitatea de aer este constantă pe ciclu, fiind modificată cantitatea de combustibil; rezistențele gazodinamice nu depind de sarcină; la creșterea sarcinii apare o încălzire a aerului admis care afectează puțin gradul de umplere a cilindrului.

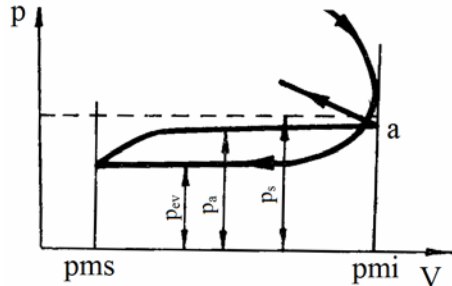


Fig. 4.13. Variația presiunii la motorul în patru timpi supraalimentat

Un caz aparte este cel al motoarelor supraalimentate (fig. 4.13.) la care se constată unele particularități. Astfel, presiunea de evacuare p_{ev} este mai mică decât cea de admisie p_a mărind lucrul mecanic indicat total.

Supraalimentarea presupune utilizarea gazelor de evacuare la antrenarea unei suflante prin intermediul unei turbine (fig. 4.14.). Prin creșterea presiunii de admisie a aerului în cilindru de la p_a la p_s (presiunea de supraalimentare) se asigură o mai bună ardere a combustibilului în cilindru.

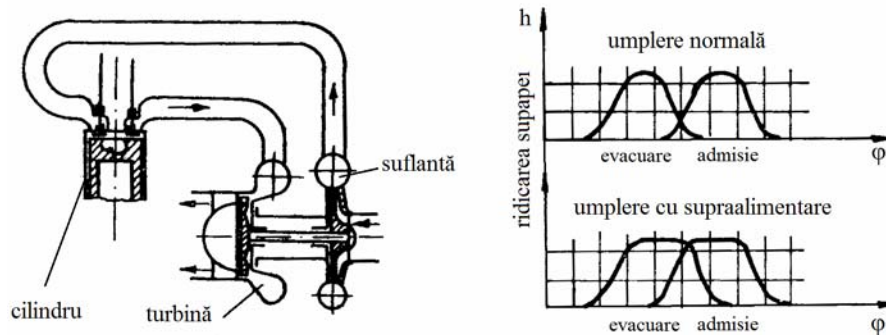


Fig. 4.14. Supraalimentarea motorului termic

Supraalimentarea se folosește la MAC și MAS cu injecție directă. În cazul MAC umplerea forțată trebuie să asigure un baleiaj optim, adică evacuarea forțată a gazelor din cilindru, răcirea componentelor solicate termic și răcirea gazelor evacuate ce intră în turbină. Acest lucru presupune o mărire a intervalului de suprapunere a deschiderii supapelor (fig. 4.14.), în raport cu umplerea normală a cilindrului.

4.2.2. Procesul de comprimare

Pentru a se putea desfășura în condiții favorabile arderea (presiune și temperatură optimă), fluidul motor este comprimat în cilindru. În mod practic, parametrii finali ai procesului de comprimare trebuie să asigure autoaprinderea amestecului combustibil la MAC și omogenizarea amestecului aer-combustibil la MAS, în ambele cazuri comprimarea trebuind să ducă la mărirea intervalului de temperatură în care are loc ciclul funcțional, cu creșterea randamentului termic și în final a eficienței economice a unui motor termic.

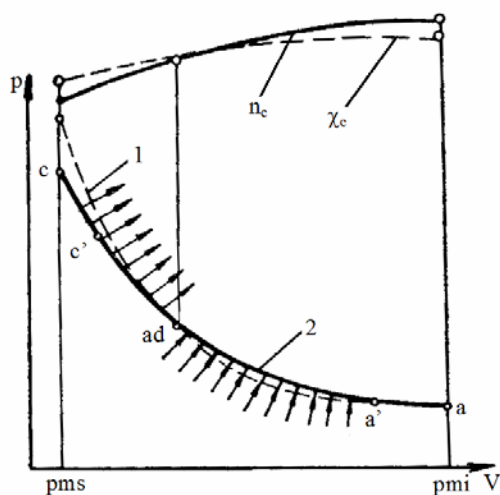


Fig. 4.15. Schematizarea procesului de comprimare a fluidului în cilindru

Ca regulă s-a stabilit că procesul de comprimare începe din momentul închiderii supapei de admisie și se termină în momentul injectiei, respectiv al producerii scânteii electrice. În diagrama schematizată a comprimării din figura 4.15. comprimarea este caracterizată de curba $a'-c'$.

În baza ciclului teoretic comprimarea este un proces adiabatic caracterizat de curba 1. Ca urmare a schimbului permanent de căldură cu pereții cilindrului, în realitate comprimarea se desfășoară ca un proces politropic, caracterizat de curba 2.

Procesul comprimării fluidului este caracterizat prin două porțiuni distincte pe curba $a'-c'$:

- curba $a'-ad$: pentru început fluidul motor primește căldură până în punctul ad (punct de adiabatism, când căldura primită este egală cu căldura cedată;
- curba $ad-c'$: se schimbă densul schimbului de căldură, astfel că gazele cedează pereților cilindrului căldură.

Pentru a putea determina parametrii procesului de comprimare se ia în calcul ecuația unei politrope cu coeficientul politropic constant:

$$pV^{n_c} = ct. \quad (4.18.)$$

În realitate exponentul politropic n_c este variabil și doar în punctul de adiabatism ad este egal cu exponentul adiabatic al comprimării χ_c :

$$\chi_c = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} \quad (4.19.)$$

În relația de mai sus c_p și c_v sunt căldurile specifice la presiune constantă, respectiv volum constant, iar R este constanta gazelor.

Din diagrama comprimării se poate vedea că scăderea exponentului politropic este mai mare în raport cu exponentul adiabatic, aici o contribuție importantă având scăpările de gaze prin neetanșeități.

La sfârșitul procesului de comprimare presiunea în cilindru, în general, are valori de 100-200 N/cm² la MAS și 300-500 N/cm² la MAC.

Asupra procesului de comprimare influențează o serie de factori constructivi și de exploatare.

Din prima categorie cei mai importanți sunt raportul de compresie corelat cu diametrul cilindrului și construcția sau arhitectura camerei de ardere.

Alegerea raportului de compresie se face în funcție de tipul de aprindere și destinația motorului. Prin scăderea diametrului cilindrului, scăderea sarcinii și creșterea turației, la orice tip de motor se poate mări raportul de compresie. Raportul de compresie este mai mic la motoarele ce lucrează la valori ale sarcinii apropiate de valoarea nominală și mai mare la cele care lucrează la sarcini parțiale.

La MAC camera de ardere poate fi nedivizată sau divizată. În prima variantă, ca urmare a faptului că suprafața de răcire este mică, temperatura de autoaprindere se poate obține la rapoarte de compresie mai mici, în timp ce la camera de ardere divizată, ca urmare a suprafeței de răcire mai mari, pentru compensarea pierderilor de căldură se alege rapoarte de compresie mai mari.

Odată cu creșterea turației timpul cât durează procesul de comprimare scade, ca de altfel și pierderile prin neetanșeități (crește exponentul politropic).

Sarcina motorului are o influență neglijabilă asupra exponentului politropic, în special la MAC.

O influență mai mare asupra procesului de comprimare o are starea tehnică a motorului, mai ales gradul de uzură a ansamblului piston-cilindru-segmenti. Uzura lor determină pierderi mari prin neetanșeități, creșterea consumului de combustibil și ulei, scăparea de gaze arse în carterul motorului.

4.2.3. Procesul de ardere

Arderea unui combustibil este o reacție chimică de oxidare cu viteză mare a componentelor acestuia, reacție însoțită de degajare de căldură. Specific arderii amestecului combustibil în cilindru este timpul scurt, cu creșterea rapidă a temperaturii și presiunii

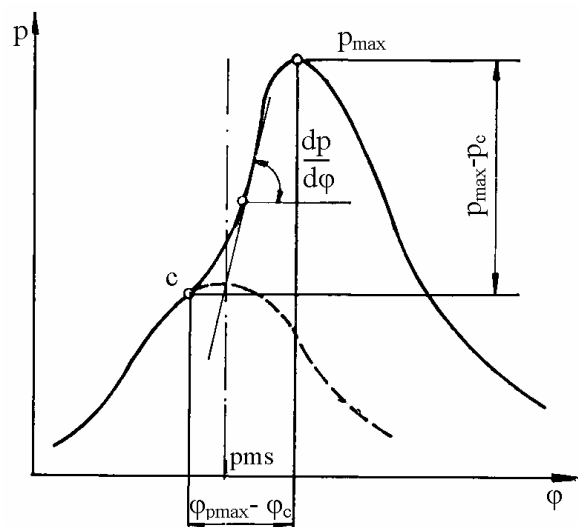


Fig. 4.16. Modul de creștere a presiunii în cilindru în procesul de ardere

Față de procesul de ardere a combustibilului într-un motor termic cu piston sunt unele cerințe specifice.

O primă cerință este arderea cât mai completă a combustibilului, o ardere incompletă afectând economicitatea motorului și nivelul de poluare prin compușii de ardere eliminați în atmosferă.

A doua cerință este ca arderea combustibilului să determine o transformare cât mai eficientă a căldurii în lucru mecanic, fapt ce presupune ca procesul de ardere să se desfășoare concentrat în jurul p_{ms} .

A treia cerință este ca viteza de ardere a combustibilului să fie moderată, pentru a evita sau reduce zgomotele și vibrațiile în timpul funcționării motorului.

Chiar dacă există deosebiri mari între cele două tipuri de motoare termice, cu privire la formarea amestecului și aprinderea sa, viteza de ardere se poate determina pe baza vitezei de creștere a presiunii, conform diagramei indicate (fig. 4.16.).

Viteza instantanee de creștere a presiunii se exprimă prin tangenta la curba presiunii $\frac{dp}{d\varphi}$, iar viteza medie de creștere a presiunii prin relația:

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_{\max} - p_c}{\varphi_{\max} - \varphi_c} \quad (4.20.)$$

În urma arderii combustibilului, în gazele evacuate din cilindru se regăsesc diverși compuși ce contribuie la poluarea atmosferei. Dintre aceștia, monoxidul de carbon, oxizii de azot, hidrocarburi ca urmare a arderii incomplete, compuși pe bază de sulf, aldehydele și fumul (un amestec complex de carbon cu gudroane și hidrocarburi), sunt cei mai importanți. Concentrația de substanțe poluante depinde de tipul combustibilului, tipul motorului, de regimul de funcționare, etc.

4.2.3.1. Procesul arderii la aprinderea prin scântei

În cazul motoarelor cu aprindere prin scântei, arderea amestecului combustibil este inițiată de către scântea electrică produsă într-un moment determinat al ciclului de funcționare. Procesul asigură apariția nucleului de flacără și răspândirea flăcării în toate direcțiile în camera de ardere.

În situația în care viteza de ardere este una moderată, arderea este considerată ca fiind normală (ardere normală), proces care se poate studia cu ajutorul diagramei indicate (fig. 4.17.).

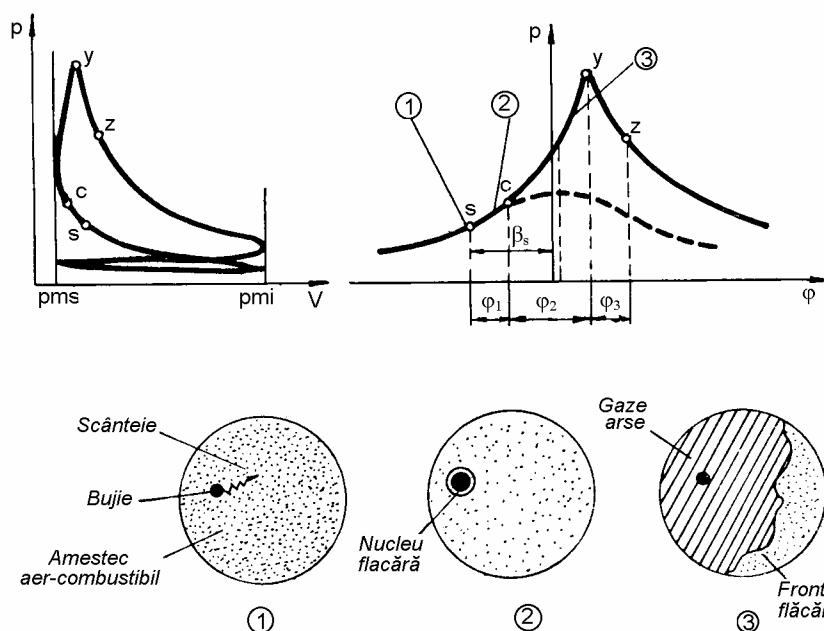


Fig. 4.17. Procesul arderii normale în diagrama indicată

Producerea scântei are loc în punctul s , cu avansul β_s față de pms , numit avans la producerea scântei, arderea combustibilului din cilindru decurgând în trei etape.

Într-o primă etapă, caracterizată de φ_1 , numită și întârziere la aprindere, după producerea scântei se formează un nucleu de flacăra. Din punctul c nucleul de flacăra cuprinde un volum suficient de mare de amestec aer-combustibil, astfel că se produce o creștere rapidă a presiunii (punctul de desprindere a presiunii de curba fără ardere). Această primă perioadă a arderii este determinată de factori precum presiunea, temperatura, natura combustibilului, raportul aer-combustibil și au o influență semnificativă asupra vitezei reacțiilor chimice.

A doua etapă a procesului de ardere se mai numește perioada principală și este caracterizată de φ_2 . Aici flacăra atinge viteze de deplasare de 25-40 m/s, singurul factor care influențează procesul fiind intensitatea turbulenței. Perioada principală se consideră a fi încheiată atunci când presiunea din cilindru atinge valoarea maximă (punctul y).

A treia perioadă a arderii este caracterizată de φ_3 și care se desfășoară pe timpul de destindere. Sunt arse ultimele resturi de combustibil nearse, se reduce mult suprafața frontului flăcării, iar viteza de ardere scade semnificativ. Această perioadă este nedorită deoarece duce la scăderea randamentului motorului, reducerea ei presupunând mărirea presiunii și temperaturii și implicit a vitezei de ardere.

Atunci când spre sfârșitul arderii normale, în amestecul aer-combustibil apar fenomene de autoaprindere caracterizate prin viteze mari de propagare a flăcării, arderea se numește detonantă (fig. 4.18.) și produce unde de șoc.

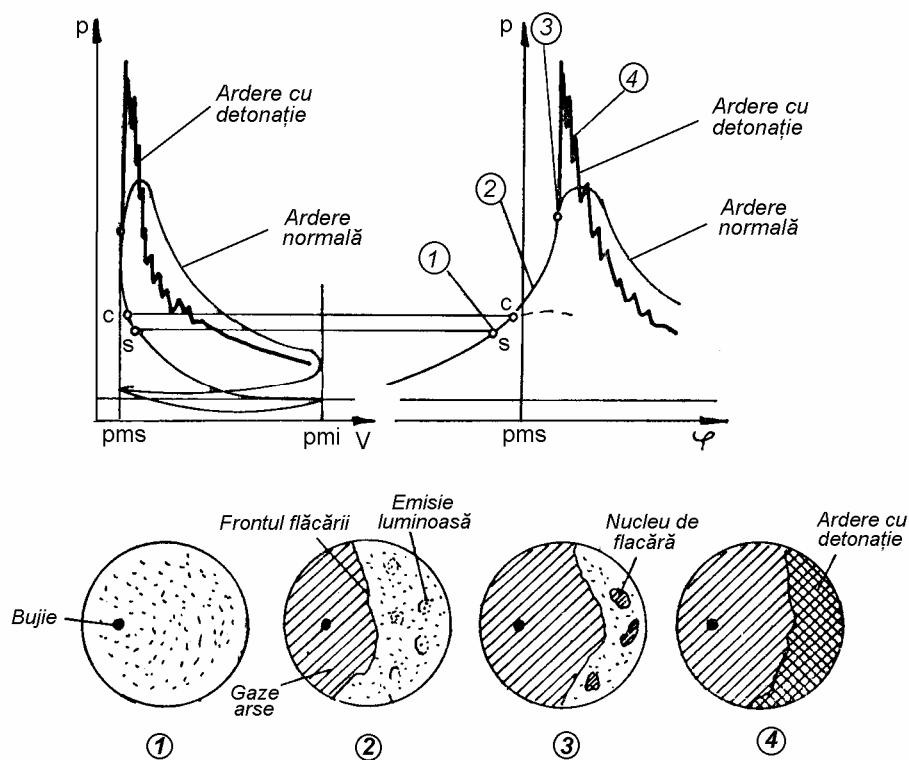


Fig. 4.18. Procesul arderii cu detonație

Chiar dacă la început arderea este una normală, având variații mari de presiune pe ultima parte, în fața frontului flăcării apar puncte de emisie luminoasă, care se transformă în nuclee de flacără, a căror viteză de dezvoltare atinge valori de 300 - 700 m/s. Undele de șoc care se formează se propagă în amestecul ners și în gazele arse cu viteze de până la 1000 - 1200 m/s. Reflectate, undele de șoc se transformă în unde de detonație cu viteze foarte mari (până la 2500 m/s) solicitând termic și mecanic motorul. Pentru o funcționare mai îndelungată în regim de detonație a motorului se produc uzuri mari ale ansamblului piston-segmenți-cilindru, mergând până la spargerea pistonului.

În afara arderii cu detonație mai sunt și alte tipuri de ardere anormale, care apar înainte sau după producerea scânteii electrice (cu formarea de fronturi de aprindere suplimentare), numite și ardere cu aprinderi secundare.

Arderea cu preaprindere se produce atunci când aprinderea secundară are loc înainte de producerea scânteii electrice, cauzată de contactul combustibilului cu suprafețe supraîncălzite din camera de ardere. Motorul are o funcționare neuniformă și puterea sa scade.

Arderea cu postaprindere se produce atunci când aprinderea secundară are loc după producerea scânteii electrice. În acest caz motorul nu pierde prea mult din putere, în schimb crește presiunea maximă în ciclul de funcționare.

Asupra procesului arderii la MAS influențează factori de natură constructivă și de exploatare.

Durata și caracterul arderii sunt influențate semnificativ de raportul de compresie. Astfel, prin creșterea sa se reduc prima și a treia perioadă a arderii, în baza creșterii presiunii și care mărește viteza de reacție. Ca efecte se pot menționa: reducerea duratei de ardere a combustibilului, mărirea puterii motorului și creșterea economicității. Pe de altă parte, creșterea raportului de compresie favorizează arderea cu detonație, efect ce poate fi diminuat prin utilizarea unei benzine cu cifra octanică ridicată.

Forma camerei de ardere determină viteza cu care se deplasează frontul flăcării și durata propagării ei. O mărire a vitezei de propagare a flăcării se poate face printr-o turbulență intensă, cu ajutorul așa numitelor praguri de turbulență.

Schimbul de căldură depinde de materialele utilizate la realizarea camerei de ardere. Astfel, materialele cu conductivitate termică ridicată reduc temperatura de contact între combustibil și camera de ardere, fapt ce diminuează apariția arderii cu detonație.

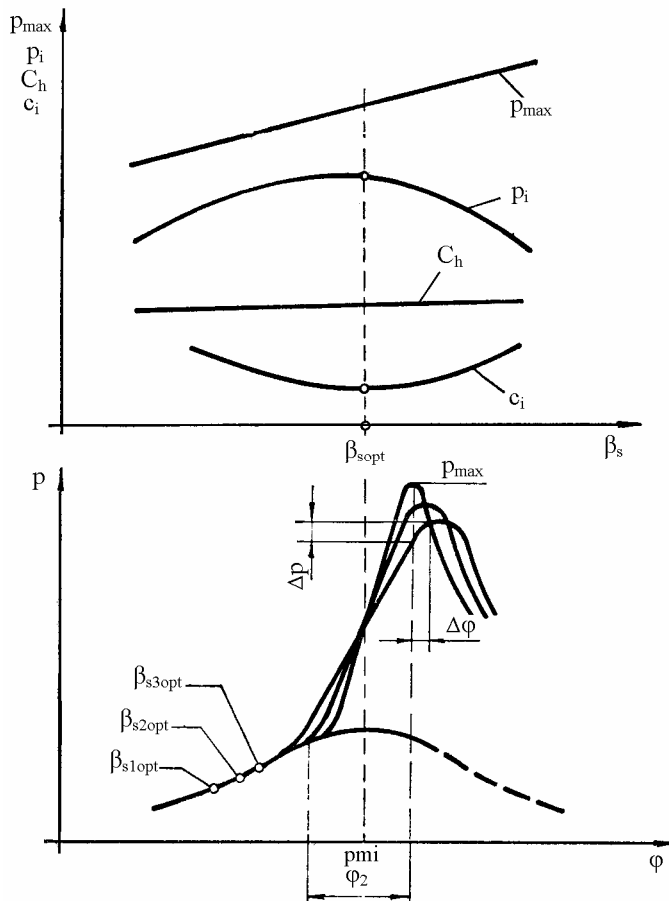


Fig. 4.19. Influența unghiului de avans la producerea scântei electrice asupra caracteristicilor motorului și a diagramei indicate

În timpul arderii pe suprafețele care delimitează camera de ardere se poate depune calamină și care joacă un rol de ecran termic. Acest lucru duce la creșterea raportului de compresie prin micșorarea volumului camerei de ardere, creșteri locale ale temperaturii, favorizând apariția arderii cu detonație și a aprinderilor secundare.

O influență mare asupra arderii o are avansul la producerea scântei (fig. 4.19.). Prin alegerea unei valori optime a avansului la aprindere se obține lucrul mecanic maxim. Acest lucru se obține atunci când faza de ardere principală ϕ_2 este dispusă simetric față de pms și care corespunde unei durate minime a arderii.

Unghiuri de avans mai mici sau mai mari față de valoarea optimă afectează durabilitatea motorului, în primul caz prin deplasarea arderii în detentă, iar în al doilea caz prin solicitările termomecanice cauzate de creșterea presiunii maxime și a vitezei de

creștere a presiunii.

Turația motorului influențează durata arderii și pentru a regla unghiul de avans la producerea scântei se folosesc dispozitive centrifugale de mărire a avansului cu creșterea turației.

Odată cu mărirea sarcinii procesul de ardere este afectat prin inițierea arderii detonante, în timp ce scăderea sarcinii motorului duce la creșterea perioadelor de ardere ϕ_1 și ϕ_2 .

4.2.3.2. Procesul arderii la aprinderea prin comprimare

Spre deosebire de MAS la MAC se constată unele particularități specifice în ceea ce privește formarea și arderea amestecului aer-combustibil. Practic formarea amestecului începe din momentul injecției combustibilului (la finalul procesului de comprimare) și continuă odată cu arderea. Acest lucru face ca timpul destinat formării amestecului să fie mult mai scurt față de MAS.

Combustibilul este injectat sub forma unui jet și aceasta presupune existența în camera de ardere a unei cantități mai mari de aer, care să ușureze formarea amestecului și arderea să fie completă. Prin încălzirea unei cantități mai mare de aer se produce o scădere a presiunii medii efective și a puterii volumice. Combustibilul injectat nu se aprinde instantaneu, fiind necesar un timp de pregătire și care se numește perioadă de întârziere la autoaprindere.

Din punct de vedere al arderii rapide și complete, o injecție optimă este aceea la care fiecare particulă de combustibil este înconjurată de o cantitate suficientă aer. Pentru o bună penetrare și

dispersie fină a combustibilului, ținând cont că aerul din cilindru în momentul injectiei are o presiune de 300 – 500 N/m², presiunea de injectie trebuie să aibă valori ridicate, între 1200 – 15000 N/cm².

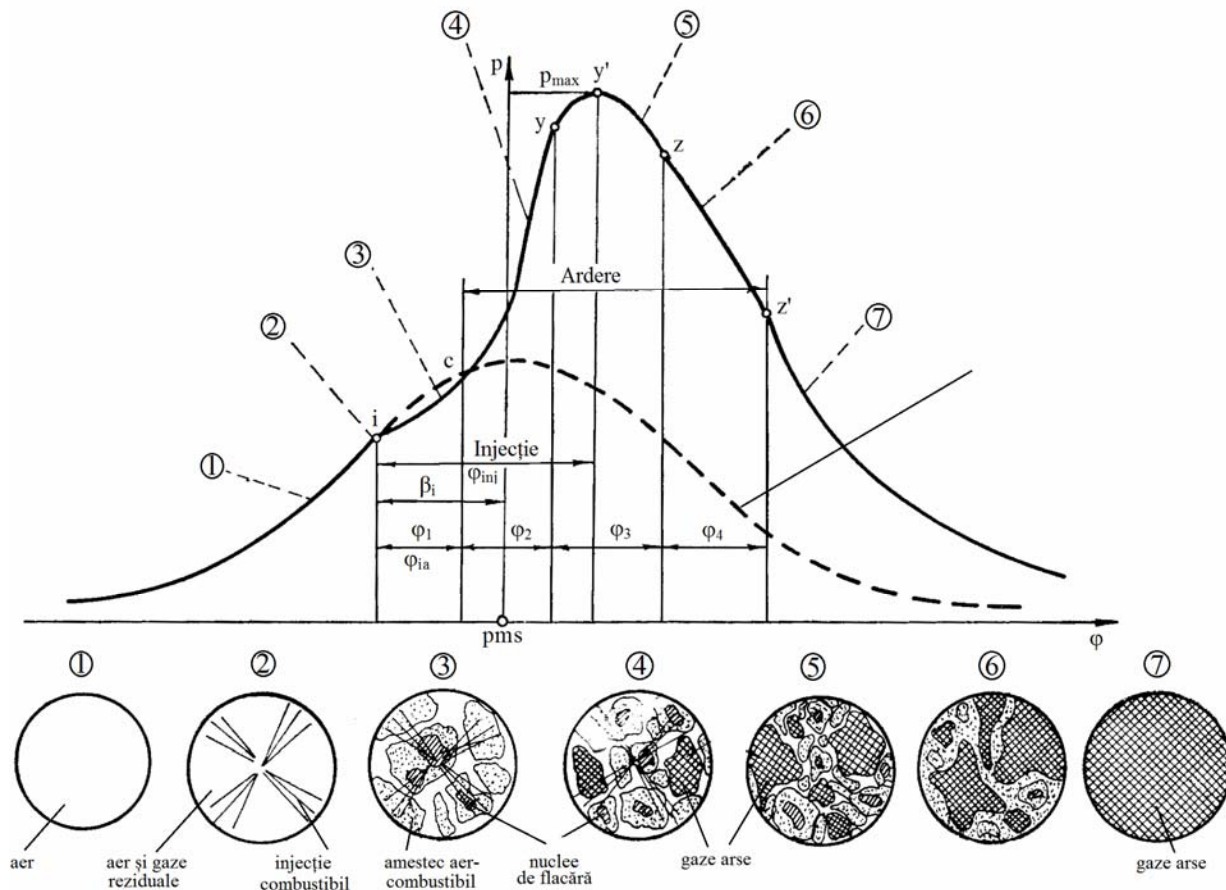


Fig. 4.20. Schematizarea procesului de ardere la motorul cu aprindere prin comprimare

Autoaprinderea combustibilului injectat în camera de ardere sau aprinderea, se desfășoară în mai multe etape:

- în prima etapă, în contact cu oxigenul la temperaturi relativ mici, se produce o reacție de oxidare a moleculelor cu formare de peroxizi;
- în etapa a doua, peroxizii ajunși la o anumită concentrație se descompun în aldehyde și radicali, presiunea crescând ușor (se mai numește stadiul flăcării reci);
- a treia etapă continuă oxidarea aldehydelor cu apariția de radicali și oxid de carbon (se mai numește stadiul flăcării albastre);
- ultima etapă se caracterizează prin formarea de elemente reactive și posibilitatea de autoaprindere propriu-zisă (se mai numește stadiul flăcării calde).

În acest ultim stadiu se produc reacții cu formare de bioxid de carbon și vapori de apă, crește rapid presiunea și temperatura din cilindru.

Astfel, de la începutul reacțiilor de oxidare și până când începe arderea propriu-zisă, există o perioadă de inducție, numită întârziere la autoaprindere.

Pe diagrama indicată (fig. 4.20.), la început în cilindru se găsește aer și gaze reziduale de la ciclul precedent. În punctul *i* are loc injectia de combustibil, iar pe curba *i – c* apar simultan mai multe nucleu de flacără. Injectia de combustibil se termină în punctul *y'*, unde presiunea atinge valoarea maximă. Pe porțiunea *c – y* are loc arderea rapidă la nivelul întregii camere de ardere, timp în care

temperatura și presiunea din cilindru cresc foarte mult. Întrucât injecția de combustibil se termină în y' , arderea continuă și în faza de destindere până în z sau z' când se consideră postardere.

În perioada de formare a amestecului și de ardere se deosebesc patru perioade:

- perioada întârzierii la autoaprindere, φ_1 ;
- perioada arderii rapide, φ_2 ;
- perioada arderii progresive, φ_3 ;
- perioada de postardere, φ_4 .

În perioada arderii rapide, creșterea cu viteză mare a presiunii determină un mers trepidant al motorului cu uzură accentuată și zgomote (manifestându-se similar ca la arderea cu detonație la MAS), fiind denumită și detonație diesel.

Perioada de postardere trebuie să fie cât mai scurtă deoarece scade randamentul motorului, chiar dacă asigură arderea completă a combustibilului.

Și în cazul procesului de ardere la MAC asupra acestuia influențează factori constructivi și de exploatare.

Prin creșterea raportului de compresie se reduce perioada de întârziere la autoaprindere, prin creșterea presiunii și temperaturii funcționarea motorului este mai liniștită.

Reducerea întârzierii la autoaprindere este realizată și printr-o pulverizare cât mai fină a combustibilului în camera de ardere, prin creșterea presiunii de injecție până la o anumită limită.

Arhitectura camerei de ardere influențează semnificativ procesul de ardere. Astfel, sunt două categorii de camere de ardere: unitare sau nedivizate, respectiv divizate.

Camerele de ardere nedivizate sunt realizate sub forma unui compartiment unic, la care formarea amestecului depinde de modul de introducere și repartizare a combustibilului, precum și de dirijarea aerului în cameră. De regulă se practică profile speciale în capul pistonului pentru a asigura o turbionare care să determine o uniformizare a amestecului aer-combustibil și injecție prin orificii multiple.

Camerele de ardere divizate sunt de tipul cu cameră de vârtej și cu cameră de preardere. Camerele de vârtej asigură o turbionare prin dirijarea aerului în momentul injecției de combustibil, înainte de a intra în camera principală, în timp ce camerele de preardere asigură arderea unei părți din combustibil (între 20 – 30 %) având ca efect accentuarea pulverizării restului de combustibil injectat în camera principală.

4.2.4. Procesul de destindere

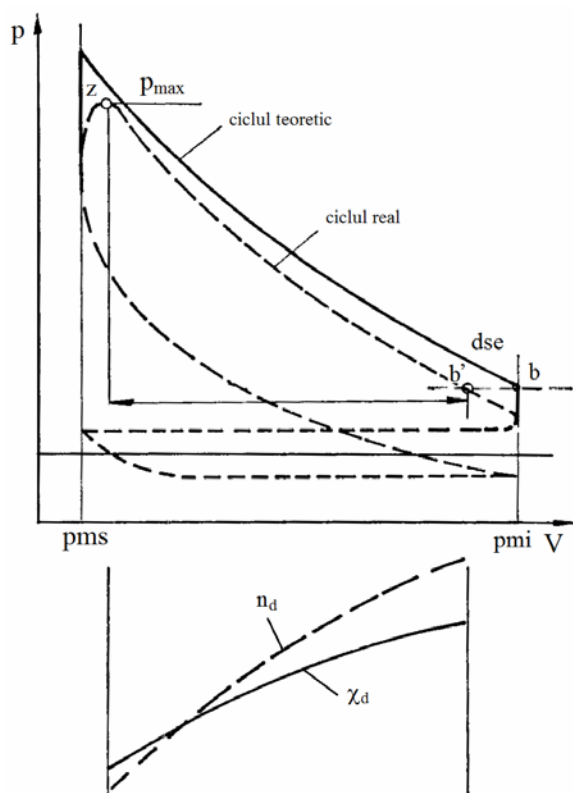
Destinderea este singurul timp în care se produce lucru mecanic ca efect al destinderii gazelor arse din cilindru, de aceea se mai numește timp motor.

Întrucât teoretic în timpul de destindere pistonul se deplasează din pms în pmi și are ca scop cedarea energiei fluidului motor către piston și mai departe la arborele motor, se poate considera că și în mod real destinderea durează din pms până în pmi .

Pentru studiul procesului de destindere se consideră că acesta durează din momentul când presiunea din cilindru atinge valoarea maximă la MAS, ori din momentul terminării injecției la MAC și până la deschiderea supapei de evacuare (fig. 4.21.).

Deoarece temperatura gazelor este ridicată, procesul de destindere se desfășoară în condițiile în care are loc o cedare intensă a căldurii către pereții cilindrului

Din diagramă se poate vedea că valoarea mică a exponentului politropic n_d la începutul destinderii (în comparație cu exponentul adiabatic χ_d) se datorează faptului că pe această zonă de destindere căldura degajată prin ardere este mai mare decât căldura preluată prin transfer de către pereții cilindrului.



modifică în limite foarte mici.

Fig. 4.21. Procesul destinderii în diagrama indicată

La finalul destinderii presiunea din cilindru are valori de 30-50 N/cm² la MAS și 20-40 N/cm² la MAC, iar temperatura între 900-1300 la MAS, respectiv între 600-900 la MAC.

Asupra procesului de destindere se manifestă influența unor factori precum dozajul sau raportul aer/combustibil, tipul camerei de ardere, turația și sarcina motorului.

În cazul unor amestecuri sărace la MAS crește durata arderii și ajunge în faza de destindere, determinând scăderea exponentului politropic. Pentru MAC cu camere nedivizate excesul de aer limitează durata arderii și mărește exponentul politropic.

Odată cu creșterea turației motorului, prin creșterea duratei arderii și a reducerii schimbului de căldură cu pereții cilindrului, exponentul politropic va scădea.

Dacă la MAS reducerea sarcinii mărește durata postarderii, cu scăderea exponentului politropic, la MAC scade durata arderii, crește randamentul termic iar exponentul politropic se

4.3. Caracteristicile motoarelor termice cu piston

Comportarea unui motor termic se poate aprecia cu ajutorul caracteristicilor, care reprezintă grafic variația unor mărimi sau indici în raport cu o mărime ce influențează asupra performanțelor energetice și economice ale acestuia. De regulă, aceste caracteristici se determină pe cale experimentală.

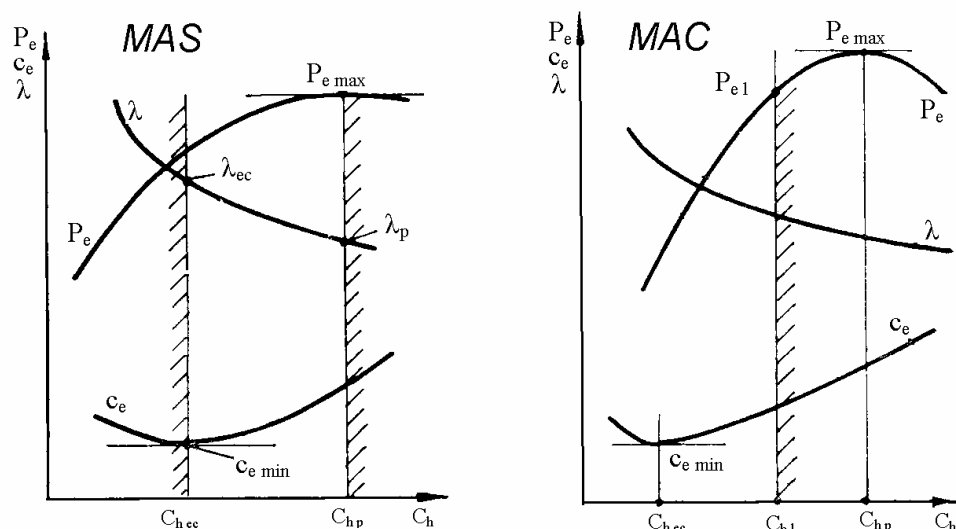


Fig. 4.22. Caracteristica de consum de combustibil pentru MAS și MAC

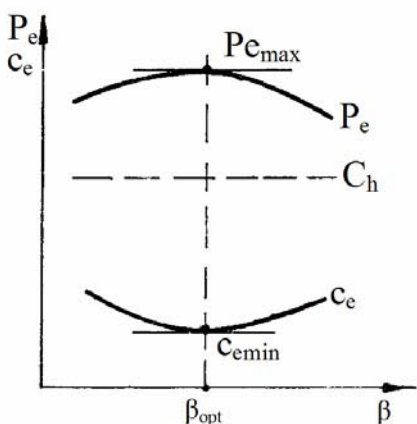
În funcție de variabila independentă sunt două categorii de caracteristici:

- de reglaj, când variabila independentă este un factor de reglaj precum avansul la injecție, dozajul, etc.;
- funcționale, la care variabila independentă este un factor funcțional precum sarcina sau turația motorului.

Caracteristica de consum de combustibil (fig. 4.22.) este o caracteristică de reglaj și reprezintă grafic variația puterii efective a motorului, a consumului specific de combustibil și a coeficientului excesului de aer în raport cu consumul orar de combustibil, pentru turație constantă.

În acest mod se pot trasa caracteristicile de consum pentru mai multe turații, astfel încât să se obțină condițiile optime de funcționare a motorului cu consumuri minime.

Caracteristica de avans (fig. 4.23.) este o caracteristică de reglaj și reprezintă variația puterii efective și a consumului specific de combustibil în funcție de unghiul de avans la producerea scântei electrice, respectiv a avansului la injecție, la turație și sarcină constantă.



Prin trasarea caracteristicilor de sarcină pentru mai multe turații, dar la sarcină constantă, se pot obține valorile optime ale avansului. Același lucru se face și pentru turație constantă, dar la sarcini diferite.

Caracteristica de avans este foarte importantă la obținerea curbelor de avans, necesare la realizarea dispozitivelor de reglaj automat al avansului cu turația, respectiv cu sarcina.

Caracteristica de sarcină este o caracteristică funcțională și reprezintă variația consumului orar și a consumului specific de combustibil în raport cu sarcina, la turație constantă (fig. 4.24.).

Fig. 4.23. Caracteristica de avans

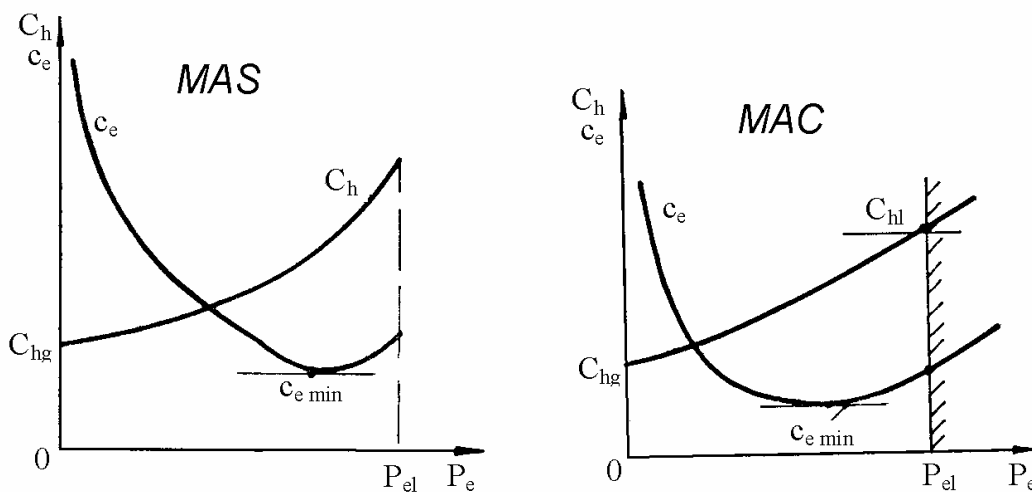


Fig. 4.24. Caracteristica de sarcină pentru MAS și MAC

La mersul în gol puterea efectivă este nulă (deoarece puterea echivalentă pierderilor mecanice este egală cu puterea indicată), consumul orar de combustibil are valoarea C_{hg} și consumul specific de combustibil tinde către infinit (randamentul mecanic este zero).

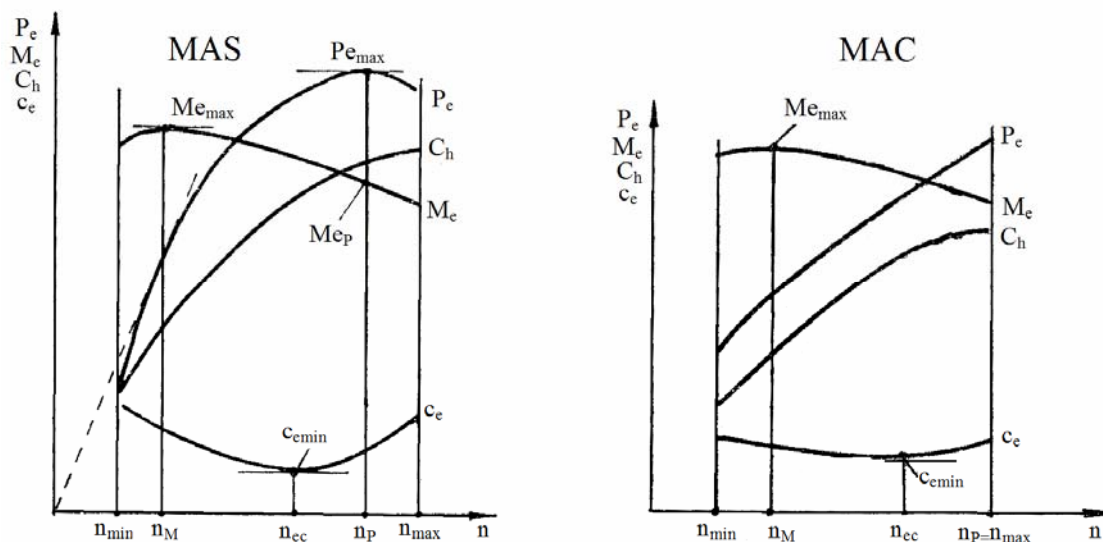


Fig. 4.25. Caracteristica de turație la sarcină totală pentru MAS și MAC

Pentru MAS prin trecerea la regimul de sarcini parțiale se constată o îmbunătățire a proceselor de funcționare. Se îmbunătățește umplerea cilindrilor, crește puterea indicată iar consumul specific scade până la valoarea minimă c_{emin} , în jurul acestei valori se stabilește sarcina la care se obține, pentru acea turație, puterea efectivă continuă.

Pentru MAC consumul specific minim are o valoare scăzută pentru o gamă mai mare de sarcini, aceasta ca efect al funcționării motorului cu exces de aer.

În cazul suprasarcinilor, nu trebuie depășit consumul maxim orar limitat C_{hl} , pentru ambele motoare la sarcina totală va rezulta cel mult puterea maximă limitată P_{el} .

Caracteristica de turație este o caracteristică funcțională și reprezintă variația puterii efective, momentul motor efectiv, consumului orar și consumului specific de combustibil în funcție de turația motorului pentru sarcini constante diferite.

Caracteristica de turație la sarcină totală (fig. 4.25) se determină pentru debitul maxim de combustibil. Se schimbă momentul rezistent fapt care duce la variația turației de la valoarea minimă la care motorul funcționează stabil (n_{min}), până la valoarea maximă (n_{max}).

Pentru MAS puterea efectivă crește la valoarea maximă după care, ca efect al creșterii pierderilor gazodinamice, aceasta scade ca de altfel și la turații scăzute.

În cazul motoarelor pentru tracțiune, capacitatea de stabilizare a funcționării acestora se apreciază prin coeficientul de adaptabilitate la tracțiune a , respectiv coeficientul de turație u :

$$a = \frac{M_{e\max}}{M_{ep}} \quad (4.21.)$$

$$u = \frac{n_M}{n_p}$$

unde: M_{ep} este momentul efectiv pentru puterea efectivă maximă;

n_p – turația motorului pentru puterea maximă;

n_M - turația motorului pentru momentul efectiv maxim.

În aceste condiții, o capacitate de stabilizare este cu atât mai bună cu cât coeficientul u este mai mic și coeficientul a este mai mare.

Din diagramă se poate stabili regimul de lucru al motorului pentru care consumul specific de combustibil este minim.

Pentru MAC, din condiția de a evita solicitări mecanice și termice peste valorile admisibile, care înrăutățesc procesul de ardere, se limitează turația maximă la valoarea n_p . Și în acest caz, pe baza caracteristicii se poate alege regimul de lucru al motorului pentru consumul specific minim de combustibil.

Tot în funcție de turație se mai reprezintă caracteristicile motorului pentru sarcini parțiale și caracteristica la mersul în gol a motorului.

Caracteristica de regulator este specifică motoarelor prevăzute cu regulator de turație și reprezintă variația puterii efective, momentul motor efectiv, consumul orar și consumul specific de combustibil în domeniul de acțiune a regulatorului.

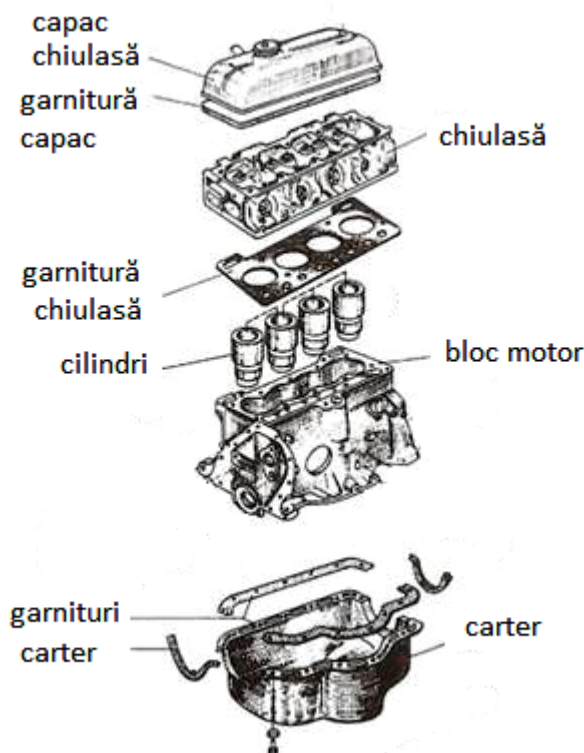
Regulatorul are rolul de a limita abaterea turației de la valoarea unui regim de funcționare stabil, prin deplasarea funcționării motorului între caracteristici de turație corespunzătoare unor sarcini diferite. Un caz aparte este cel al motoarelor utilizate la propulsia tractoarelor, unde se determină mai multe caracteristici de regulator (acestea au prevăzut regulator pentru toate turațiile).

Caracteristica de pierderi reprezintă variația pierderilor de putere sau a presiunii medii în funcție de turație, pe această caracteristică putând fi reprezentată și variația randamentului mecanic cu turația.

4.4. Construcția motoarelor pentru autovehicule și tractoare

Motoarele termice, pe lângă componentele în care se realizează arderea combustibilului și obținerea de energie mecanică, au în construcție lor o serie de sisteme menite să asigure alimentarea cu combustibil, alimentarea cu energie electrică a consumatorilor, pornirea motorului, sisteme admisie, de distribuție și evacuare a gazelor, sisteme de producere a scântei electrice, de ungere și răcire a motorului, sisteme auxiliare.

4.4.1. Mecanismul motor și părțile fixe ale motorului



Părțile fixe ale unui motor sunt reprezentate de către blocul motor, cilindrii, carterul motorului, chiulasa și lagărele cu cuzineți (fig. 4.26.), în timp ce mecanismul motor este alcătuit din ansamblul piston, segmenti, bolt, bielă, cuzineți (fig. 4.27.) și arborele cotit cu volantul (fig. 4.28.)

Rolul părților fixe este de a delimita spațiul de lucru al mecanismului motor, de susținere a mecanismului motor și a altor elemente aflate în mișcare (supape, arbore distribuție, fulii, roți dințate, etc.), precum și a altor componente ale motorului precum galeriile de admisie și evacuare a gazelor, pompe de alimentare cu combustibil, electromotorul de pornire, alternatorul, pompă lichid răcire, pompă ulei, filtre și alte elemente indispensabile funcționării unui motor termic.

Fig. 4.26. Părțile fixe ale motorului

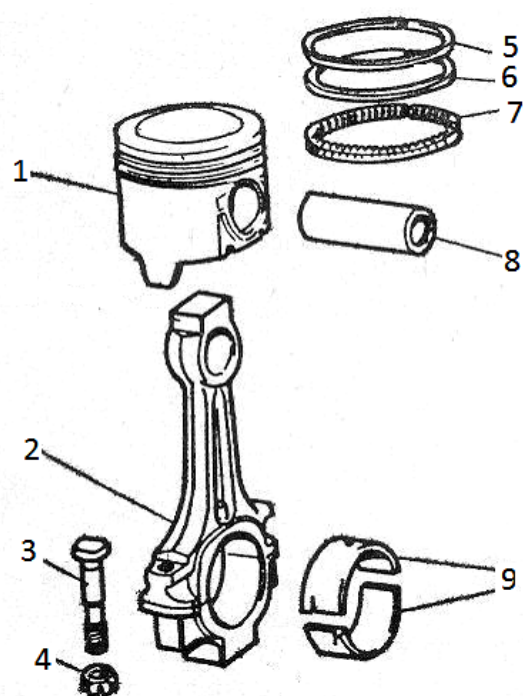


Fig. 4.27. Componente ale mecanismului motor: 1- piston; 2- bielă; 3- șurub; 4- piuliță; 5,6- segmenti etanșare; 7- segment ungere; 8- bolț; 9- cuzineți

Pe arborele cotit sunt prevăzute fusurile paliere pe care, prin intermediul cuzineților, se sprijină pe blocul motor, respectiv fusurile manetoane pe care, tot prin intermediul cuzineților, se montează capul bielei.

Cu ajutorul bolțului pistonul este montat în piciorul bielei, asigurând astfel legătura cinematică cu arborele cotit. Pistonul se montează în cilindrul fix sau detașabil din blocul motor, etanșarea fiind asigurată de către segmenti.

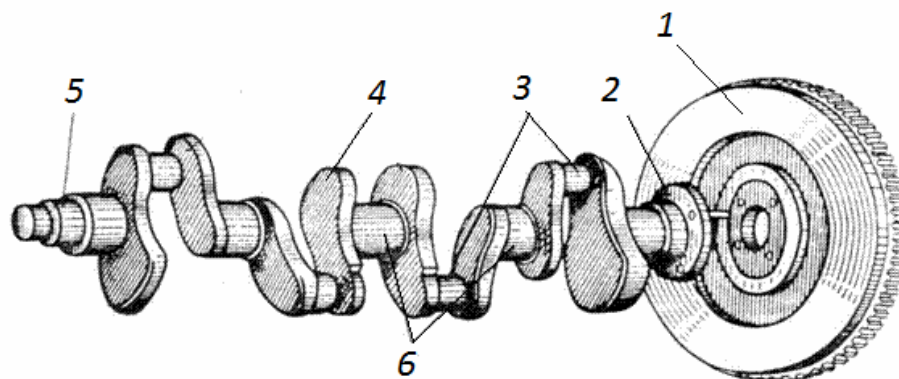


Fig. 4.28. Arborele cotit cu volantul: 1- volant; 2- flanșă prindere volant; 3- fusuri manetoane; 4- brațe arbore cotit; 5- fus montare roată distribuție; 6- fusuri paliere.

4.4.1.1. Pistonul

Pistonul este elementul care, împreună cu segmentii, bolțul și biela asigură evoluția fluidului motor în cilindru, îndeplinind mai multe funcții: preia forța de presiune a gazelor și o transmite sub formă de energie mecanică arborelui cotit; transmite către cilindru reacțiunile produse de către biela; asigură etanșarea camerei de ardere prin intermediul segmentilor; preia și transmite o parte din căldura degajată prin arderea combustibilului către cilindru.

Deoarece între piston și cilindru este dificil de realizat o ungere lichidă, pierderile mecanice prin frecare sunt foarte mari (ajung la peste 50 % din totalul pierderilor mecanice), determinând un grad ridicat de uzură a pistonului și cilindrului. În realitate pistonul lucrează la presiuni și temperaturi ridicate, fiind supus unor solicitări mecanice și termice importante.

Din punct de vedere constructiv, pistonul este alcătuit din următoarele componente (fig. 4.29.): capul pistonului, zona portsegmenti, locaș pentru bolț și mantaua pistonului.

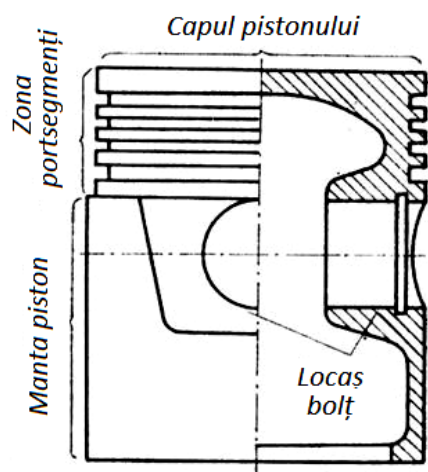


Fig. 4.29. Părțile componente ale pistonului

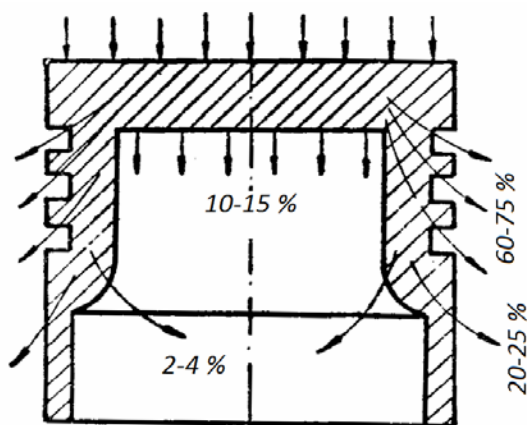


Fig. 4.30. Distribuția fluxului termic la un piston

Ca urmare a arderii combustibilului, capul pistonului preia o cantitate mare de căldură de la gazele de ardere și o evacuează în principal prin zona portsegmenti (fig. 4.30.), prin manta și prin partea inferioară a capului pistonului. Acest lucru determină o distribuție neuniformă a fluxului de căldură (fig. 4.31.) și prin urmare temperaturi diferite pe zonele constructive ale pistonului.

Modul de variație a temperaturii și nivelul acesteia depinde de mai mulți factori. Printre cei mai importanți se pot enumera: tipul motorului (cu aprindere prin comprimare sau cu scânteie), materialul din care este realizat pistonul (conductivitate termică, coeficient de dilatare termică), mărimea suprafeței de contact dintre piston și gazele de ardere, caracteristicile gazelor de ardere (temperatură, densitate, presiune), caracteristicile agentului de răcire a motorului.

Temperaturile ridicate la care este supus pistonul în timpul funcționării motorului, afectează rezistența mecanică a materialului din care este confecționat. Pe de altă parte, ca urmare a neuniformității temperaturii pe zonele pistonului, rezultă și dilatări neegale ale acestuia, variația neegalității dilatărilor fiind mărită prin modificarea regimului de funcționare.

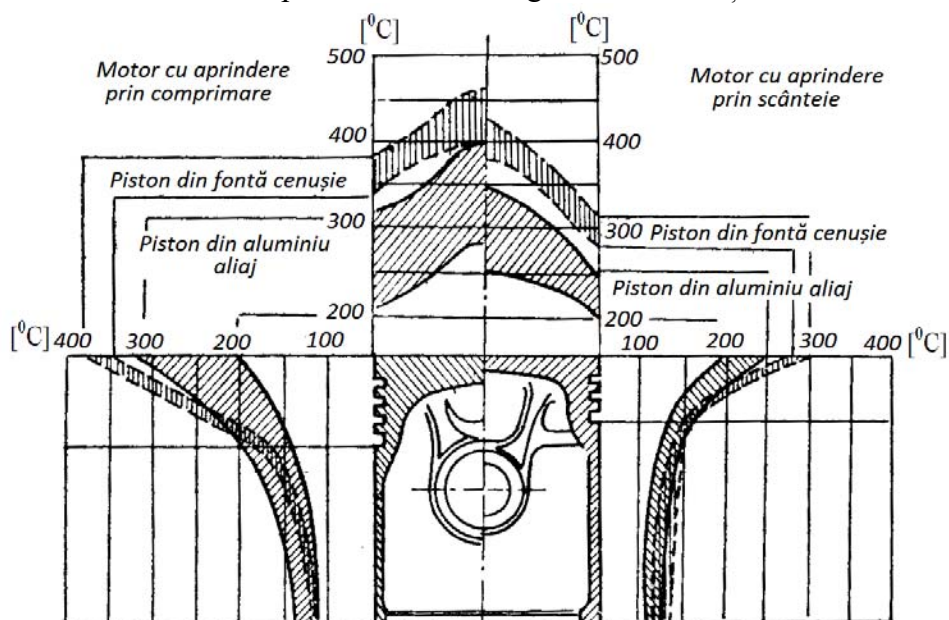


Fig. 4.31. Modul de variație a temperaturii pentru diferite tipuri de pistoane

În practică se realizează un montaj între cilindru și piston cu un joc la rece (care are valori mari) și unul la cald (corespunzător funcționării în condiții normale de temperatură). Aceste jocuri trebuie să asigure atât etanșeitatea cu ajutorul segmentelor, cât și evitarea gripării sau blocării pistonului (pistonul trebuie să se poată deplasa liber în cilindru). Deoarece în timpul exploatării uzura progresivă a cilindrului și a pistonului determină creșterea jocului la cald, este necesară limitarea jocului inițial de montaj (la rece) la valorile minime necesare.

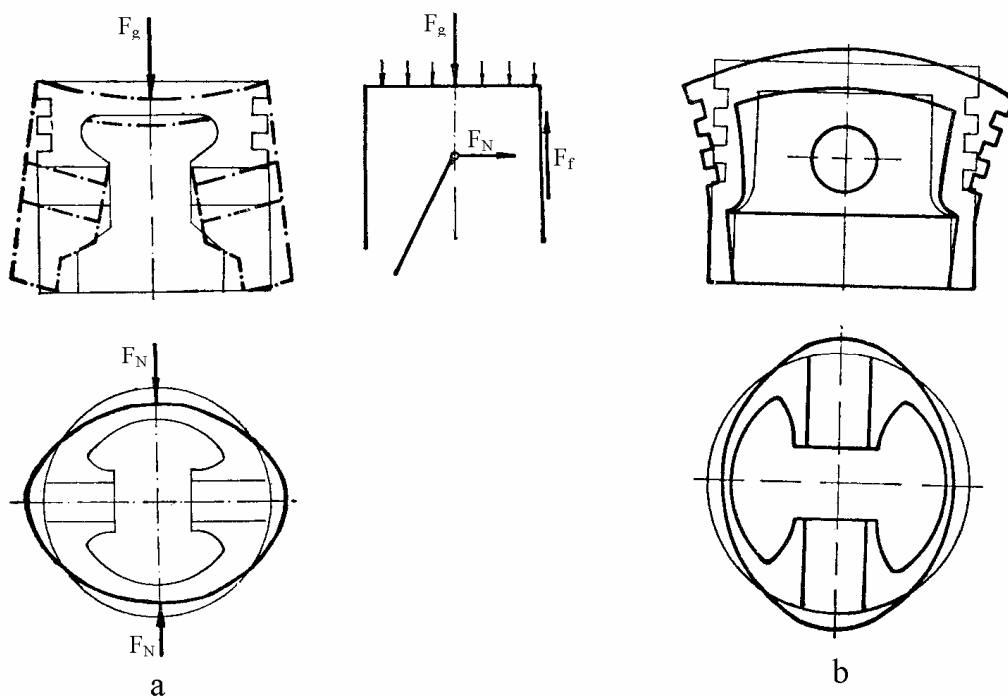


Fig. 4.32. Deformațiile pistonului: a- la solicitările mecanice; b- la solicitările termice

Aceste jocuri țin cont de deformațiile suferite de către piston în timpul funcționării și ele se datorează solicitărilor mecanice și termice la care este supus (fig. 4.32.).

Sub acțiunea forței gazelor de ardere F_g și a reacțiunii normale F_N produsă de bielă, între piston și cilindru se produce forța de frecare F_f . Aceste solicitări determină deformația pistonului așa cum se poate vedea în figura 4.32.a.

Ca urmare a încălzirii pistonul are o dilatare radială inegală (fig. 4.32.b.), de formă tronconică, iar în dreptul umerilor de formă eliptică.

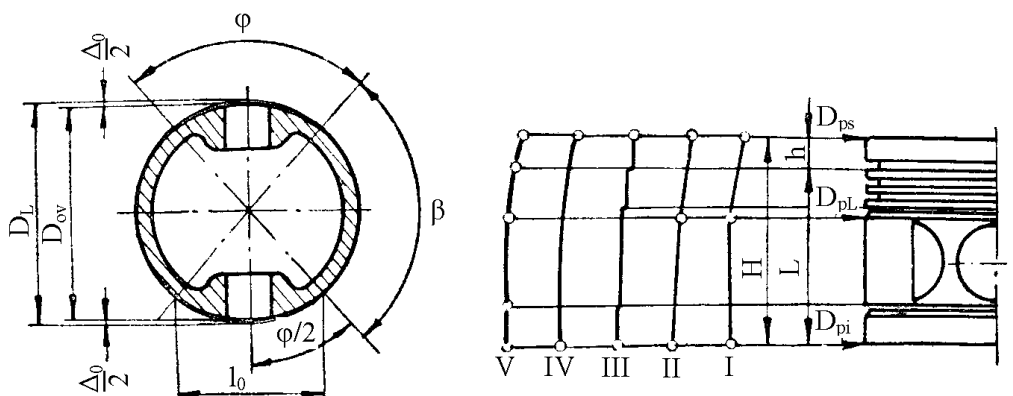
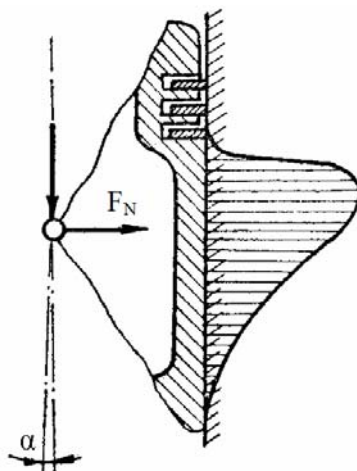
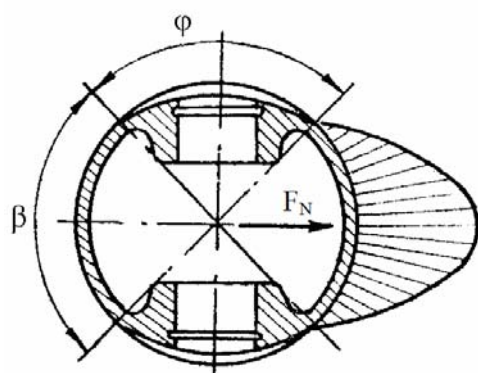


Fig. 4.33. Forme ale profilului longitudinal și transversal a pistonului

Pentru a diminua efectul uzurii progresive și a asigura o bună etanșare a camerei de ardere,



pistonul se poate executa în diferite variante ale profilului longitudinal (fig. 4.33. variantele I...V), cu jocuri mai mari la capul pistonului și în zona portsegmenti, respectiv cu o formă eliptică în profil transversal, ovalitatea fiind de 0,1 - 0,25 mm în cazul unor alezaje de până la 100 mm.

Fig. 4.34. Repartiția presiunii pe manta pistonului

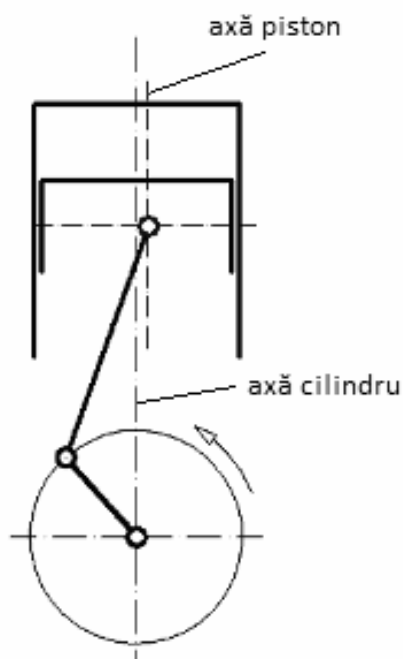


Fig. 4.35. Montarea decalată a axei pistonului față de axa cilindrului

Această ovalitate nu afectează etanșarea sau uzura ansamblului piston-cilindru, deoarece componenta normală transmisă de biela N formează un unghi β cuprins între 90° - 100° (fig. 4.34.).

În timpul funcționării motorului, ca urmare a jocului diametral cu care pistonul se montează în cilindru, sub acțiunea forței normale F_N (variabilă în timp ca direcție și mărime) se induce un efect de basculare în jurul bolțului, cu producerea unui șoc. În aceste condiții cilindru intră în vibrație și se generează zgomote cunoscute sub denumirea de bătaie a pistonului, fenomenul intensificând uzura pistonului și a segmentilor.

O influență majoră asupra fenomenului de bătaie a pistonului o reprezintă jocul dintre piston și cilindru și care este dependent de starea termică a pistonului. Diminuarea acestui efect de basculare se poate face printr-un decalaj de montare între axa cilindrului și axa pistonului (fig. 4.35.).

Întrucât capul pistonului este partea care delimitează spațiul de evoluție a fluidului motor, forma constructivă a acestuia depinde de tipul de motor (MAS sau MAC), respectiv de forma camerei de ardere.

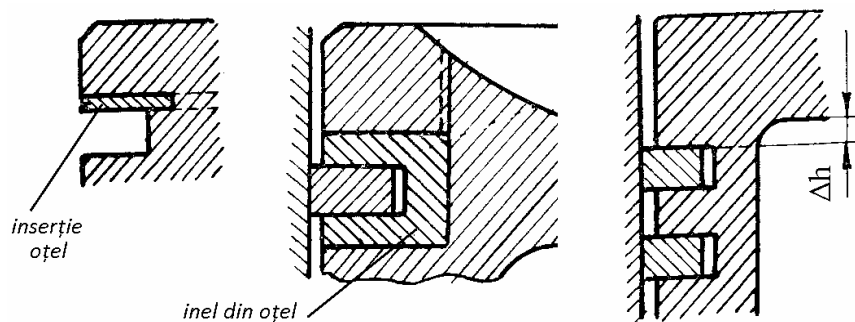


Fig. 4.36. Forme ale capului pistonului

De regulă, la MAS forma capului pistonului este plană sau ușor bombată (fig. 4.36.), fapt ce mărește rigiditatea pistonului și permite amplasarea convenabilă a supapelor. În unele cazuri s-au realizat și pistoane care conțin în capul acestora o mare parte din camera de ardere.

În cazul MAC forma capului pistonului depinde de felul în care este configurată camera de ardere (divizată sau nedivizată). La camerele de ardere nedivizate forma capului pistonului este profilată (conține camera de ardere), astfel încât să poată realiza distribuția jetului de combustibil care să determine o cât mai bună uniformizare a acestuia cu aerul din camera de ardere. La motoarele prevăzute cu cameră de ardere divizată, în general capul pistonului are formă plană, asemănător ca la MAS.

Din necesitatea măririi rigidității capului pistonului, dar și pentru a disipa cât mai bine căldura



preluată de la gazele de ardere, suprafața interioară a capului pistonului are prevăzute nervuri, iar în unele cazuri este răcită cu ulei preluat de la ungerea sub presiune a bolțului.

Fig. 4.37. Modalități de reducere a uzurii în zona portsegmentilor

Regiunea în care se montează segmentii trebuie să asigure, pe de o parte o dirijare cât mai uniformă a fluxului de căldură către toți segmentii, iar pe de altă parte o rezistență mare la uzură a canalelor. Ca soluții se pot monta insertii din oțel și uneori fontă austenitică (fig. 4.37.), iar pentru prevenirea supraîncălzirii primului segment, montarea lui la o distanță Δh față de suprafața interioară a capului pistonului.

O problemă importantă o ridică mantaua pistonului, ca urmare a dilatării sub acțiunea căldurii preluate, acest lucru fiind limitat de condițiile de montaj. Pentru a reduce jocul dintre manta și cilindru, acesta este prevăzută uneori cu fante care îi conferă o mai bună elasticitate, favorizează dilatarea fără

riscul de gripare. O altă soluție o constituie introducerea unor inserții metalice cu coeficient de dilatare mic în zona umerilor pistonului.

Materialele utilizate la confecționarea pistoanelor sunt aliajele de aluminiu (pe bază de siliciu, respectiv pe bază de cupru), fonte și oțeluri.

În ultimul timp unii producători folosesc pentru răcirea pistoanelor injectoare de ulei și care este trimis sub presiune printr-un orificiu practicat în capul pistonului. Evacuarea uleiului injectat se face prin niște orificii circulare, după care acesta ajunge în carterul motorului.

La motoarele de mare putere, pentru protejarea pistoanelor la acțiunea termică a gazelor de ardere, se folosesc diverse soluții tehnice:

- acoperirea capului pistonului cu un strat de material ceramic (piston Thermisield);
- realizarea pistonului din oțel cu galerii de răcire cu ulei (piston Monosteel);
- călirea locală a pistonului din aluminiu (piston DuraBowl);
- realizarea pistonului din două piese: capul din oțel forjat și manta din aluminiu (piston Ferrotherm);
- piston realizat din oțel forjat (piston Monotherm).

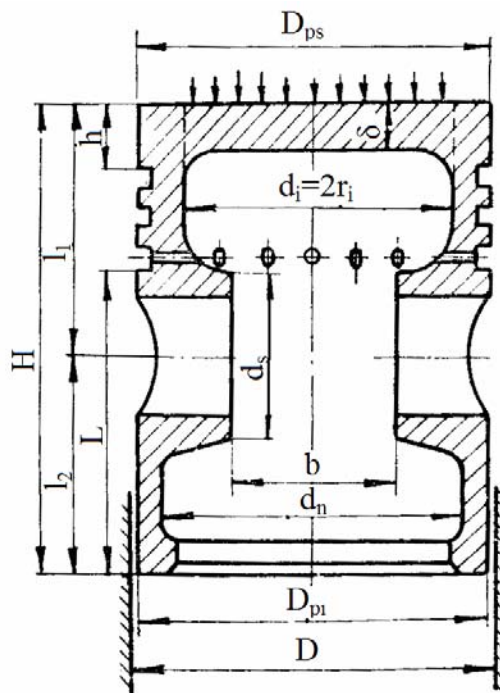


Fig. 4.38. Principalele dimensiuni constructive ale pistonului

Calculul pistonului ține cont de dimensiunile sale constructive (fig. 4.38) și are în vedere următoarele:

- capul pistonului: este verificat la încovoiere, fiind considerat ca o placă circulară de grosime constantă, sprijinită liber și încărcată cu o sarcină uniform distribuită, datorată presiunii maxime a gazelor de ardere;
- regiunea portsegmentii: este verificată la compresiune sub acțiunea presiunii maxime a gazelor de ardere uniform repartizate, pentru secțiunile slăbite de către orificiile pentru ulei;
- mantaua pistonului: este verificată pentru presiunea maximă dezvoltată de cilindru pe lungimea L, pentru cazul în care forța normală maximă încarcă suprafața proiectată LD pe planul longitudinal al pistonului.

4.4.1.2. Segmentii

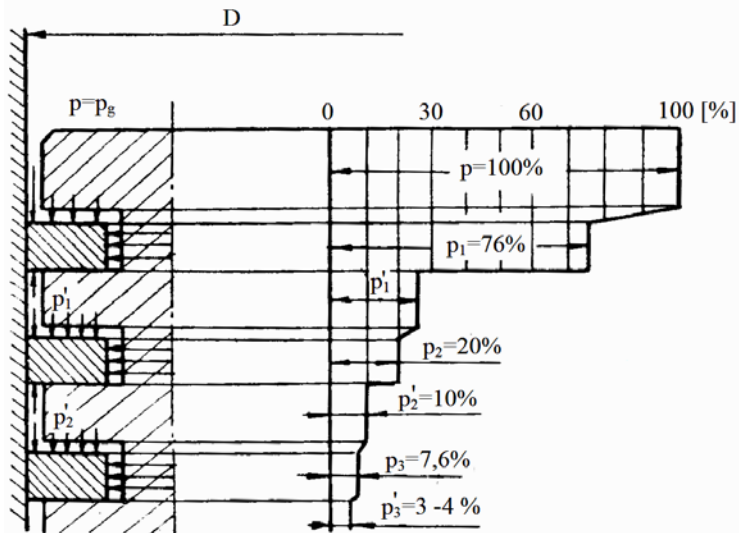
Segmentii sunt de forma unor inele elastice, care se montează în canalele practicate în corpul pistonului, având rolul de a etanșa camera de ardere și de a împiedica trecerea gazelor de ardere din cilindru în carterul motorului. În același timp, segmentii împiedică pătrunderea uleiului care ajunge pe suprafața cilindrului și care asigură ungerea, respectiv preluarea unei părți din căldura pereților acestuia.

În funcție rolul principal pe care îl îndeplinesc segmentii sunt de două feluri: segmenti de compresie sau de etanșare, respectiv segmenti de ungere sau de curățire a surplusului de ulei, din care cauză se numesc și raclori.

Din analiza funcționării se poate spune că fiecare segment îndeplinește, în proporții diferite, ambele funcții și de aceea acesta trebuie să aibă o elasticitate suficientă pentru a exercita o anumită presiune asupra cilindrului.

Etanșarea este realizată de către segmenti în baza efectului de labirint (fig. 4.39.). În figură se poate vedea și modul de variație a presiunii gazelor în lungul regiunii în care sunt montați acești segmenti. Prin prelungirea drumului pe care trebuie să-l parcurgă gazele și prin realizarea unor spații

reduse, se poate observa că la ultimul segment, în condiții de etanșare normală, presiunea gazelor ajunge la doar 3-4 % din presiunea din camera de ardere.



Segmentii apasă asupra peretelui cilindrului ca urmare a elasticității lor, a presiunii gazelor care pătrund în spatele segmentelor, precum și prin intermediul peliculei de ulei care acoperă suprafața cilindrului. Din figură se poate vedea că primul segment asigură etanșarea într-o proporție de cca. 75 %, restul gazelor ajungând la următorul segment, a cărui rol nu este neglijabil.

Fig. 4.39. Modul în care se realizează efectul de etanșare a segmentelor

Canalele în care se montează segmentii au secțiunea mai mare decât a acestora și prin urmare, în timpul funcționării motorului se produce o mișcare relativă a segmentelor (fig. 4.40.). Astfel, ca urmare a forțelor ce acționează asupra unui segment, acesta trece de pe un flanc pe altul al canalului în care este montat, mișcare numită pulsația segmentului.

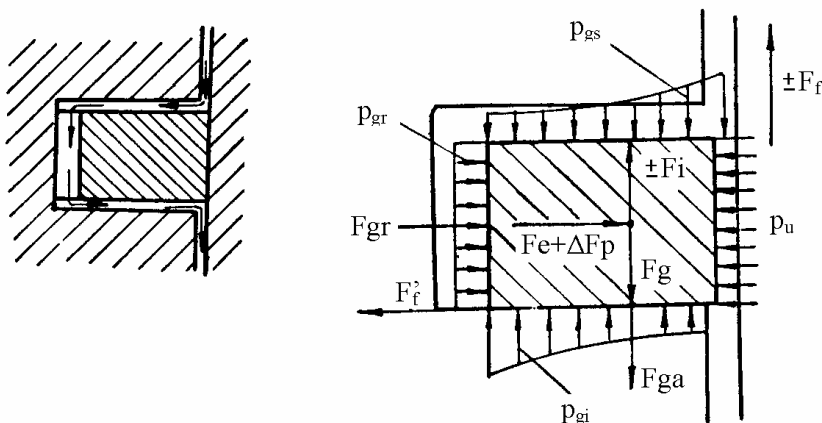


Fig. 4.40. Modul de scăpare a gazelor și forțele care acționează asupra segmentului

Mișcarea pulsatorie afectează etanșarea, pentru că gazele pot trece prin interstițiul format la un moment dat

Pelicula de ulei ce se formează la suprafața cilindrului exercită presiunea p_u asupra segmentului. Pe de altă parte,

segmentul se reazemă pe flancul inferior sub acțiunea presiunii gazelor p_{gs} , mai mare decât presiunea de pe flancul inferior p_{gi} .

Pe direcția axială presiunea gazelor dau rezultanta F_{ga} , la care se adaugă forța de greutate a segmentului F_g , forța de frecare F_f și forța de inerție F_i . Forța rezultantă pe direcție axială va fi:

$$F_a = F_g + F_g \pm F_i \pm F_f \quad (4.22.)$$

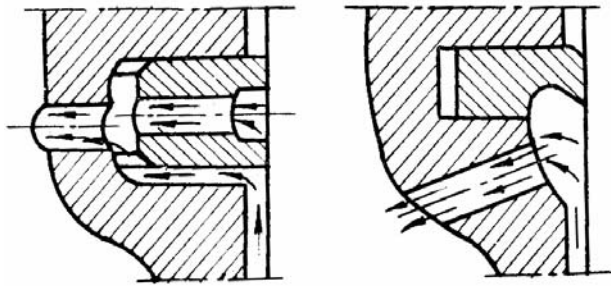
Se poate observa că forța axială are o valoare variabilă, ca urmare a faptului că forțele de inerție și de frecare își schimbă sensul în timpul unui ciclu motor.

Pe direcție radială asupra segmentului acționează forța de elasticitate proprie F_e , forța de presiune a gazelor din spatele segmentului F_{gr} , forța de frecare F_f' și forța produsă de pelicula de ulei ΔF_p . Rezultanta pe direcție radială va fi:

$$F_r = F_e + F_{gr} + F_f' + \Delta F_p \quad (4.23.)$$

Mișcarea relativă a segmentului față de canal afectează în mod direct etanșeitatea, iar aceasta crește cu gradul de uzură a segmentului și flancurilor canalului.

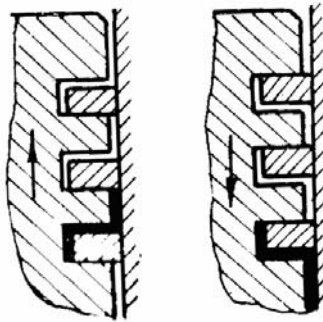
Evacuarea surplusului de ulei de pe suprafața cilindrului este realizată de către unii segmenti de construcție specială și care se montează sub segmentii de etanșare.



Pentru a evita ca în camera de ardere să ajungă o cantitate mare de ulei (mărind consumul de ulei, iar prin arderea lui se formează depuneri de calamină), uleiul este răzuیت și evacuat către spatele pistonului. În acest sens segmentul este prevăzut cu canale, iar pistonul cu orificii speciale (fig. 4.41.).

Fig. 4.41. Evacuarea uleiului de către segment

Cu toate acestea, o cantitate de ulei se deplasează spre camera de ardere prin așa numitul efect de pompaj (fig. 4.42.)



Datorită mișcării segmentilor în canale (pulsăția segmentilor), uleiul poate ajunge spre camera de ardere, acest lucru fiind acceptabil dacă se consumă cel mult 0,7-1,4 g/kWh la motoarele pentru autoturisme, respectiv 1,1-2,8 g/kWh la motoarele pentru tractoare și camioane.

În timpul funcționării, ca urmare a contactului cu gazele de ardere, segmentii se încălzesc, cel mai expus fiind primul segment de etanșare, numit și segment de foc. Acest lucru duce la afectarea calității materialului din care este realizat segmentul și la scăderea etanșării, ca efect al uzurii pronunțate.

Fig. 4.42. Efectul de pompaj

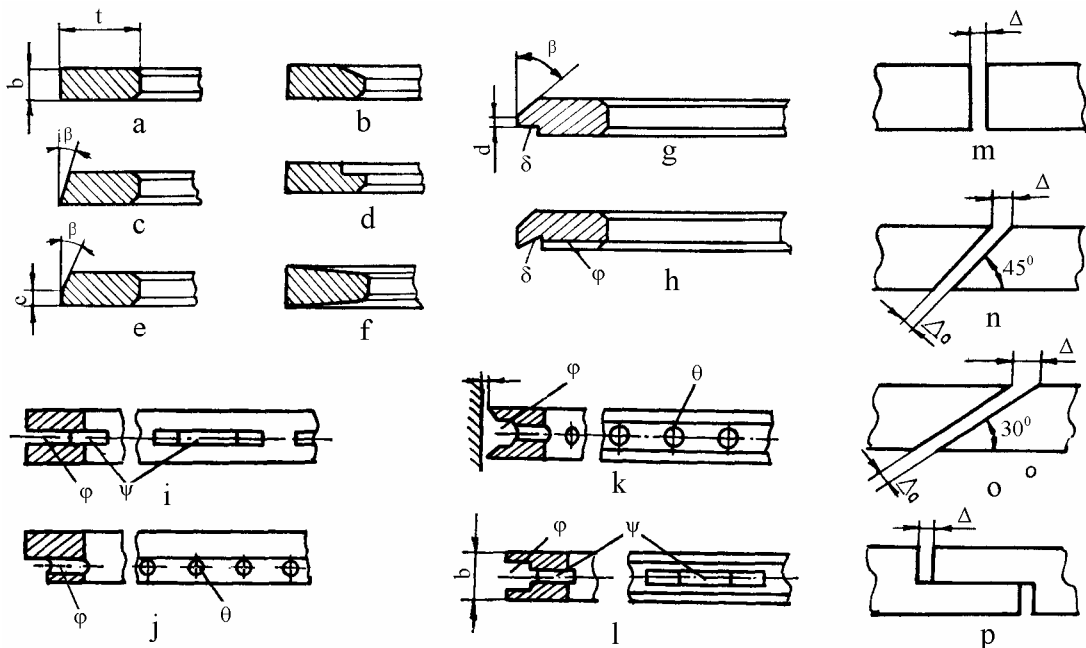


Fig. 4.43. Construcția segmentilor: segmenti de etanșare (a..f); segmenti de ungere (g...l); tipuri de fante de îmbinare (m...p)

Ca și forme constructive, segmentii de compresie (fig. 4.43.) au secțiunea dreptunghiulară, cu înclinare parțială sau totală și cu secțiune asimetrică. Segmentii de ungere au forme diferite, fiind

prevăzuți cu fante de degajare a uleiului δ , cu canalele radiale φ pentru îmbunătățirea evacuării uleiului, cu orificiile θ sau cu fantele ψ .

O problemă importantă o constituie suprapunerea capetelor segmentului, forma fantei afectând etanșarea. Tăierea și suprapunerea oblică, precum și suprapunerea capetelor segmentului mărește eficiența etanșării.

În unele cazuri, pentru mărirea efectului de etanșare, în spatele segmentului se poate monta un element elastic numit expandor și care prin apăsarea lui nu afectează semnificativ procesul de uzură.

În majoritatea cazurilor segmentii se execută din fontă specială de tip perlito-sorbitică cu grafit nodular. Ca elemente de aliere, în vederea creșterii rezistenței la uzură dar și a rezistenței la solicitările termice, fonta poate conține crom, titan, cupru, molibden. În plus, periferia segmentului se supune unei cromări poroase care mărește rezistența la uzură.

4.4.1.3. Bolțul

Numit și axul pistonului, bolțul are rolul de a realiza legătura articulată dintre piston și bielă și de a transmite forța de presiune a gazelor de la piston la bielă. Ca urmare a mișcării odată cu pistonul și biela, bolțul mărește forța de inerție ansamblului mobil din motor.

Ca și construcție bolțul este de formă tubulară, cilindrică la exterior și în diverse forme la interior (fig. 4.44.).

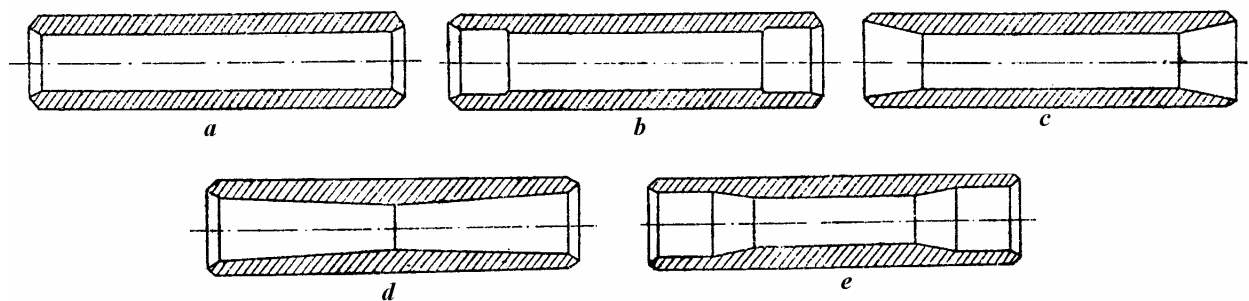


Fig. 4.41. Forme constructive ale bolțului

Solicitățile la care este supus pistonul sunt de natură mecanică și termică. Din punct de vedere mecanic bolțul este solicitat la încovoiere în plan longitudinal și la ovalizare în plan transversal. Ca urmare a faptului că solicitările sunt variabile, bolțul este supus și solicitării la oboseală. Din punct de vedere termic bolțul este supus unor temperaturi de cca. 140-150 °C, în contact cu umerii pistonului.

În procesul de ardere rapidă a amestecului combustibil pistonul este solicitat prin șoc, solicitare care crește odată cu creșterea jocului dintre piston și bolț. Reducerea sau amortizarea șocurilor se poate realiza prin intermediul unei pelicule de ulei între suprafețele de frecare, jocul de montaj favorizând pompajul uleiului (fig. 4.45.).

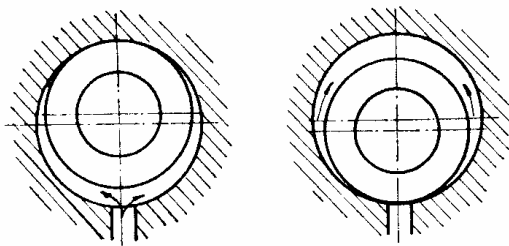


Fig. 4.45. Efectul de pompaj a uleiului

Bolțul ocupă pe rând două poziții extreme, ca urmare a variației sensului forței rezultante ce acționează asupra sa. Pelicula de ulei ce se formează datorită ungerii prin orificiul inferior, în urma mișcării bolțului aceasta este pompată către partea superioară, asigurând o ungere corespunzătoare și o reducere șocurilor în timpul funcționării.

Comportarea în exploatare a bolțului depinde de modul de montaj a acestuia cu pistonul și biela. În practică sunt trei variante de montaj:

- bolț liber în umerii pistonului și liber în piciorul bieiei, numit și bolț flotant: necesită limitarea deplasării axiale a acestuia prin intermediul unor inele; avantajul principal o constituie faptul că bolțul se poate roti, uzura sa este uniformă și se mărește astfel durata de exploatare; deoarece coeficientul de dilatare a materialului pistonului este mai mare decât a materialului din care este confecționat bolțul, jocul dintre bolț și umerii pistonului crește în timpul funcționării și în unele cazuri poate amplifica șocurile transmise către bielă;

- bolț fix în piciorul bieiei și liber în piston: nu mai necesită limitarea deplasării axiale, asamblarea cu bielă se face prin blocarea bolțului cu un șurub sau prin asamblare prin fretare (cu strângere);

- bolț fix în piston și liber în piciorul bieiei: prezintă unele dezavantaje, din care cauză nu se mai folosește în practică.

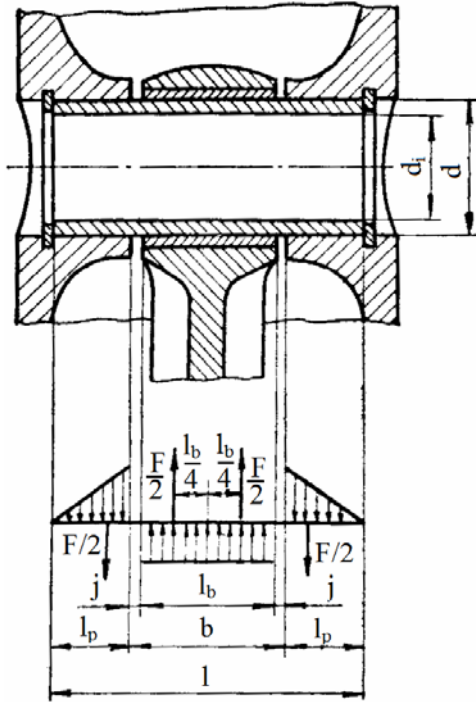


Fig. 4.46. Modelul de calcul al bolțului

Pentru calculul bolțului se iau în considerare presiunile din piciorul bieiei p_b și din umerii pistonului p_p . Acestea se datorează rezultantei F dintre forța de presiune maximă exercitată de către gazele de ardere și forța maximă de inerție a pistonului, având expresia:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} p_{g \max} - m_p r \omega^2 (1 + \Delta) \quad (4.24.)$$

Se alege $p_p < p_b$ și din figura 4.46 se poate scrie:

$$p_p = \frac{F}{2dl_p} < p_b = \frac{F}{dl_b} \quad (4.25.)$$

Pentru jocul $j=1.....2$ mm între fețele laterale ale piciorului bieiei și interioare ale umerilor pistonului, lungimea bolțului trebuie să respecte condiția:

$$l = 2l_p + l_b + 2j \quad (4.26.)$$

Notând cu $\alpha = d_i / d$, d_i fiind 0,60 - 0,75 din diametrul bolțului d , efortul unitar maxim va fi:

$$\sigma_i = \frac{F(l + 2b - 1,5l_b)}{1,2d^3(1 - \alpha^4)} \quad (4.27.)$$

Pentru solicitarea la ovalizare se consideră bolțul ca fiind o grindă curbă, încărcată cu o sarcină repartizată sinusoidal, caz în care deformația maximă se produce în plan perpendicular pe axa sa și are valoarea maximă:

$$\Delta d = \frac{0,09FK}{EI} \left[\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right]^3 \quad (4.28.)$$

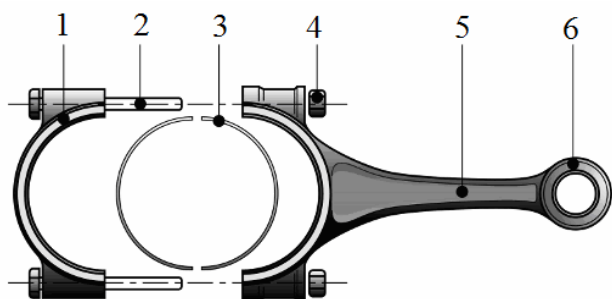
Solicitarea la forfecare are valoarea maximă în secțiunile din dreptul jocurilor j , în acest caz efortul unitar fiind:

$$\sigma = \frac{0,85F(1 + \alpha + \alpha^2)}{d^2(1 - \alpha^4)} \quad (4.29.)$$

Materialele folosite la fabricarea bolțurilor țin cont de condițiile de funcționare. Pentru motoare cu solicitări reduse ale bolțului, acesta se execută din oțeluri carbon de cementare (cu călire superficială), respectiv din oțeluri de îmbunătățire călite superficial (călire prin CIF). La motoarele de mare putere, unde solicitările sunt mari, bolțul se execută din oțeluri aliate de cementare și

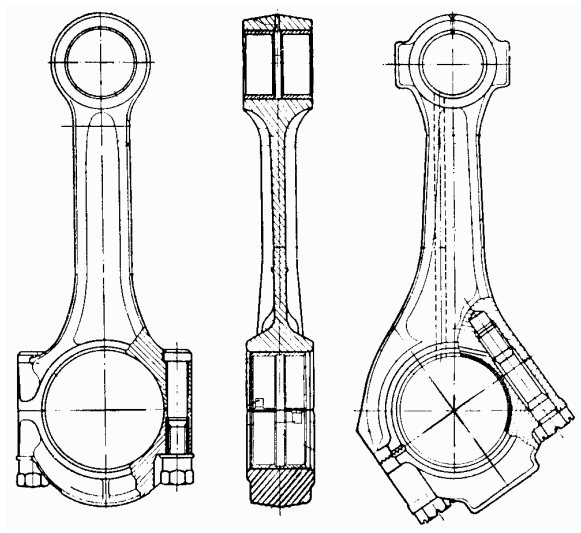
îmbunătățire. În toate cazurile, suprafața de lucru a bolțului se prelucrează astfel ca rugozitatea să fie mai mică de $2\mu\text{m}$.

4.4.1.4. Biela



Biela este elementul care transmite forța gazelor de ardere de la capul pistonului la arborele cotit și împreună cu acesta transformă mișcarea rectilinie a pistonului în mișcare de rotație a arborelui cotit.

Fig. 4.47. Elementele constructive ale bielei: 1- cap 2- șurub; 3- cuzinet; 4- piuliță; 5- corp; 6- picior



Constructiv (fig.4.47.) biela este alcătuită din picior (în care se montează bolțul), corp și cap care se montează pe arborele cotit. De regulă, capul bielei se realizează cu un capac detașabil (fig. 4.48.), care servește la montarea pe arborele cotit. Secționarea capului bielei se poate face perpendicular pe axa bielei sau după un plan înclinat la 45° (mai rar la 30° sau 60°) față de planul de încastrare. Această soluție permite capului bielei să treacă prin cilindru în timpul montajului.

Fig. 4.48. Moduri de secționare a capului bielei

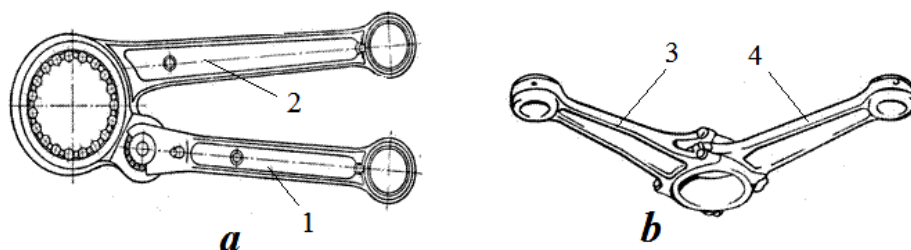


Fig. 4.49. Biele pentru motoare cu cilindri în V: a- bielă mamă și bieletă; b- bielă furcă și bielă interioară: 1- bieletă; 2- bielă mamă; 3- bielă furcă; 4- bielă interioară

Pentru motoarele cu cilindri în linie biela are forma constructivă din figura 4.48. La motoarele cu cilindri în V legătura pistonului cu arborele cotit se poate face și cu ajutorul unor biele de construcție specială, precum cele din figura 4.49. și montate ca în fig. 4.50.

Piciorul bielei este de formă tubulară, în care se montează bolțul. Ungerea prin stropire a bolțului se realizează prin intermediul unei fante sau a unui orificiu, practicat în partea superioară a piciorului bielei. În situația în care trebuie răcită suprafața interioară a capului pistonului, uleiul de răcire dar și de ungere a bolțului este trimis sub presiune dinspre arborele cotit, prin corpul bielei și

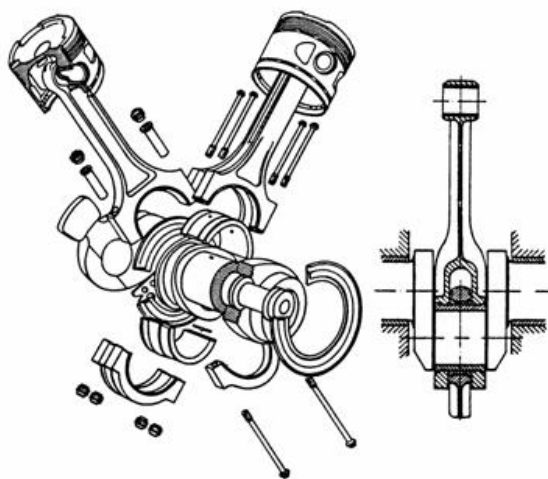


Fig. 4.50. Modul de montare a ambielajului în furcă la un motor în V

refulat printr-un orificiu practicat în partea superioară a piciorului bielei.

Capul bielei are formă circulară și este compusă din două elemente: unul solidarizat cu corpul bielei și al doilea sub formă de capac. Deoarece diametrul fusului maneton este mare, se impune limitarea grosimii capului bielei și implicit a dimensiunilor de gabarit. Totodată, acesta trebuie să asigure rezistența mecanică la solicitările ce apar în timpul funcționării motorului. Montajul capului bielei se face cu ajutorul a doi semicuzineți, ungerea fiind asigurată prin uleiul trimis sub presiune prin orificiile din

arborele cotit și din semicuzineți.

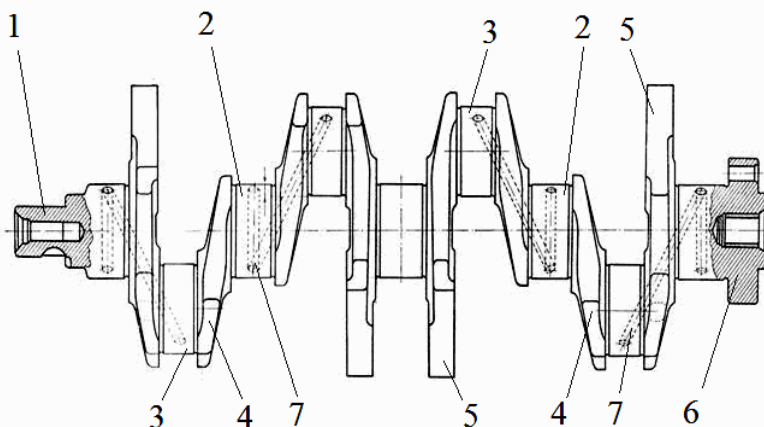
Corpul bielei trebuie să aibă o masă cât mai mică, dar și o rezistență mecanică ridicată, fiind solicitată în special la flambaj. Pentru această solicitare se recomandă secțiunea în formă de I.

Deoarece biela este supusă unor solicitări mecanice variabile, materialele utilizate la realizarea ei trebuie să aibă o bună rigiditate și rezistență la oboseală. Forma bielei se obține prin matrițarea unor oțeluri carbon de calitate, oțeluri aliate, în general oțeluri de îmbunătățire, dar și prin turnare din fontă maleabilă.

Calculul de dimensionare a piciorului, corpului și capului bielei se face după date statistice. Calculul la solicitările mecanice este diferit pentru picior, cap și corp și ține de încărcările și eforturile care se dezvoltă în timpul funcționării. Specific corpului este solicitarea la întindere și compresie (flambaj), ca de altfel și solicitarea la oboseală la care sunt supuse toate componentele bielei.

4.4.1.5. Arborele cotit

Arborele cotit este acel component al motorului care preia forțele transmise de biele, însumând lucrul mecanic produs în cilindri și transmitând energia, respectiv momentul motor către transmisia autovehiculului.



Ca și formă constructivă, arborele cotit are ca elemente distincte (fig. 4.51.) fusuri paliere, fusuri manetoane, brațele și capetele arborelui.

Fig. 4.51. Construcția arborelui cotit: 1- capăt anterior; 2- fusuri paliere; 3- fusuri manetoane; 4- brațe; 5- contragreutăți; 6- capăt posterior; 7- canale de ungere

Arborele cotit are o formă complicată și funcționează în condiții deosebite, dintre factorii care influențează acest lucru se pot aminti: materialul utilizat, tipul motorului, numărul și poziția cilindrilor, ordinea de aprindere în cilindri, necesitatea echilibrării motorului. Se execută în două variante: nedemontabil și demontabil

Capătul anterior al arborelui cotit are rolul de a asigura acționarea echipamentelor auxiliare care deserve motorul precum pompa de lichid de răcire, ventilator, ax distribuție, generatorul de curent, etc. Tot aici se montează inelul de etanșare pentru ulei și în unele cazuri amortizorul de vibrații la răsucire (valoarea maximă a vibrațiilor la răsucire se înregistrează la capătul anterior al arborelui cotit).

Fusurile paliere au rolul de a rezema arborele cotit în blocul motorului și se execută la aceeași dimensiune, pentru a simplifica construcția, iar fusul palier din mijloc se execută cu 40-60 % mai lung deoarece suportă încărcări mai mari. Rezemarea se face prin intermediul unor semicuzineți, prevăzuți cu orificii prin care circulă uleiul pentru ungere, în vederea reducerii frecării și măririi duratei de exploatare.

Fusurile manetoane servesc la montarea capului bielei și sunt prevăzute cu canale pentru circulația uleiului necesar ungerii îmbinării. Constructiv au același diametru, mai mic decât diametrul fusurilor palier.

Brațele arborelui cotit se execută în diverse forme și care are ca scop reducerea masei lor, cu asigurarea rezistenței necesare solicitărilor mecanice la care sunt supuse acestea. Pentru diminuarea concentrării eforturilor, trecerea de la brațe la fusuri se face prin racordări, raza de racordare fiind limitată de creșterea presiunii pe fusuri ca efect al reducerii lungimii acestora. Și aceste brațe sunt prevăzute cu canale pentru circulația uleiului, în vederea ungerii îmbinării capului bielei cu fusul maneton.

Contragreutățile sunt dispuse în prelungirea brațelor și au rolul de a descărca arborele cotit de forțele și momentele la care este supus în timpul funcționării, precum și de echilibrare a motorului. Ca principal dezavantaj este faptul că contragreutățile cresc masa arborelui cotit și îngreunează executarea lui.

Capătul posterior este prevăzut cu o flanșă pe care se montează volantul, precum și inele de etanșare pentru uleiul din carterul motorului.

Pentru ungerea fusurilor arborelui cotit se folosesc mai multe variante. De regulă, prin canalele practicate în carter uleiul este trimis sub presiune de la rampa de ulei către fusurile manetoane. De aici, în funcție de construcția arborelui cotit uleiul are următoarele trasee:

- pentru arborele cotit prevăzut cu canale ce străbat fusurile și brațele, uleiul ajunge sub presiune la fusurile manetoane ;
- la arborii cu fusurile cu găuri axiale, uleiul circulă prin canale și țevi presate, capetele fusurilor fiind prevăzute cu capace pentru a evita scăpările de ulei.

În ambele variante, orificiile de acces ale uleiului la îmbinările fusurilor trebuie să se situeze pe zona unde se realizează presiunea medie pe ciclu de funcționare, fapt ce va limita și nivelul presiunii uleiului refulat de pompa de ulei.

Arborele cotit se realizează prin turnare sau forjare, iar ca materiale se folosesc fontă aliată pentru turnare, oțel de calitate cu conținut mediu în carbon, respectiv oțeluri aliate cu nichel și crom în cazul arborilor supuși unor solicitări mari. El se poate confecționa dintr-o singură bucată sau din mai multe bucăți asamblate.

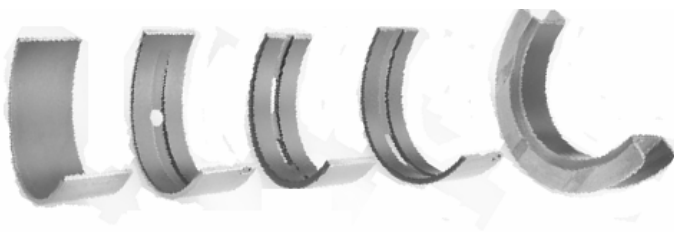


Fig. 4.52. Forme de semicuzineți

Cuzineții sunt piese inelare prin intermediul cărora se reazemă fusul palier al arborelui cotit pe lagărele palier din blocul motor, respectiv se assemblează biela pe fusul maneton.

În timpul funcționării motorului, cuzineții trebuie să asigure un coeficient de frecare cât mai mic în contact cu fusurile, să reziste la uzură și la oboseala de contact, să transmită căldura degajată prin frecare, să aibă un coeficient de

dilatare apropiat de cel al materialului din care este realizat lagărul. Practic cuzineții preiau și transmit forța de presiune a gazelor, solicitările principale fiind la presiune de contact și oboseală.

În cazul lagărelor monobloc cuzineții sunt realizați sub formă de bușe, iar pentru lagărele cu capac se realizează sub formă de semicuzineți (fig. 4.52.). Aceștia din urmă pot fi simpli (fără orificii și canale de ungere), cu orificiu pentru admisia uleiului și canal central, cu fante și canal central sau semicuzineți cu guler.

Din considerente constructive cuzineții sunt de tipul cu pereți subțiri, având un suport din oțel pe care se aplică la interior un strat de material antifricțiune (cuzinet bimetalic) sau două straturi de material antifricțiune (cuzinet trimetalic). În cazul arborilor cotiți puternic solicitați materialul suport este pe bază de bronz.

Pentru reducerea frecării din lagăr (cuzineții se montează cu strângere), acestea sunt lubrificate cu ulei trimis sub presiune prin rețeaua de canale practicate în arborele cotit.

La confecționarea cuzineților se folosesc materiale antifricțiune din categoria aliajelor feroase (fontă cenușie, fontă cu grafit nodular, fontă maleabilă și mai rar oțel grafitizat), materiale neferoase (bronzuri cu Sn, cu Pb, cu Sn-Pb, cu Al, aliaje de tip Y-Sn-Pb, pentru regimuri de lucru cu presiuni și viteze ridicate, aliaje de aluminiu cu Sn, cu Pb, cu Pb-Cu, pentru presiuni și viteze ridicate, acestea vând și o rezistență mare la solicitări variabile), materiale sinterizate moi (utilizate la cuzineții masivi poroși și de tip multistrat subțiri), materiale nemetalice.

În timpul lucrului asupra arborele cotit acționează forța și pe direcția axială. Din acest motiv jocul axial este realizat față de un singur lagăr palier, prin intermediul unor semiinele sau cuzineți cu guler cu strat antifricțiune.

Verificarea la rezistență a arborelui cotit este o procedură foarte dificilă ca urmare a construcției acestuia și a condițiilor dificile de lucru.

Calculul arborelui cotit urmărește mai întâi evaluarea presiunii maxime dintre fusuri și cuzineți, respectiv nivelul la care acestea se încălzesc.

Fusurile arborelui cotit se verifică la presiune și încălzirea maximă. Astfel, pentru un fus cu diametrul d_f și lungimea l_f , presiunea maximă este dată de valoarea maximă a forței variabile de acționează pe cuzinet F_{max} :

$$p_{f_{max}} = \frac{F_{max}}{d_f l_f} \quad (4.30.)$$

Pentru a avea asigurată pelicula de ulei necesară ungerii lagărului, presiunea maximă se limitează la valorile:

- pentru fusurile maneton: 600-1300 N/cm² la MAC și 300-650 N/cm² la MAS;
- pentru fusurile palier: 400-1300 N/cm² la MAC și 150-600 N/cm² la MAS.

Fusurile palier sunt supuse solicitării la răsucire, secțiunea slăbită fiind în reazem, întrucât conține orificiul de acces al uleiului. Se calculează pentru fiecare fus palier încărcările și va rezulta cel căruia îi revine cel mai defavorabil ciclu de solicitare la oboseală. Pentru acesta eforturile unitare maxime și minime vor fi:

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{M_{max}}{W_p} \\ \tau_{min} &= \frac{M_{min}}{W_p} \end{aligned} \quad (4.31.)$$

În relația de mai sus W_p este modulul de rezistență polar al secțiunii periculoase.

Fusurile maneton sunt verificate la răsucire și încovoiere în secțiunea periculoasă (secțiunea slăbită din cauza orificiului pentru accesul uleiului). Asupra secțiunii acționează un moment de încovoiere în planul normal M_z , un moment de încovoiere în planul tangențial M_T și un moment de răsucire M_r (fig. 4.53.). Deoarece eforturile unitare nu sunt simultan maxime și minime, coeficienții de siguranță se determină separat pentru încovoiere și răsucire, în final fiind stabilit un coeficient de siguranță global.

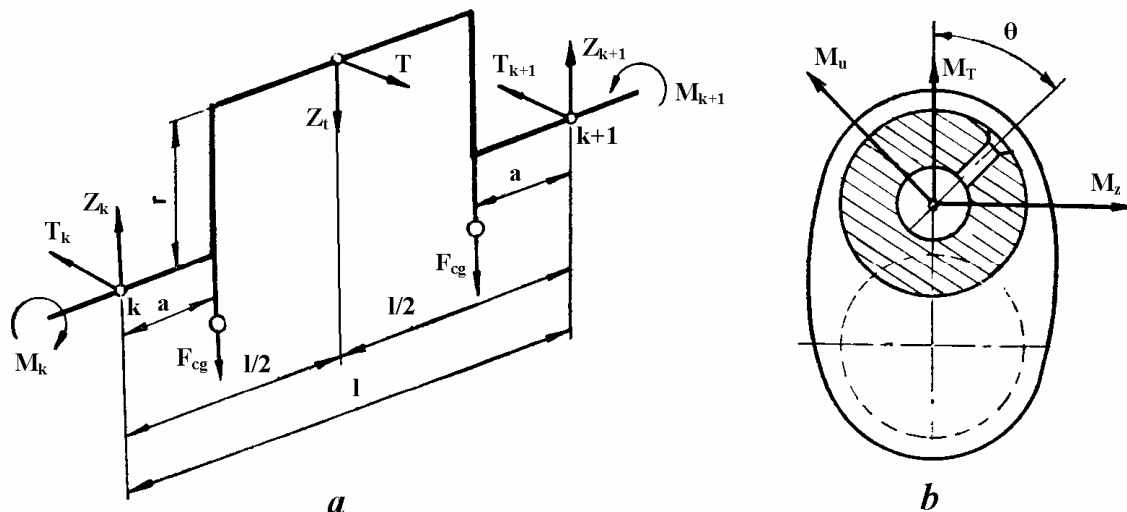


Fig. 4.53. Schema de calcul a arborelui cotit: a- fusuri maneton; b- brațe

Din figura 4.53. expresiile momentelor sunt:

$$\begin{aligned} M_z &= 0,5Z_k l - F_{cg}(0,5l - a) \\ M_T &= 0,5T_k r \\ M_r &= M_k + T_k r \end{aligned} \quad (4.32.)$$

Întrucât momentele M_T și M_z sunt vectori perpendiculari pe planele în care lucrează, secțiunea slăbită va fi solicitată la momentul încovoietor M_u , normal la axa orificiului pentru admisia uleiului:

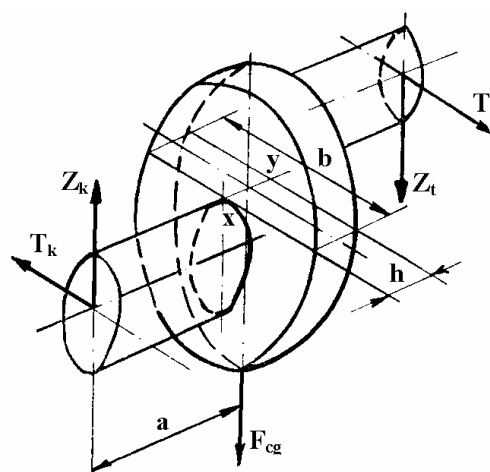
$$M_u = M_T \sin \theta - M_z \cos \theta \quad (4.33.)$$

Se stabilesc pentru reacțiunile Z_k și T_k valorile maxime și minime și se calculează pentru M_z și M_T valorile maxime și minime. Cu acestea se calculează mărimile maximă și minimă pentru momentul încovoietor M_u , de unde rezultă eforturile unitare extreme:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M_{u \max}}{W} \\ \sigma_{\min} &= \frac{M_{u \min}}{W} \end{aligned} \quad (4.34.)$$

În relația de mai sus W este modulul de rezistență al secțiunii periculoase.

Brațele arborelui cotit sunt supuse la solicitări de întindere, compresiune, încovoiere și răsucire. Din analiza construcției se constată că secțiunea cea mai periculoasă este cea de trecere de la fusul palier la braț, respectiv punctul x din figura 4.54.



În acest punct apare efortul unitar maxim, determinat de momentul încovoietor $M_Z = Z_k a$ și care lucrează după axa $x-y$, respectiv efortul unitar de compresiune sau întindere al reacțiunii Z_k (în funcție de sensul momentului). Pentru punctul x se obține efortul unitar normal rezultat de forma:

$$\sigma = \frac{M_Z}{W_b} + \frac{Z_k}{bh} = \frac{Z_k}{bh} \left(\frac{6a}{h} + 1 \right) \quad (4.35.)$$

În relația de mai sus $W_b = bh^2/6$ și este modulul de rezistență al secțiunii.

Fig. 4.54. Schema de calcul pentru brațul arborelui cotit

Pe capătul posterior al arborelui cotit se montează unul dintre cele mai importante elemente ale motorului și anume volantul (fig. 4.55.). Principalul rol al volantului este uniformizarea mișcării de rotație a arborelui cotit, acționând ca un acumulator de energie cinetică.



Este cunoscut faptul că pistonul dezvoltă lucru mecanic pe durata destinderii gazelor de ardere, iar mecanismul bielă-manivelă are o mișcare alternativă cu viteză variabilă. Aceste elemente determină o mișcare de rotație neuniformă a arborelui cotit. Având o masă mare, datorită inerției volantul uniformizează mișcarea de rotație a arborelui cotit (fig. 4.56.) .

Fig. 4.55. Volant

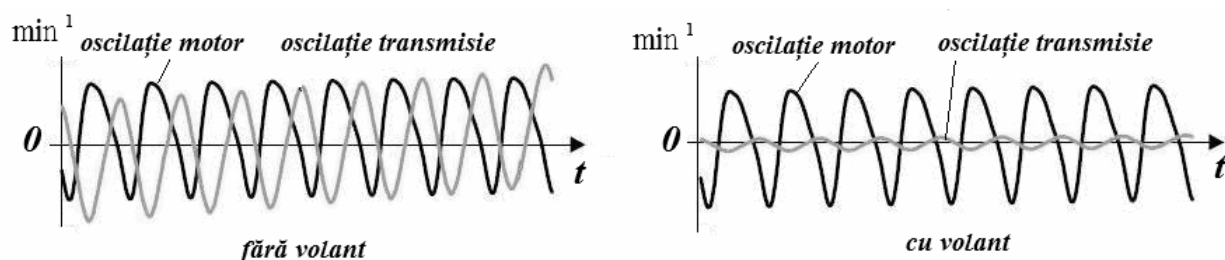
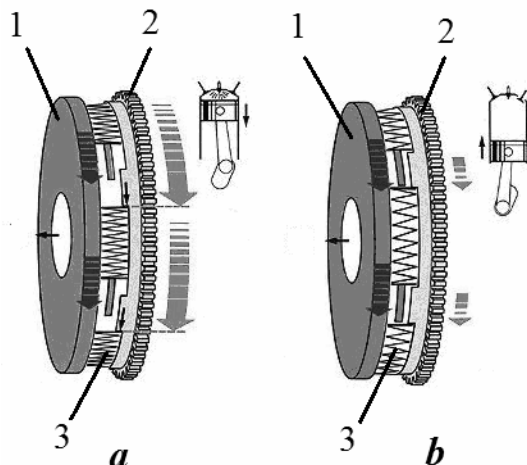


Fig. 4.56. Efectul de uniformizare a mișcării arborelui cotit datorită volantului



În același timp volantul este cel care transmite cuplul motor, prin cuplarea lui cu ambreiajului, către cutia de viteze și prin intermediul coroanei dințate, împreună cu electromotorul, ajută la pornirea motorului.

Odată cu creșterea cuplului motor transmis, precum și numărului tot mai mare al treptelor de viteză s-au intensificat vibrațiile, motiv pentru care s-a realizat volantul dublu, al cărui principiu de funcționare este prezentat în figura 4.57.

Fig. 4.57. Modul de funcționare a volantului dublu

Volantul dublu este realizat din partea primară 2, montată pe arborele cotit și prevăzută la exterior cu coroana dințată, partea secundară 1 ce intră în contact cu discul ambreiajului și care este legată de partea primară prin intermediul arcurilor 3. Aceste arcuri asigură amortizarea la oscilațiile torsionale. Astfel, la destinderea gazelor arse arcurile elicoidale se comprimă, amortizând oscilația, energia acumulată fiind cedată pe cursa de comprimare a pistonului, când arcurile se destind.

4.4.1.6. Blocul motor și carterul

În cazul motoarelor de capacitate mică și răcite cu lichid, carterul și cilindrii sunt turnați într-un singur bloc și poartă denumirea de bloc motor. La unele motoare de capacitate mare (diametrul cilindrului mai mare de 140 mm), cilindrii sub formă de blocuri (unul sau două blocuri) sunt realizate separat de carter, în timp ce la motoarele răcite cu aer cilindrii sunt realizați individual și se fixează pe carter.

Blocul motor este elementul de structură al motorului și prin construcția lui trebuie să asigure o rigiditate ridicată, stabilitate geometrică și dimensională, formă constructivă simplă și masă cât mai redusă. Pentru construcția blocului motor se utilizează aliaje din aluminiu, fontă cenușie, respectiv

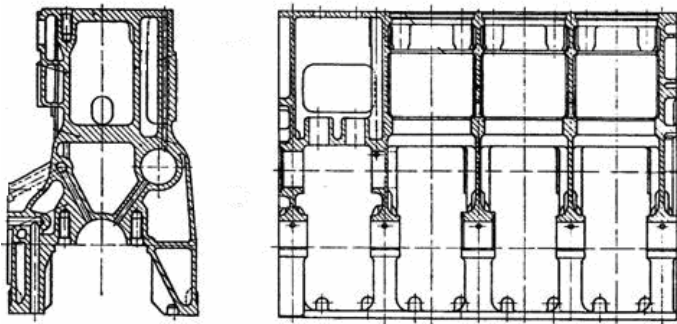


Fig. 4.58. Bloc motor cu cilindri în linie

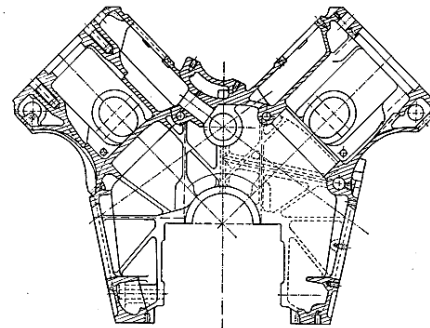


Fig. 4.59. Bloc motor cu cilindri în V

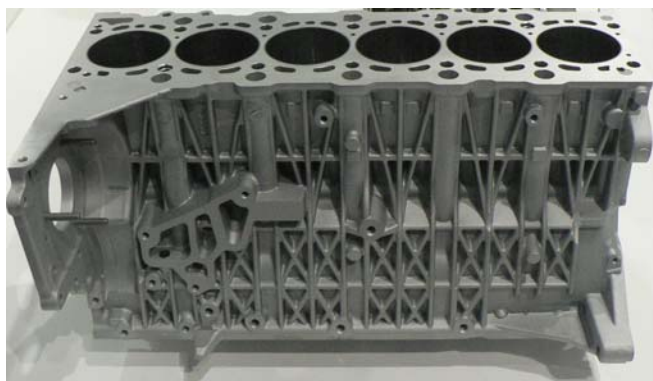


Fig. 4.60. Bloc motor cu nervuri de rigidizare

fontă aliată cu Ni, Cr, Mo, procedeul de obținere a formei constructive fiind turnarea în forme speciale.

Din punct de vedere constructiv blocul motor are forma dependentă de numărul și modul de dispunere a cilindrilor: vertical (la motoarele cu cilindri în linie pe un rând, fig. 4.58.), în V (la motoarele cu cilindri în V, fig. 4.59.), orizontal (la motoarele cu cilindri opuși sau motor boxer), în W (la motoarele cu cilindri în W).

Întrucât principala condiție a blocului motor este să aibă o rigiditate ridicată, dar și o masă cât mai mică, pentru creșterea rigidității pereții blocului motor sunt prevăzuți cu nervuri de diferite forme (fig. 4.57.)

Cilindrii sunt fixați în blocul motor, în funcție de care pot fi:

- nedemontabili: fac corp comun cu blocul motor fiind realizați prin alezare în corpul blocului motor sau construcții separate (fig. 4.61.e.); se folosesc la MAS de mică capacitate, răcite cu aer și au dezavantajul că în urma uzurii se schimbă întreg blocul;

- demontabili: sunt piese executate separat și fixate pe blocul motor în locașuri speciale, din care motiv se mai numesc și cămăși de cilindru; la rândul lor cămășile de cilindru pot fi:

- uscate: montate presat în bloc pe toată lungimea (fig. 5.61.a.) sau pe porțiunea superioară solicitată la uzură (fig. 4.61.b.) și atunci când nu intră în contact direct cu lichidul de răcire (fig. 4.61.d.);

- umede: când suprafața exterioară a cămășii cilindrului este în contact direct cu lichidul de răcire (fig. 4.61.c.)

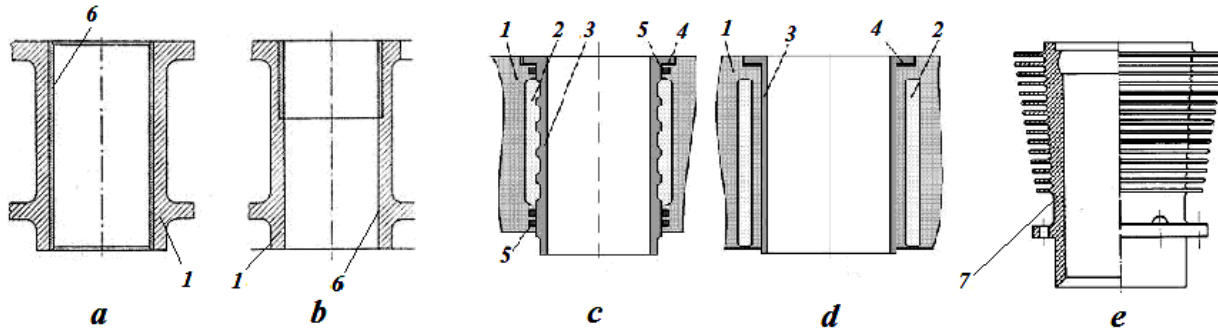


Fig. 4.61. Construcția cămășilor de cilindru: 1- bloc motor; 2- spațiu cu lichid de răcire; 3- cămașă cilindru; 4- umăr; 5- inele de etanșare; 6- cilindru presat

Cămășile de cilindru sunt utilizate cu deosebire în construcția motoarelor, deoarece în urma uzurii rezultate din procesul de lucru se schimbă doar cămășile și nu întreg blocul motor.

Cămășile umede trebuie să asigure pe de o parte rezistență la presiunea gazelor din cilindru, iar pe de altă parte etanșarea față de lichidul de răcire și uleiul din carterul motorului, motiv pentru care se folosesc diverse soluții de etanșare.

Materialele utilizate la executarea cămășilor de cilindru, în cele mai multe cazuri, sunt fonte perlitice cu grafit nodular sau lamelar, care au rezistență mare la uzură dar și bune proprietăți antifricțiune. În vederea îmbunătățirii proprietăților mecanice, fontele se aliază cu Cr, Ni, Mo. Cămășile se obțin prin turnare și prelucrare mecanică, după care se supun unui tratament termic prin care li se asigură o duritate de 350-450 HB.

La partea inferioară blocul motor este închis prin intermediul unei construcții de formă specială, numită baie de ulei, etanșarea fiind asigurată cu ajutorul unor garnituri și semiinele din cauciuc. Baia de ulei are rolul de a asigura uleiul necesar ungerii motorului și de a prelua o parte din căldura acumulată în contact cu suprafețele cu care intră în contact.

Uleiul din baie este trimis sub presiune în instalația de ungere, de unde revine în baie fie sub presiune, fie gravitațional. O parte a uleiului din baie este antrenat și sub formă de ceață, asigurând ungerea cămășilor interioare a cilindrului, fiind apoi curățat de către segmentul de ungere. Acest fapt face ca uleiul să se încălzească și pentru a-și păstra proprietățile de lubrifiere temperatura uleiului din baie nu trebuie să depășească 85-90 °C. Ca urmare material din care se execută baie, precum și cantitatea de ulei din baie trebuie să asigure preluarea și disiparea căldurii.

În funcție de tipul motorului și gradul de solicitare termică și mecanică, baie de ulei se execută sub formă turnată din aliaje de aluminiu (fig. 4.62.) sau din tablă ambutisată (fig. 4.63.).



Fig. 4.62. Baie de ulei turnată din aluminiu

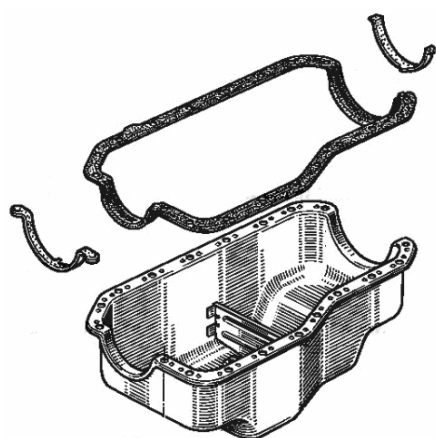


Fig. 4.63. Baie de ulei din tablă ambutisată

Pentru a asigura uniformitatea distribuției uleiului în baie, aceasta este prevăzută cu elemente antivaluri și nervuri, care măresc suprafața de schimb de căldură. La partea cea mai de jos a băii se găsește un bușon de golire, iar pentru reținerea particulelor metalice care ar ajunge în ulei, în unele cazuri se prevede un șurub magnetic.

Garniturile de etanșare trebuie să nu scape ulei chiar și atunci când coeficienții de dilatare termică ale materialelor blocului motor și al băii sunt diferite.

4.4.1.7. Chiulasa și garnitura de chiulasă

Chiulasa este elementul care închide cilindrii la capătul superior, iar în funcție de tipul motorului poate conține integral sau parțial camera de ardere, delimitând spațiul în care evoluează fluidul motor.

Din punct de vedere constructiv arhitectura ei depinde de modul de amplasare a supapelor, de tipul camerei de ardere, poziționarea injectoarelor, a bujiilor, a galeriilor de admisie și evacuare, de sistemul de răcire și de ungere.

Chiulasa se execută dintr-un bloc turnat din aliaje de aluminiu (fig. 4.64.a.) și fontă cenușie, respectiv fontă aliată (fig. 4.64.b.) pentru toți cilindrii, pentru grupuri de cilindri sau separat pentru fiecare cilindru.

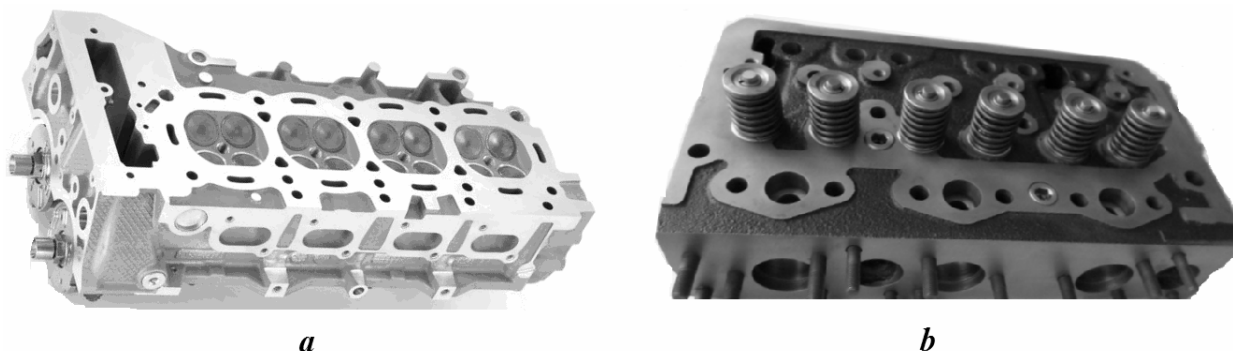


Fig. 4.64. Chiulasă turnată: a- din aliaj de aluminiu; b- din fontă

În funcție de tipul camerei de ardere, din punct de vedere constructiv pot fi cu cameră de ardere nedivizată (fig. 4.64.a.) și cu cameră de ardere divizată (cu cameră de vârtej, cu anticameră), fapt ce influențează construcția chiulasei (fig. 4.65.).

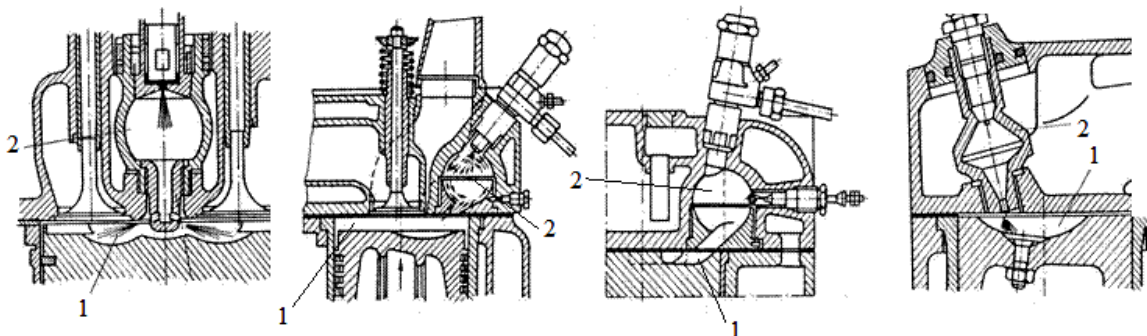
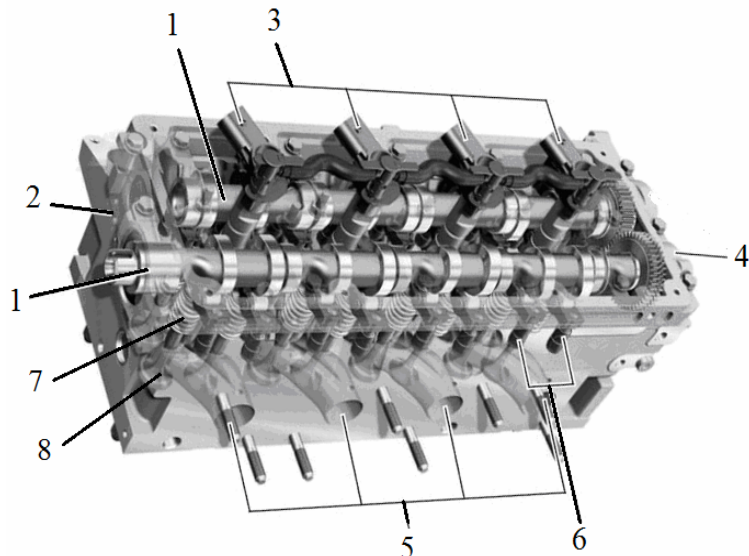


Fig. 4.65. Forme ale camerelor de vârtej realizate în chiulasă: 1- camera de ardere; 2- cameră de vârtej

Dispunerea galeriilor de admisie și evacuare este un alt element important care determină forma constructivă a chiulasei. Astfel, la MAS de regulă cele două galerii se dispun de aceeași parte, ajutând la preîncălzirea amestecului proaspăt și care vaporizează mai ușor benzina, în timp ce la MAC cele două galerii se dispun pe părți opuse, pentru a evita încălzirea aerului proaspăt.



Poziționarea supapelor, a injectoarelor și a sistemului de distribuție a gazelor influențează foarte mult forma constructivă a chiulasei. Toate aceste elemente se montează pe sau în chiulasă, în figura 4.66. fiind prezentată o variantă de chiulasă asamblată.

Fig. 4.66. Chiulasă asamblată: 1- axe cu came; 2- corp chiulasă; 3- injectoare; 4- transmisie acționare axe cu came; 5- evacuare gaze; 6- tacheți; 7- arc supapă; 8- supapă

Garnitura de chiulasă are rolul de a asigura o etanșare foarte bună între chiulasă și blocul motor. Arhitectura ei depinde de forma constructivă a chiulasei și poate fi o garnitură comună pentru toți cilindrii (fig. 4.67.), garnituri pentru grupuri de cilindri sau individuale pentru fiecare cilindru.

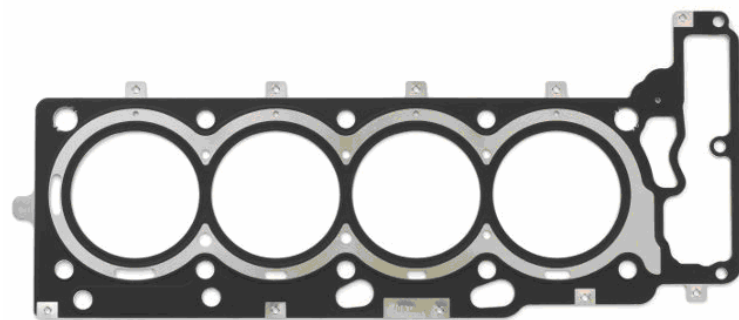


Fig. 4.67. Garnitură de chiulasă

Garnitura de chiulasă lucrează în condiții de temperaturi și forțe variabile. Pe de o parte este forța de presiune și temperatura fluidului motor, iar pe de altă parte forța de presiune prin strângerea ei între blocul motor și chiulasă, forță care nu trebuie să deterioreze garnitura de chiulasă.

Pe lângă spațiile pentru cilindri, garnitura de chiulasă mai are prevăzute, după caz, orificii pentru circulația lichidului de răcire, a uleiului de ungere, având configurația orificiilor din blocul motor.

Pentru a asigura o etanșare corespunzătoare garnitura de chiulasă se strânge astfel încât să asigure o aderare foarte bună la cele două suprafețe, fără deformări și eventuale ondulări ale acesteia. Astfel, trebuie respectată ordinea de strângere a piulițelor și momentul de strângere.

Garniturile de chiulasă diferă în funcție de particularitățile constructive ale motorului și pot fi:

- garnituri metaloplastice: au structura sub forma unei foi sau țesături subțiri din fir metalic cu azbest, învelite în tablă subțire din cupru, alamă sau oțel; prin intermediul materialelor plastice aceste garnituri se pot deforma, urmărind suprafețele de strângere, având în același timp rezistența necesară, precum și posibilitatea de așezare treptată;

- garnituri metalice: dintr-o singură tablă de aluminiu sau oțel, respectiv dintr-un pachet de table subțiri;

- inele de etanșare pentru fiecare cilindru.

În practică se utilizează cu deosebite garniturile care au în structură elemente plastice și care, pentru o mai mare rezistență sunt prevăzute cu borduri pe marginea orificiilor ce etanșează camerele de ardere.

4.4.2. Sistemul de distribuție a gazelor

Sistemul de distribuție a gazelor are rolul de a asigura admisia aerului proaspăt sau a amestecului combustibil și transport către cilindrii motorului, respectiv evacuarea gazelor de ardere și transportul lor către atmosferă. În figura 4.68 este prezentată schema de principiu a circulației gazelor într-un motor termic.

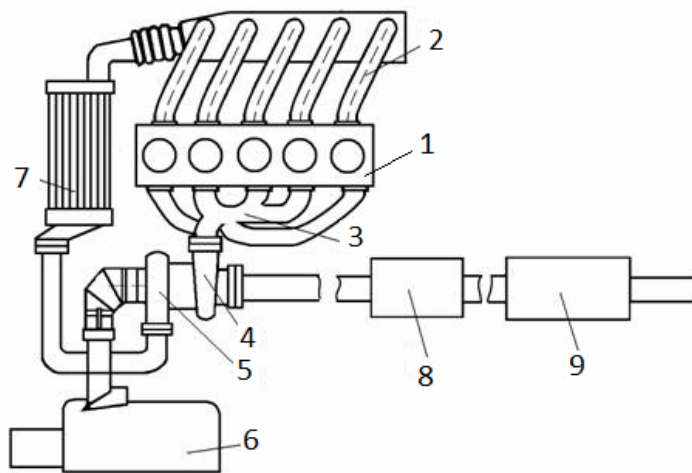


Fig. 4.68. Schema generală de circulație a gazelor la un motor termic: 1- chiulasă; 2- galerie admisie aer; 3- galerie evacuare gaze; 4- turbină gaze; 5- turbocompresor; 6- filtru aer; 7- răcitor gaze; 8- catalizator; 9- amortizor zgomot

În general, sistemul de distribuție a gazelor este alcătuit din trei părți principale:

- mecanismul de distribuție, ce comandă deschiderea și închiderea supapelor;
- colectorul de gaze;
- amortizorul de zgomot.

Mecanismul de distribuție asigură deschiderea și închiderea orificiilor de alimentare și evacuare a gazelor, iar din punct de vedere constructiv poate fi realizat în trei variante:

- cu supape;
- cu sertare;
- cu ferestre sau lumini.

Mecanismul de distribuție cu supape este cel mai folosit în practică la motoarele în patru timpi. Mecanismul de distribuție cu sertare are în construcția sa două bușe cilindrice, așezate coaxial în cilindru sau piese rotitoare prevăzute cu canale și care prin rotirea lor comunică cu conducta de

admisie, respectiv cu conducta de evacuare. Mecanismul de distribuție cu ferestre este utilizat la motoarele în doi timpi.

În funcție de modul de dispunere a supapelor, mecanismele de distribuție cu supape pot fi: cu supape laterale (supapele sunt dispuse lateral în blocul cilindrilor, fig. 4.69.b.), cu supape în chiulasă (supapele sunt dispuse în corpul chiulasei, deasupra pistonului, fig. 4.69.a.) sau mixt (o parte din supape sunt dispuse lateral, iar altă parte în corpul chiulasei).

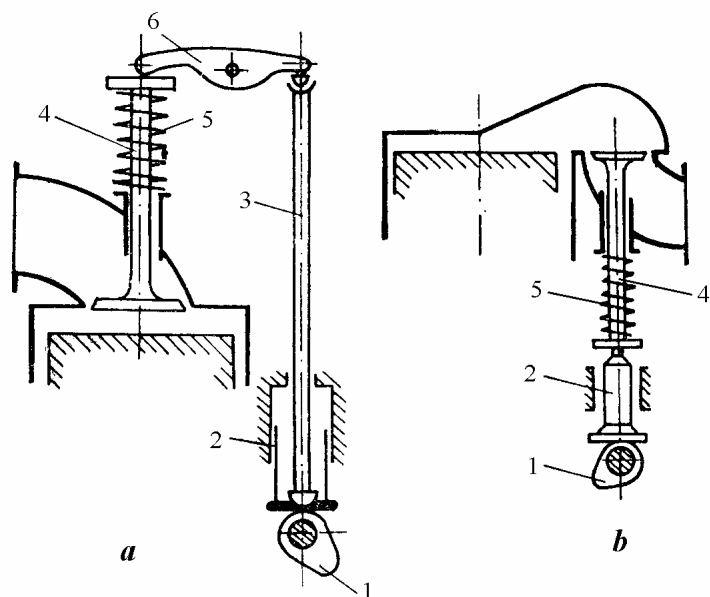


Fig. 4.69. Sisteme de acționare a supapelor: a- cu supape în chiulasă; b- cu supape laterale: 1- ax cu came; 2- tachet; 3- tijă împingătoare; 4- supapă; 5- arc supapă; 6- culbutor

Mecanismele de distribuție cu supape, în comparație cu celelalte mecanisme, au avantajul că permit realizarea unor camere de ardere compacte, rapoarte de compresie mare, o creștere a gradului de umplere a cilindrului, având ca efect creșterea puterii, scăderea consumului de combustibil și reducerea frecvenței detonației.

Modul de acționare a supapelor montate în chiulasă depinde de construcția și modul de dispunere a acestora. Astfel, se deosebesc două moduri de acționare: cu ax cu came dispus la partea inferioară în raport cu cilindrul (fig. 4.68.a.), respectiv cu ax cu came dispus la partea superioară în raport cu cilindrul (fig. 4.70.).

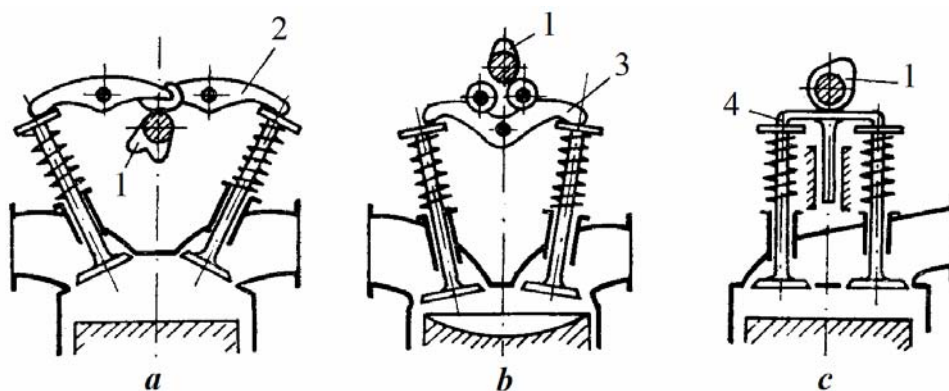


Fig. 4.70. Sisteme de acționare a supapelor dispuse în chiulasă și ax cu came deasupra cilindrului: 1- ax cu came; 2- culbutori; 3- pârghie; 4- traversă

Mecanismul de distribuție cu axul cu came plasat la partea inferioară presupune o serie de elemente componente care au o masă relativ mare și care solicită inerțial mecanismul. Reducerea masei se face prin realizarea de orificii și canale la tachet și la tijă împingătoare.

Dispunerea axului cu came la partea superioară în raport cu cilindrul poate simplifica construcția mecanismului de acționare a supapelor. În cazul acționării cu ajutorul culbutorilor sau a pârghiilor, supapele se pot dispune înclinat și sunt acționate de către un singur ax cu came. Plasarea culbutoarelor la partea superioară reduc forțele laterale ce acționează asupra supapelor și uzura tijelor supapelor. Pentru reducerea uzurii de frecare dintre camele axului cu piesele în contact, se utilizează role de sprijin (fig. 4.70.b.) La motoarele prevăzute cu mai multe supape pe cilindru, acționarea acestora se face prin intermediul unei traverse (fig. 4.70.c.), caz în care se elimină forțele laterale ce acționează asupra tijei supapelor, dar crește semnificativ uzura camelor.

Elementele componente ale unui mecanism de distribuție cu supape plasate în chiulasă sunt prezentate în figura 4.71.

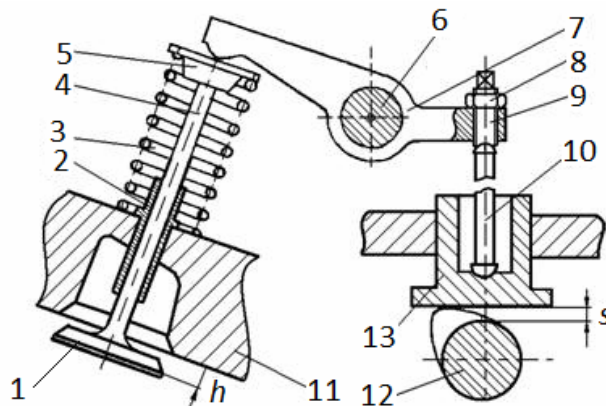


Fig. 4.71. Schema mecanismului de distribuție la motorul în patru timpi: 1- taler supapă; 2- ghid supapă; 3- arc precomprimat; 4- tijă supapă; 5- cap supapă; 6- ax culbutor; 7- culbutor; 8- piuliță fixare; 9- șurub reglaj joc; 10- tijă împingătoare; 11- chiulasă; 12- ax cu came; 13- tchet.

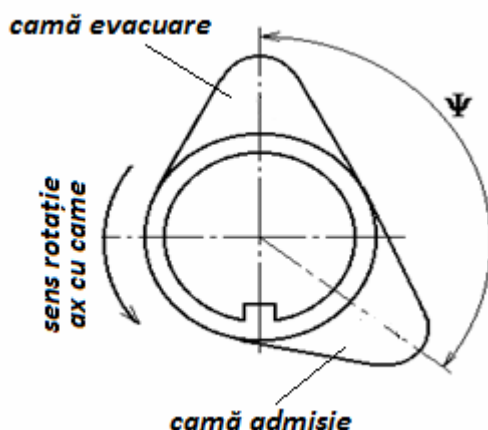
Axul cu came sau arborele cu came, este elementul care comandă deschiderea și închiderea supapelor la motorul în patru timpi. Deoarece execută o rotație pe ciclul de lucru al pistonului, axul cu came are o turație egală cu jumătate din turația arborelui cotit, acționarea sa fiind realizată

printr-o transmisie cu lanț sau cu cureaua dințată.



Fig. 4.72. Ax cu came: 1- cap fixare roată acționare; 2- came profilate; 3- fus

Din punct de vedere constructiv (fig. 4.72.) axul cu came are prevăzute came profilate și decalate în funcție de ordinea de deschidere a supapelor, respectiv ordinea de lucru a cilindrilor. Este susținut prin intermediul unor lagăre în chiulasă, iar la unul dintre capete are posibilitatea de montare a unei roți pentru antrenare. Poziția de montare a axului cu came este paralelă cu arborele cotit și legat cinematic de acesta.



Profilul camelor, precum și înălțimea acestora depind de modul în care trebuie realizate fazele distribuției și de asigurare a secțiunilor necesare pentru curgerea fluidelor.

Pentru același cilindru axe de simetrie ale camelor de admisie și evacuare sunt defazate cu unghiul ψ (fig. 4.73.):

$$\psi = \frac{360 + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4}{\tau} \quad (4.36.)$$

În relația de mai sus unghiurile φ reprezintă avansurile și întârzierile la deschiderea și închiderea supapelor, iar τ este numărul de timpi ai ciclului motor.

Fig. 4.73. Unghiul de defazare a camelor

Axele cu came, în timpul funcționării sunt supuse la solicitări mecanice de încovoiere, ca urmare a forțelor ce apar la contactul camelor cu tacheții sau talerul superior al supapelor în momentul deschiderii acestora. În aceste contacte se produce și o solicitare intensă la uzură, ca de altfel și în fusurile de susținere ale axului, de aceea se impune asigurarea unei ungeri corespunzătoare a lor. Aceste solicitări impun ca un ax cu came să aibă rigiditate mare și rezistență înaltă la uzură a suprafețelor de contact.

Materialele utilizate la confecționarea axelor cu came sunt oțeluri carbon de calitate și oțeluri carbon aliate cu Cr, Mn, sau Ni (de cementare sau îmbunătățire), respectiv fonte cu grafit nodular sau fonte aliate cu Cr, Ni, Mn, Cu. Se realizează prin forjare sau turnare, urmat de prelucrarea mecanică a suprafețelor (realizarea profilurilor camelor, coaxialitate fusurilor, finisarea suprafețelor de contact). Suprafețele supuse uzurii prin frecare sunt durificate superficial și prelucrate prin șlefuire până la obținerea unor rugozități foarte mici.

Tachetul este elementul constructiv ce are rolul de a transmite mișcarea de la cama axului la tija împingătoare sau direct supapei. Din punct de vedere al suprafeței de contact cu cama tacheții pot fi cu rolă (fig. 4.74.a.), cu suprafață sferică (fig. 4.74.b.) și cu suprafață plană (fig. 4.74.c.).

În cazul tachelului cu rolă se manifestă doar frecarea de rostogolire, utilizarea lui fiind limitată de cost, zgomotul mare în timpul funcționării și dificultățile de centrare a rolei cu axa camei. La tachelul cu suprafață sferică cama are suprafață ușor conică ($\alpha = 6 - 12^\circ$), construcție ce imprimă acestuia o mișcare de rotație, uniformizând uzura pe suprafața de contact. Același efect se obține și prin montarea tacheților cu suprafață plană cu o dezaxare ($\varepsilon = 1 - 2$ mm) față de axa camei.

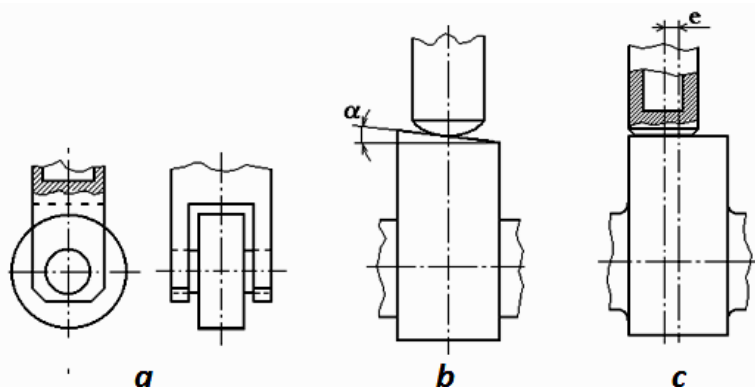


Fig. 4.74. Forme diferite de tacheți

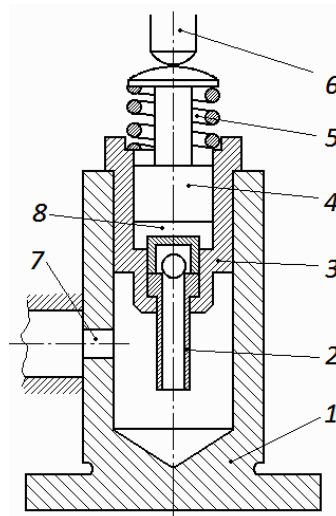


Fig. 4.74. Tachetul hidraulic

Pentru reducerea zgomotelor în timpul funcționării, ca urmare a uzurii camei și supapei, se folosește tachelul hidraulic a cărui schemă este prezentată în figura 4.75. Principiul de lucru este formarea unei perne de ulei care să reducă uzura la oboseală a supapei, dar în același timp să elimine necesitatea efectuării reglajului jocului termic.

În corpul tachelului 1 se montează cilindrul 3 prevăzut cu pistonul plunjer 4 și supapa de reținere cu bilă 2. Pistonul plunjer este menținut în contact permanent cu tija împingătoare sau tija supapei 6 cu ajutorul arcului 5. Atunci când cama acționează asupra tachelului, acesta se deplasează în sus odată cu cilindrul 3. Presiunea uleiului din camera 8 crește, iar supapa cu bilă se închide, formând o pernă de ulei care transmite mișcarea de la tachel la pistonul plunjer. Prin orificiul 7 este adus în permanență ulei sub presiune și care asigură modificarea de volum a camerei 8, cu menținerea permanentă a contactului dintre piston și tijă. Prin încetarea acțiunii camei asupra tachelului, arcul împinge pistonul în jos, se echilibrează presiunile dintre cele două camere iar supapa cu bilă se

deschide. Presiunea din camera 8 este menținută tot timpul la o valoare care să nu permită pistonului apariția unui joc la contactul cu tija.

Materialele utilizate la realizarea tacheților sunt fonte și oțeluri aliate și care se tratează termic pe suprafața de contact

Supapele sunt componentele cele mai solicitate din mecanismul de distribuție, deoarece sunt supuse atât la solicitări mecanice, cât și la solicitări termice.

Solicitățile mecanice sunt datorate presiunii gazelor din camera de ardere, acțiunii arcurilor, a forței de împingere prin intermediul culbutorilor și a șocurilor la așezarea supapei pe scaun.

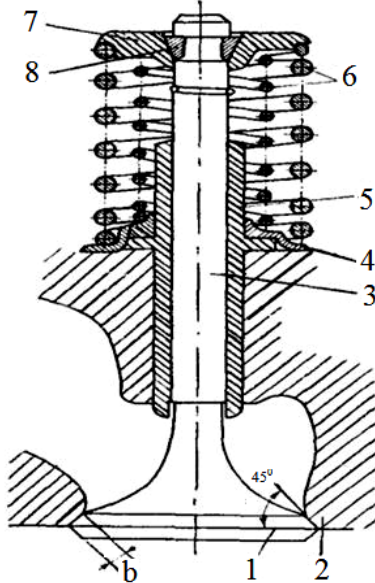


Fig. 4.76. Supapă montată: 1- taler; 2- chiulasă; 3- tijă; 4- taler inferior; 5- ghid supapă; 6- arcuri; 7- taler superior; 8- manșon conic

Pe de altă parte, supapele sunt supuse la solicitări termice ca urmare a faptului că cele de admisie ating temperaturi de 300-400 °C, iar cele de evacuare de 700-800 °C (supapele de evacuare intră în contact cu gazele arse pe o suprafață mai mare).

Supapa se compune din talerul 1 și tija 3 (fig. 4.76.). Talerul are rolul de a etanșa galeria de camera de ardere și poate avea forma plată, bombată sau scobită, prima variantă fiind cea mai des utilizată (fig. 4.77.).

Ca urmare a condițiilor dificile de lucru, supapele de evacuare se execută din oțeluri refractare, în timp ce supapele de admisie se execută din oțeluri aliate cu Cr sau Cr și Ni.

Suprafața de etanșare a talerului supapei este conică, cu un unghi de 30° (supapa de admisie la unele motoare) sau 45° (majoritatea supapelor). Pentru o mai bună etanșare talerul supapei se așează pe o suprafață conică numită scaunul supapei și care se practică fie direct în bloc sau chiulasă (dacă sunt realizare din fontă aliată), fie sub formă de inele din oțel (fig. 4.78.) presate în chiulasă sau bloc (dacă sunt realizate din aliaje din aluminiu).

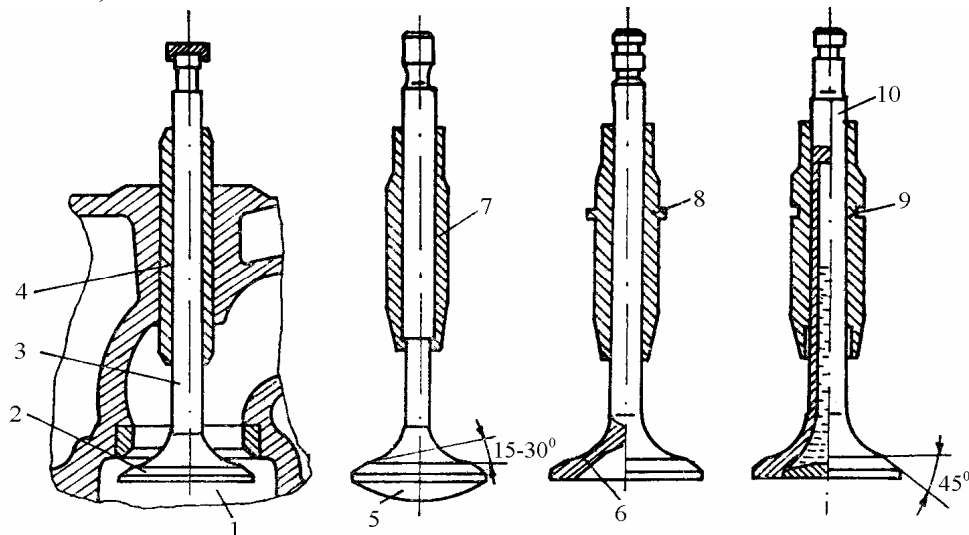


Fig. 4.77. Supape și ghidaje pentru supape: 1- cameră de ardere; 2- supapă plată; 3- tijă supapă; 4- ghid tip bușă cilindrică; 5- supapă convexă; 6- supapă concavă; 7- ghid tip bușă cilindrică în trepte; 8- ghid tip bușă cilindrică cu umăr de sprijin; 9- ghid tip bușă cilindrică cu canal pentru inel; 10- supapă cu lichid de răcire la interior

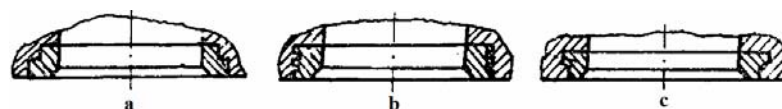


Fig. 4.78. Scaune pentru supape din inele metalice presate în chiulasă

Ghidul supapei (fig. 4.77.) are rolul de a conduce supapa în timpul lucrului și de a prelua o cantitate de căldură în vederea răcirii acesteia. Sunt executate din materiale metalo-ceramice prin sinterizare, dintr-un amestec de particule de fier, cupru și grafit sau din fontă perlitică, sub formă de bușe ce se presează în locașurile prevăzute în bloc sau în chiulasă. La motoarele supraalimentate se recomandă executarea ghidului supapei din bronz.

Arcurile supapelor (fig. 4.77.) au rolul de a menține supapele pe scaunele lor, atât timp cât nu sunt acționate, să preia forțele de inerție ale componentelor mecanismului de distribuție. Pentru a reduce dimensiunile arcurilor, mai ales la supapele dispuse în chiulasă, dar și pentru a evita blocarea supapei prin ruperea arcului, se montează două și mai rar trei arcuri cu sensuri de înfășurare diferite. În acest fel se evită căderea supapei în cilindru la ruperea arcului, dar și intrarea în rezonanță a acestuia.

Fixarea arcurilor la capetele tijei se poate face cu ajutorul unui manșon conic (doi sau trei galeți tronconici ce intră în degajarea din coada supapei) sau prin blocarea talerului superior cu tija prin intermediul unui știft.

Culbutorii sunt construcții de tip pârghie cu brațe inegale: brațul scurt primește mișcarea de la tija împingătoare, iar brațul lung acționează asupra tijei supapei. Pe capătul brațului scurt se găsesc de obicei elementele pentru reglarea jocului la rece al culbutorilor.

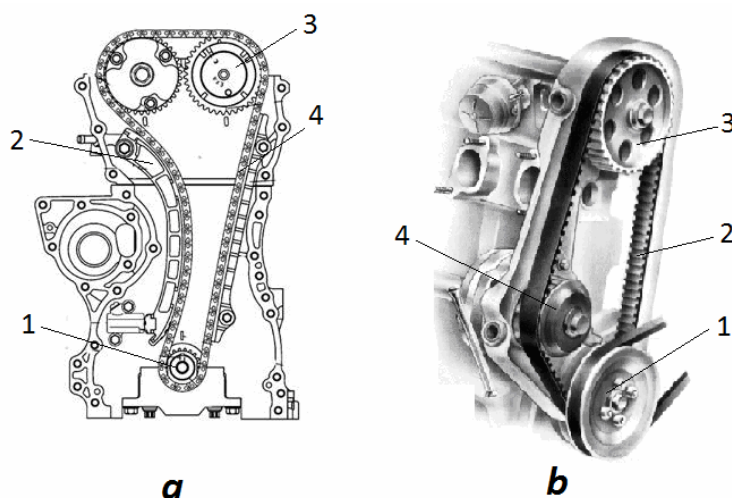


Fig. 4.79. Acționarea mecanismului de distribuție: **a**- cu lanț: 1- pinion pe arborele cotit; 2- patină întinzător; 3- pinion pe axul cu came; 4- lanț; **b**- cu cureaua dințată: 1- capăt anterior arbore cotit; 2- cureaua dințată; 3- roată pe axul cu came; 4- rolă întinzător

Acționarea mecanismelor de distribuție este realizată prin intermediul unor transmisii cu lanț (fig. 4.79.a.) sau a unei transmisii cu cureaua dințată (fig. 4.79.b.). În ambele cazuri trebuie corelată poziția arborelui cotit cu cea a axului cu came, pentru a realiza diagrama de distribuție a motorului.

În cele prezentate anterior cursa supapei este bine definită și depinde de construcția profilului camei, fiind constantă indiferent de regimul de funcționare a motorului. Pentru a putea satisface cerințele cu privire la parametrii dinamici ai motorului, a scăderii consumului de combustibil și de reducere a nivelului noxelor, s-au realizat mecanisme cu distribuție variabilă.

Un mecanism cu distribuție variabilă poate modifica momentul deschiderii supapelor, durata de deschidere a supapelor și înălțimea de deschidere a supapelor în funcție de regimul de funcționare a motorului (unul, doi sau trei parametri, în combinații diferite).

În literatura de specialitate sistemele de distribuție variabilă sunt cunoscute sub două denumiri:

- Variable Valve Actuation System (VVA);
- Variable Valve Timing System (VVT).

Constructorii de autovehicule au realizat diverse variante de sisteme și soluții pentru distribuție variabilă, mai cunoscute fiind Valvetronic (de la BMW), Valvematic (de la Toyota), VVEL (Variable Valve Event and Lift de la Nissan), VTEC (de la Honda), MIVEC (Mitsubishi Innovative Valve Timing and Lift Electronic Control de la Mitsubishi) VarioCam Plus (de la Porsche), Multiair (de la Fiat).

Modificarea momentului deschiderii supapelor se poate face prin intercalarea, între pinionul de acționare și arborele cu came, a unui mecanism hidraulic ce poate modifica poziția relativă dintre acestea în trepte (două sau trei), respectiv continuu. Se folosește presiunea uleiului din sistemul de ungere care, prin intermediul unei electrovalve, este dirijat către mecanismul hidraulic. Comanda electrovalvei este dată de către unitatea de control a motorului și care ține cont de turația și sarcina motorului.

Sistemul de distribuție variabilă VTEC (fig. 4.80.) este destinat modificării înălțimii de deschidere a supapelor în funcție de sarcina motorului: o înălțime pentru turații mici și normale și alta pentru turații ridicate.

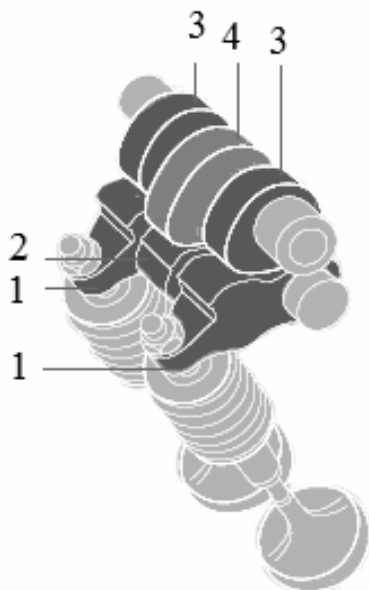


Fig. 4.80. Sistemul de distribuție variabilă VTEC (sursa: Honda)

Pentru aceasta s-a realizat axul cu came având două înălțimi ale profilului camei: una normală (poziția 3) și una mărită (poziția 4). Între cei doi culbutori 1, ce acționează asupra supapelor de admisie sau de evacuare, este prevăzut un culbutor 2 ce conține un dispozitiv hidraulic cu știft sau bolț de blocare.

La turații mici și normale acționarea supapelor se face prin intermediul culbutorilor și al camelor cu înălțime normală. Cama cu profil mărit acționează asupra culbutorului 2, care se mișcă în gol, independent de restul sistemului.

La creșterea turației motorului (peste 3500-4000 rot/min) calculatorul de injecție va comanda electrovalva hidraulică și va permite uleiului sub presiune să pătrundă în culbutorul 4.

Uleiul va acționa dispozitivul de blocare cu știft din culbutor și va deplasa știftul către culbutorul din dreapta, rigidizându-i. În aceste condiții cama 4 va fi cea care va comanda deschiderea supapelor, măbind înălțimea de deschidere.

Pentru revenirea la cama normală electrovalva va asigura evacuarea uleiului din dispozitivul hidraulic, iar știftul de blocare va reveni la poziția inițială, comanda electrovalvei fiind dată tot de calculatorul de injecție.

Sistemul de distribuție variabilă VarioCam este destinat modificării momentului de deschidere a supapelor de admisie. Pentru aceasta se folosește o transmisie cu lanț ce antrenează atât axul cu came pentru admisie, cât și pe cel de evacuare. Prin intermediul unui întinzător electro-hidraulic se poate varia poziția lanțului în raport cu cele două axe cu came. Se obține o rotație de câteva grade a axului cu came pentru admisie în raport cu axul cu came pentru evacuare. Comanda întinzătorului electro-hidraulic, ca de altfel și cursa pistonului este dată de către calculatorul de injecție în funcție de sarcina și turația motorului.

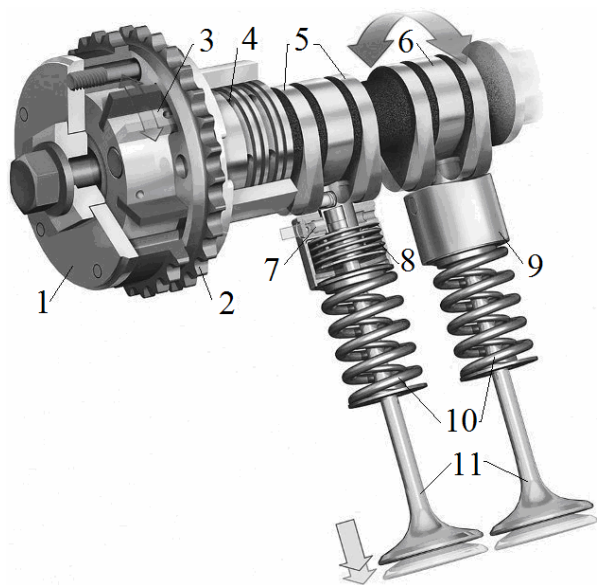


Fig. 4.81. Sistemul de distribuție VarioCam Plus (sursa: Porsche): 1- defazor hidraulic; 2- pinion antrenare ax cu came; 3- cameră hidraulică; 4- orificii curgere ulei; 5- camă admisie cu profil mare; 6- camă admisie cu profil mic; 7- pin blocare; 8- arc elicoidal; 9- tchet dublu; 10- arc supapă; 11- supapă admisie

Sistemul de distribuție variabilă VarioCam Plus (fig. 4.81.) realizează modificarea continuă a momentului deschiderii și închiderii supapelor de admisie, precum și a înălțimii de ridicare a supapei.

Variația momentului deschiderii supapelor se realizează cu ajutorul defazorului hidraulic și care prin intermediul uleiului din camera 3 poziționează axul cu came față de pinionul de antrenare tip coroană. Admisia și evacuarea uleiului se realizează

prin intermediul unei supape electrohidraulice, comandată de calculatorul de injecție, prin presiunea acestuia fiind modificat continuu avansul la deschidere a supapelor.

Pentru modificarea înălțimii de deschidere a supapelor se folosește un tchet de construcție specială (fig. 4.82.). În interiorul tchetului exterior 1 se află tchetul interior 7. Acesta are în construcție pinul 4 și arcul de revenire 5, capul tchetului fiind în contact cu cama cu profil mic. În tchetul mare se mai găsesc arcul 8, cilindrul 6 cu orificii pentru circulația uleiului și pinul 3.

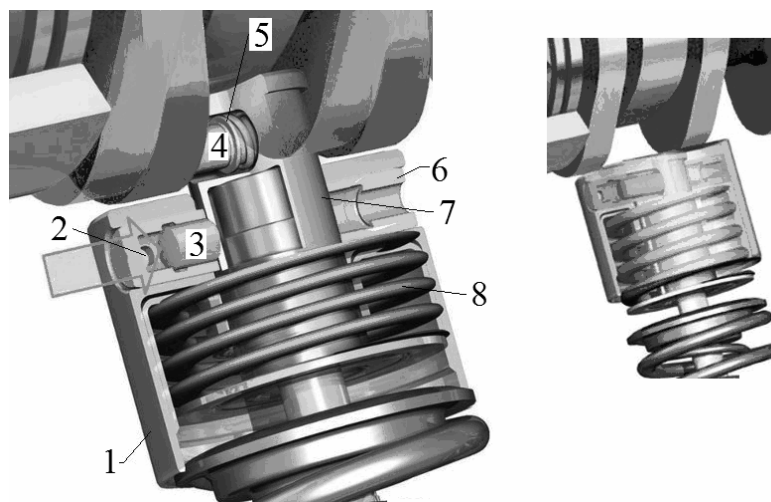


Fig. 4.82. Modul de lucru la modificarea înălțimii de deschidere a supapei (sursa: Porsche)

La turații scăzute și normale presiunea uleiului din cilindrul 6 este mică, arcul 5 menține poziția pinului 4 în tchetul interior și pinul 3 în tchetul exterior. Acest lucru permite ca cei doi tchete să se poată mișca independent unul față de celălalt. Cama cu profil mare atacă tchetul exterior și datorită comprimării arcului 8 lucrează în gol, mișcarea fiind transmisă supapei de

către tchetul interior, aflat în contact cu cama cu profil mic.

La creșterea turației motorului calculatorul de injecție comandă deschiderea circuitului de admisie a uleiului, care intră sub presiune în cilindrul 6 și prin împingerea pinului 3 în tchetul interior și pinul 4 în tchetul exterior solidarizează cei doi tchete. Supapa va fi acționată de către cama cu profil mare și va determina o deschidere mare a supapei de admisie.

În timpul funcționării motorului se corelează momentul deschiderii supapelor și înălțimea de deschidere în funcție de turație și sarcina motorului.

Sistemul de distribuție Valvetronic (fig. 4.83.) realizează o modificare continuă a înălțimii de ridicare a supapelor de admisie. Pentru aceasta se folosește o pârghie intermediară 6 ce acționează asupra culbutorului 4 și a cărei poziție în raport cu acesta se modifică prin intermediul unui arbore cu excentric 7.

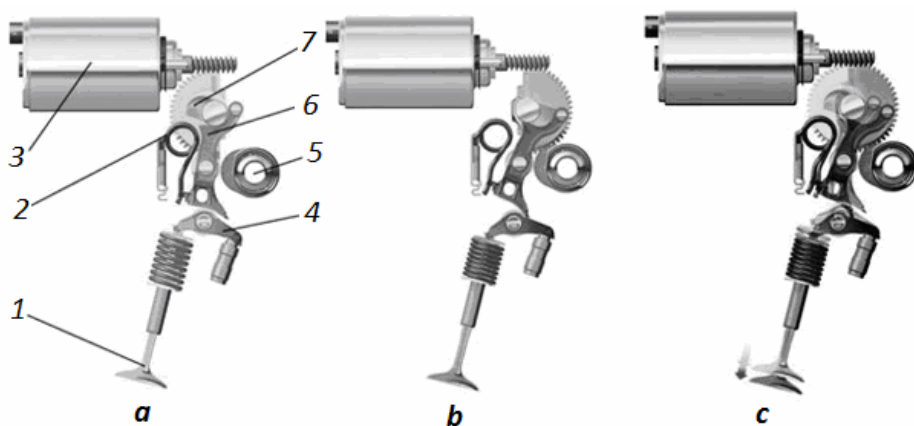


Fig. 4.83. Modul de lucru al sistemului de distribuție variabilă Valvetronic (sursa: BMW): 1- supapă; 2- arc revenire levier intermediar; 3- electromotor; 4- culbutor; 5- ax cu came admisie; 6- levier intermediar; 7- arbore cu excentric

Motorul electric 3 acționează asupra pinionului de pe arborele cu excentric în funcție de sarcina motorului (poziția clapetei de accelerație), iar prin intermediul excentricității modifică poziția pârgheii intermediare. Astfel, sub acțiunea axului cu came 5 și a pârgheii intermediare se modifică continuu înălțimea de deschidere a supapei de admisie, corespunzător limitelor minimă și maximă (fig. 4.83.c.).

Sistemul de distribuție variabilă VANOS urmărește modificarea continuă a momentului deschiderii supapelor de admisie și de evacuare, pentru aceasta utilizând defazoare hidraulice pe axele cu came. Motorul este prevăzut cu axe cu came separate pentru admisie și evacuare, pe fiecare dintre ele fiind montat un defazor hidraulic asemănător cu cel din figura 4.81., presiunea uleiului din camerele hidraulice fiind realizată prin intermediul unei supape electromagnetice, comandată de către calculatorul de injecție.

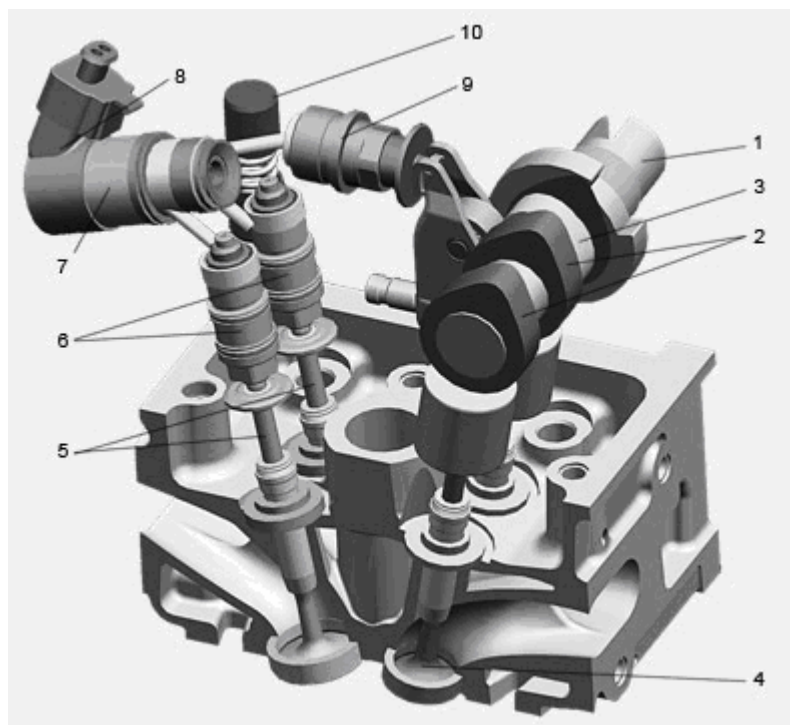


Fig. 4.84. Sistemul de distribuție variabilă Multiair (sursa: Fiat)

Sistemul de distribuție variabilă Multiair (fig. 4.84.) a încercat eliminarea acționării supapelor de admisie cu axe cu came.

Din punct de vedere constructiv este alcătuit din axul 1, prevăzut cu camele 2 pentru acționarea supapelor de evacuare 4, și cama 3 care acționează asupra supapelor de admisie 5 prin intermediul unui mecanism hidraulic, montat pe fiecare supapă.

Cama va genera presiune hidraulică prin antrenarea pompei 9, presiune care, prin intermediul electrovalvei 7, va fi trimisă către camerele de înaltă presiune 6. În funcție de mărimea presiunii supapele vor realiza deschideri continue între limitele

minimă și maximă. Când presiunea uleiului nu este utilizată de camă în timpul lucrului, aceasta este stocată în acumulatorul hidraulic 10.

Comanda electrovalvei se face de către calculatorul de injecție prin conectorul 8, iar câtă vreme ea este închisă supapele vor avea deschiderea comandată prin urmărirea fidelă a camei.

4.4.3. Sistemul de răcire a motorului

Ca urmare a arderii combustibilului și faptului că doar o parte a căldurii este transformată în energie mecanică, motoarele produc încălzirea componentelor cu care gazele de ardere vin în contact, fiind necesară răcirea forțată a acestora.

Regimul termic al unui motor este definit prin temperatura la care piesele componente lucrează în condiții optime și acesta exercită o influență majoră asupra puterii efective, a consumului de combustibil, duratei de funcționare și a siguranței acestuia în exploatare. În aceste condiții este necesar ca o parte din căldura degajată prin ardere să fie preluată și disipată în atmosferă. Temperatura optimă de funcționare a motorului este cuprinsă în limitele 85-90 °C.

Un sistem de răcire a motorului trebuie să asigure, pe de o parte atingerea rapidă a temperaturii optime sau nominale de funcționare, iar pe de altă parte să mențină acest regim optim pe toată durata de funcționare a motorului, indiferent de regimul de lucru sau de temperatura mediului ambiant.

Menținerea constantă a temperaturii motorului se realizează printr-o evacuare controlată a căldurii, pe baza unui fluid de răcire care poate fi gazos (aerul) sau lichid (lichid de răcire).

Instalațiile de răcire cu aer sunt utilizate la motoare de capacitate mică și la unele autovehicule ce se deplasează cu viteze mari. Preluarea căldurii se face datorită curentului de aer ce vine în contact cu elementele încălzite ale motorului (pentru aceasta chiulasa și blocul motor se execută cu aripioare ce măresc suprafața de schimb de căldură) sau prin utilizarea unei turbine de aer care mărește viteza de curgere a aerului peste motorul încălzit.

În momentul de față marea majoritate a motoarelor folosesc o instalație de răcire cu lichid: cu apă, respectiv un amestec de apă etilenglicol denumit și antigel. Avantajele constau într-o răcire uniformă a motorului, solicitări termice mai reduse ale elementelor ce intră în contact cu gazele de ardere, o încălzire rapidă a motorului la pornire și posibilitatea încălzirii controlate a habitaculului.

În funcție de modul de circulație a lichidului instalațiile de răcire sunt de tipul cu termosifon (circulația lichidului se face pe baza diferenței de densitate între lichidul cald și lichidul rece), respectiv de tipul cu circulație forțată (lichidul este circulat prin intermediul unei pompe de lichid) și care la rândul lor pot fi de tipul deschis, când comunică permanent cu atmosfera, respectiv de tip închis, când pe circuitul lichidului este prevăzută o supapă aer-vapori.

Datorită avantajelor pe care le prezintă în raport cu celelalte variante, instalațiile cu circulația forțată a lichidului de tip închis sunt cele mai utilizate în practică. Schema unei astfel de instalații este prezentată în figura 4.85.

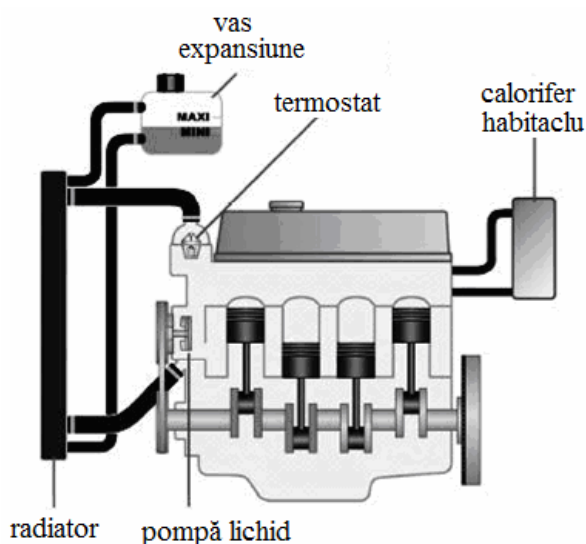


Fig. 4.85. Schema unei instalații de răcire cu circulație forțată de tip închis

Modul de lucru al acestui tip de instalație de răcire este prezentat în figura 4.86. Lichidul de răcire este trimis de către pompa 7 în spațiile 3 prevăzute în interiorul motorului, de unde preia căldura și o trimite, după caz, înapoi în motor până acesta atinge temperatura optimă, respectiv în radiatorul 2, răcit cu aer atmosferic de către ventilatorul 8, comanda fiind dată de către termostatul 2. Pentru încălzirea habitaculului se deschide supapa 4 și o parte din lichidul de răcire ce iese din motor cedează căldura prin radiatorul 5, ca urmare a ventilării cu turbina 6.

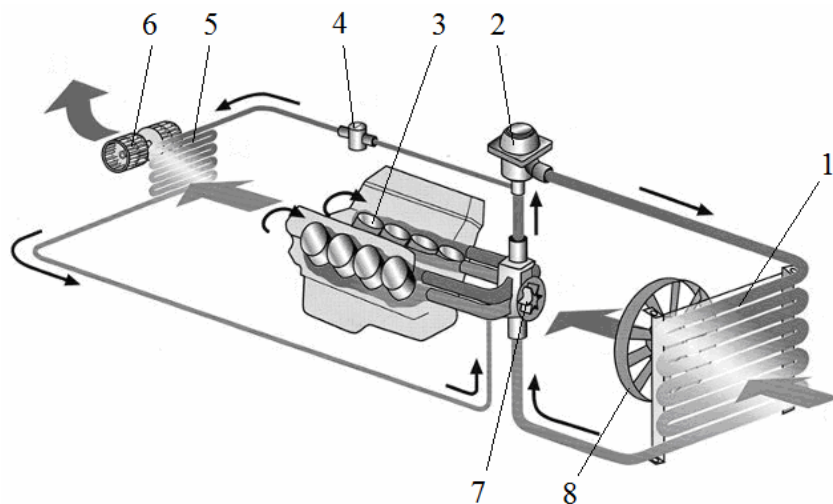


Fig. 4.86. Modul de lucru al instalației de răcire

Apa ca lichid de răcire are coeficientul de convecție ridicat, dar la temperaturi exterioare mai mici de 0°C îngheață. Soluția de apă-etilenglicol are coeficientul de convecție mai mic decât al apei și de aceea circulația lichidului trebuie să fie mai intensă, dar are punctul de îngheț la cca -39°C . În plus, antigelul asigură o lubrifiere a pompei de lichid, asigură o bună protecție anticorozivă față de metale, fiind neutru în raport cu plasticul sau cauciucul, previne depunerile pe suprafețele cu care vine în contact și are acțiune antispumantă.

Într-o instalație de răcire cu circulație forțată de tip închis pompa este cea care asigură o circulație a lichidului cu o ușoară suprapresiune, fapt ce ridică punctul de fierbere a acestuia la $105-107^{\circ}\text{C}$.

Pompa de lichid este de tipul centrifugală (fig. 4.87.) și este antrenată printr-o transmisie cu curea trapezoidală sau dințată de la arborele motor. În cazul în care motorul lucrează la turații mici și sarcini mari se folosește soluția de acționare a pompei cu un motor electric și care, prin controlul electronic, asigură răcirea corectă indiferent de turația arborelui cotit.

De regulă pompa aspiră lichidul de la partea inferioară a radiatorului și îl trimite spre partea inferioară a cămășilor de răcire, lichidul cald fiind evacuat pe la partea superioară a cămășilor și de aici la partea superioară a radiatorului.

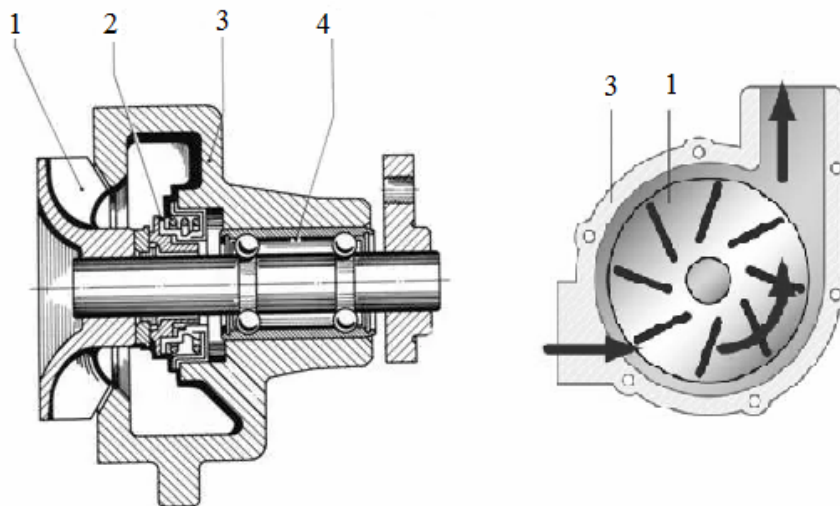


Fig. 4.87. Pompa de lichid: 1- rotor cu palete; 2- presetupă; 3- corp pompă; 4- rulment

Rolul vasului de expansiune în instalația de răcire cu circulație forțată de tip închis este de a compensa variațiile de volum ale lichidului de răcire, ca urmare a oscilațiilor de temperatură. Practic lichidul circulă permanent prin vasul de expansiune, în care ajung vaporii de apă și bule de gaz, el fiind montat la un nivel superior radiatorului.

Capacul sau dopul vasului de expansiune este prevăzut cu două supape: una pentru eliminarea vaporilor de apă și alta pentru admisia aerului atunci când lichidul se răcește, menținând constantă presiunea în instalație.

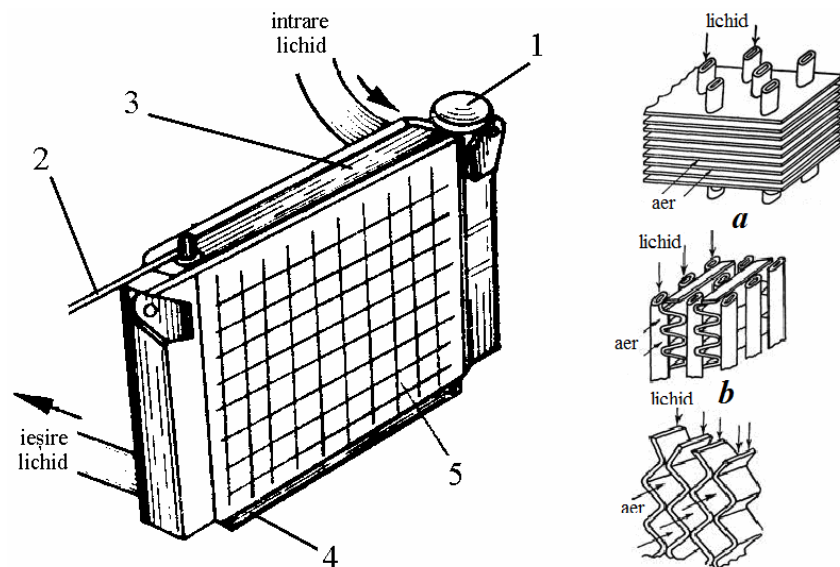


Fig. 4.88. Radiatorul: 1- bușon umplere; 2- legătura cu vasul de expansiune; 3- bazin superior; 4- bazin inferior; 5- schimbătorul de căldură

Radiatorul (fig. 4.88.) are rolul de a disipa căldura preluată de către lichidul de răcire spre mediului exterior. Pentru a intensifica schimbul de căldură se folosește curentul de aer debitat de către un ventilator. Construcția schimbătorului de căldură urmărește realizarea unei suprafețe de răcire cât mai mare (între 15-25

m²), pentru aceasta fiind folosite soluții de tip tuburi și plăci (fig. 4.88.a.), tuburi și benzi (fig. 4.87.b.) sau tuburi lamelare (fig. 4.87.c.).

Radiatorul se montează în fața motorului, unde este expus cel mai bine curentului de aer generat în timpul deplasării autovehiculului. Întrucât acest lucru nu este întotdeauna suficient pentru răcirea motorului, mai ales în perioada de vară, se folosește un ventilator montat pe același ax cu pompa de apă sau direct pe radiator și acționat cu un motor electric. Acesta mărește debitul de aer ce trece prin schimbătorul de căldură al radiatorului și asigură răcirea motorului indiferent de condițiile atmosferice sau regimul de funcționare.

Un element foarte important al instalației de răcire este termostatul, care este o supapă dublă mecanică, controlată în funcție de temperatură (fig. 4.89.). Modul de funcționare și comandă al circuitului lichidului de răcire este prezentat în figura 4.90.

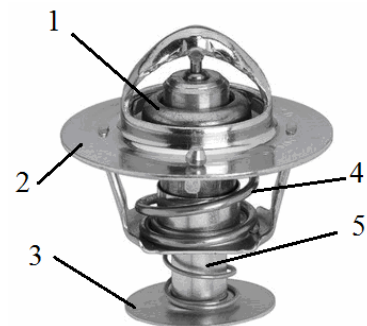


Fig. 4.89. Termostat: 1- supapă inferioară; 2- suprafață de fixare; 3- supapă superioară; 4- arc; 5- capsulă (burduf)

Din punct de vedere constructiv este de forma unui burduf sau capsulă, solidar cu o tijă ce acționează asupra celor două supape. Capsula are în interiorul ei un amestec de alcool cu apă distilată sau o pastă cu coeficient de dilatare mare.

Când motorul este rece termostatul închide supapa inferioară prin intermediul arcului 4. Circuitul lichidului prin radiator este oprit, iar pompa va recircula lichidul de răcire prin motor, acesta încălzindu-se treptat (fig. 4.90.a.)

Pe măsură ce lichidul de răcire se încălzește, se produce o dilatare a lichidului sau pastei din capsula termostatlui și care determină deplasarea tijei cu supape către în sus.

Dacă încălzirea motorului se face rapid, atunci supapa inferioară deschide circuitul prin

radiator, iar supapa superioară închide circuitul de recirculare prin motor (fig. 4.90.c.). În acest fel lichidul de răcire este absorbit de pompă de la partea inferioară a radiatorului, trimis prin motor și mai departe la partea superioară a radiatorului.

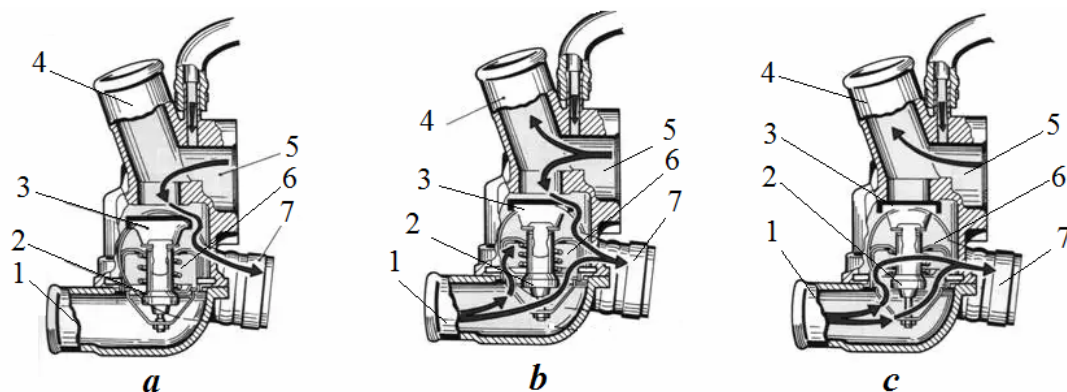


Fig. 4.90. Modul de funcționare a termostatlui: a- pentru motorul rece; b- pentru motorul cu răcire intermediară; c- pentru motorul în sarcină: 1- racord inferior de la radiator; 2- supapă inferioară termostat; 3- supapă superioară termostat; 4- racord superior radiator; 5- racord lichid de la motor; 6- corp termostat; 7- racord aspirație pompă

Întrucât încălzirea motorului și implicit a lichidului de răcire nu se face întotdeauna suficient de repede, supapele încep să se ridice la temperatura de 70°C , deschizând parțial ambele orificii (fig. 4.90.b.). O parte a lichidului este recirculată prin motor, iar cealaltă parte este circulată prin radiator, acest regim fiind unul de tip tranzitoriu.

4.4.4. Sistemul de ungere a motorului

În timpul funcționării motorul termic produce lucru mecanic prin intermediul unui mecanism motor, ale cărui componente sunt într-o mișcare relativă unele față de altele. Fiind realizate din materiale metalice, la suprafața de contact apar forțe de frecare și care, în lipsa unui lubrifiant ar duce la supraîncălzirea lor și în final la deteriorarea motorului. Pe de altă parte, unele componente ale mecanismului motor preiau o parte din căldura degajată în timpul arderii combustibilului.

Aceste condiții de lucru impun existența unei instalații de ungere a motorului și care trebuie să îndeplinească mai multe funcții:

- ungerea sau lubrifierea pieselor aflate în mișcare relativă în vederea reducerii frecării, uzurii și a pierderilor mecanice;
- răcire a suprafețelor pieselor care sunt solicitate termic prin preluarea unei părți din căldură, precum și a căldurii degajate prin frecare;
- curățire a suprafețelor pieselor în mișcare relativă prin antrenarea și îndepărtarea particulelor metalice sau a unor reziduuri de ardere;
- protejare a pieselor împotriva coroziunii chimice.

Pentru realizarea ungerii se folosesc ca lubrifianți uleiuri de motor a căror compoziție chimică este complexă și care îndeplinesc cerințele impuse unei instalații de ungere.

În funcție de tipul uleiului de motor, acesta este alcătuit din două componente: 75-85 % uleiuri de bază și 15-25 % aditivi.

La rândul lor uleiurile de bază se diferențiază în funcție de materia primă utilizată, respectiv de tehnologia de fabricare și pot fi: minerale (se obțin din prelucrarea petrolului), sintetice (se obțin prin procedee chimice) și semi-sintetice (amestecuri din primele două categorii).

Aditivii sunt compuși organici pe bază de metale sau polimeri și au rolul de a îmbunătăți unele caracteristici ale uleiurilor, necesare în sistemele de ungere.

Caracteristicile fizico-mecanice ale uleiului motor sunt foarte importante și ele depind de tipul uleiului de bază, tehnologia de fabricare și natura aditivilor utilizați. Cele mai importante caracteristici sunt onctuoșitatea, vâscozitatea, temperatura și punctul de congelare.

Onctuoșitatea este capacitatea uleiului de a adera și forma pe o suprafață metalică o peliculă de ulei rezistentă la frecare, care să împiedice contactul direct dintre piesele aflate în mișcare relativă. În acest fel se evită frecarea uscată, uzura excesivă și gripajul. În general uleiurile minerale au o bună onctuoșitate, mărirea acesteia fiind posibilă prin adaosul de aditivi.

Vâscozitatea este un parametru care definește proprietatea uleiului de a se opune curgerii. Ea influențează în mare măsură caracteristica de ungere a pieselor în mișcare relativă, coeficientul de frecare și pierderile mecanice prin frecare.

Cele două caracteristici sunt importante mai ales la pornirea motorului, influențând nivelul uzurii pieselor aflate în mișcare relativă. De la funcționarea anterioară pe suprafața pieselor se găsește o peliculă de ulei datorată onctuoșității, în timp ce accesul rapid al uleiului la aceste piese se datorează vâscozității.

Temperatura uleiului influențează vâscozitatea sa în sensul scăderii cu temperatura (uleiul devine fluid și curge ușor), în timp ce la temperaturi scăzute vâscozitatea crește până la pierderea capacității de curgere (solidificarea uleiului). Temperatura este importantă și din punctul de vedere al oxidării uleiului. Cu cât ea este mai ridicată în prezența oxigenului, cu atât este mai pronunțată oxidarea uleiului, în urma reacțiilor chimice rezultând compuși insolubili ce măresc vâscozitatea, compuși oxigenați de tip rășini care formează depuneri dure pe suprafețele cu care vin în contact, scade conductibilitatea termică a uleiului, se formează depuneri sub formă de mâl în baie.

Aditivii utilizați în compoziția uleiurilor și sunt de tipul compuși alifatici (îmbunătățesc onctuoșitatea), polimeri (măresc fluiditatea la rece și vâscozitatea la cald), antispumanti, antioxidanți (diminuează procesul de oxidare), polimeri (împiedică formarea depunerilor și neutralizarea reziduurilor acide).

Uleiurile folosite la sistemele de ungere ale motoarelor termice se clasifică după mai multe standarde (SAE, ACEA, API, ILSAC, etc.). Pentru autovehicule cea mai utilizată clasificare este reglementată prin standardele SAE J 300 (Society of Automotive Engineering) și care, în funcție de vâscozitatea uleiului la diferite temperaturi, le împarte în uleiuri monograd și uleiuri multigrad.

Uleiurile monograd sunt împărțite în 11 clase sau grade, 6 de iarnă (notate 0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W) și 5 de vară (notate 20, 30, 40, 50, 60).

Uleiurile multigrad sunt utilizate în zonele geografice în care există alternanța iarnă-vară, cu temperaturi mult diferite, putând fi utilizate pe un anumit interval de temperatură a mediului ambiant, valorile minime și maxime fiind prezentate în figura 4.91.

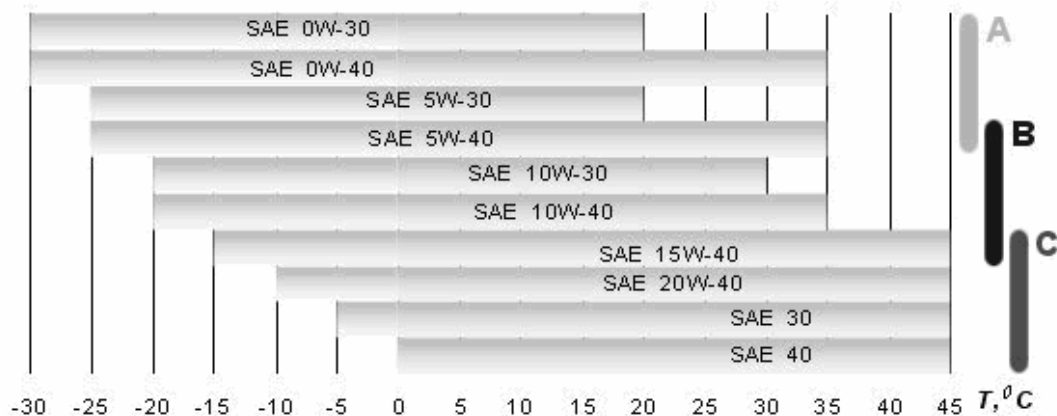


Fig. 4.91. Clasificarea uleiurilor multigrad și limitele de temperatură ale mediului ambiant: A- uleiuri sintetice; B- uleiuri semi-sintetice; C- uleiuri minerale

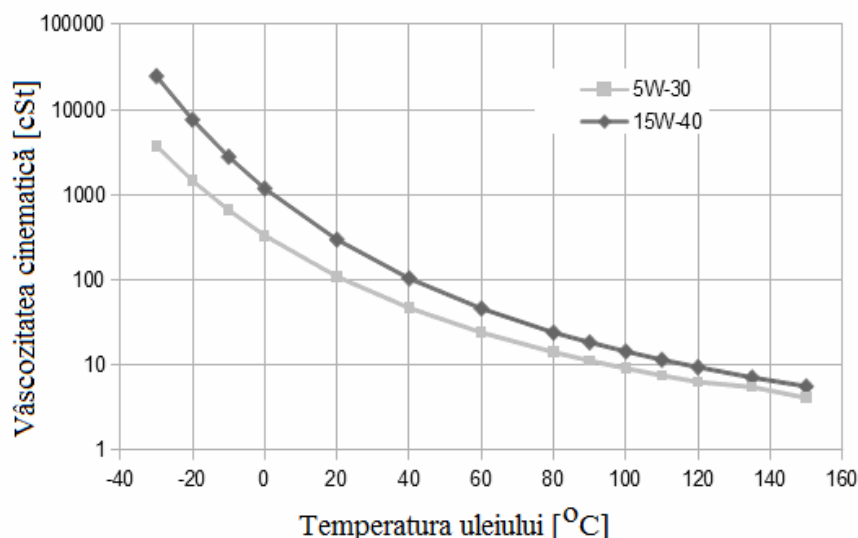


Fig. 4.92. Influența temperaturii uleiului asupra vâscozității cinematice

Uleiurile trebuie să aibă o variație cât mai mică a vâscozității cu temperatura, de preferat să aibă vâscozitatea minimă la care se asigură formarea unei pelicule de ulei pe suprafețele metalice. Pe de altă parte și sistemul de ungere al motorului trebuie să poată lucra cu uleiuri având vâscozități diferite din punct de vedere a caracteristicilor fizico-mecanice. În figura 4.92 este prezentată variația vâscozității cu temperatura pentru două tipuri de uleiuri de ungere.

Clasificarea uleiurilor după standardul ACEA (European Automobile Manufacturers Association) se face în trei categorii: Ax/Bx pentru MAS și MAC, Cx pentru MAS și MAC cu sistem de post-tratare a gazelor de evacuare și Ex pentru autovehiculele comerciale cu motoare cu filtru de particule și catalizator pe trei căi.

Uleiul cu performanțe standard este de tipul A1/B1, iar cel cu performanțele cele mai ridicate este de tipul A5/B5. Uleiurile din categoria C (C1... C5) se utilizează la motoarele echipate cu sistem de port-tratare a gazelor de evacuare, clasificarea fiind făcută în funcție de vâscozitatea lor la temperaturi ridicate și de conținutul în sulf.

Clasificarea uleiurilor după standardul API (American Petroleum Institute) se face în funcție de tipul motorului: pe benzină sau pe motorină.

În cazul MAS uleiurile fac parte din categoria S și gradele S, L și M, performanțele cele mai mari fiind realizate de cele tip SM.

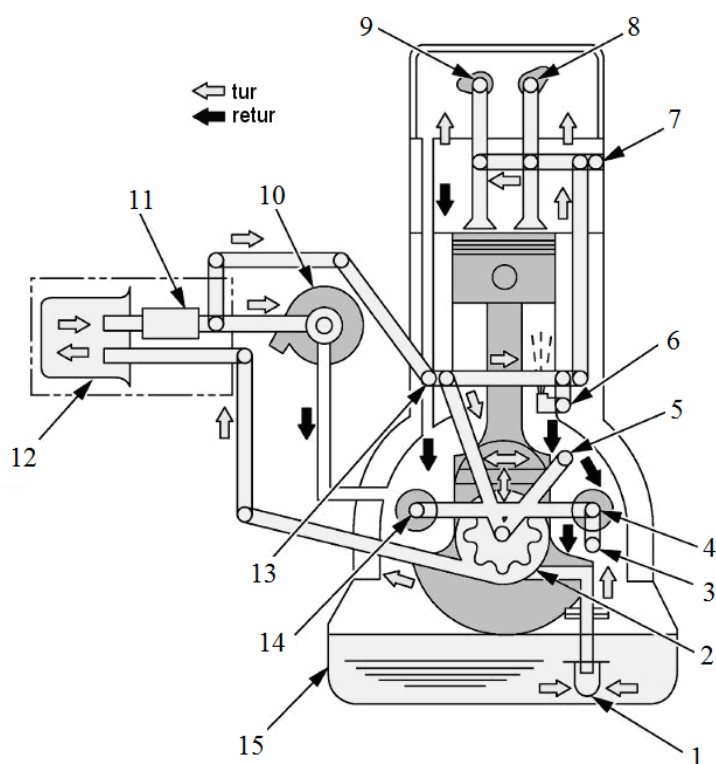


Fig. 4.93. Schema unui sistem de ungere a motorului

În cazul MAC uleiurile fac parte din categoria C și gradele H4, I4 și J4, ultimele două tipuri fiind recomandate la motoarele echipate cu EGR, respectiv cu filtru de particule.

În construcția motoarelor se întâlnesc mai multe sisteme de ungere: ungere liberă prin amestecul uleiului cu benzina (la motoarele în doi timpi), ungere prin barbotarea uleiului, când acesta este antrenat și aruncat de către arborele cotit în mișcarea de rotație, ungerea sub presiune sau forțată, când uleiul este trimis sub presiune prin conducte și canale de către o pompă de ulei, respectiv ungere mixtă, când lagărele cele mai solicitate sunt unse cu ulei sub presiune, iar restul pieselor prin barbotare.

O altă clasificare a sistemelor ungere se face în funcție de poziția rezervorului de ulei, deosebindu-se sisteme de ungere cu carter uscat și sisteme de ungere cu carter umed. În primul caz rezervorul este amplasat în afara motorului, în timp ce în cel de-al doilea caz rezervorul este carterul motorului. Pentru motoarele ce echipează autovehiculele se folosește sistemul de ungere cu carter umed, a cărui schemă de principiu este prezentat în figura 4.93.

Uleiul aflat în carterul motorului 15 este aspirat de pompa 2 prin sorbul 1, după care este trimis sub presiune pentru ungerea sub presiune a pompei de vacuum prin conducta 3, a arborilor de echilibrare a motorului prin conductele 4 și 14, a lanțului de distribuție prin conducta 5 și a întinzătorului prin conducta 7, a suprafeței interioare a cilindrilor prin injectorul 6, a axelor cu came prin conductele 8 și 9, a turbocompresorului 10. Pentru răcirea uleiului se folosește un radiator schimbător de căldură 11 iar pentru reținerea particulelor filtrul de ulei 12.

În afara acestor componente principale, instalația de ungere este prevăzută cu supape de siguranță, traductoare de presiune și temperatură.

Pompa de ulei are rolul de a trimite uleiul în instalație la presiunea și debitul impus de condițiile de ungere a motorului, indiferent de regimul de lucru al acestuia.

Ca tipuri constructive se folosesc pompe cu roți dințate cu angrenare exterioară sau cu antrenare interioară și pompe cu palete (fig. 4.94.).

Întrucât au o construcție simplă și sigură în exploatare, gabarite mici, asigurând o presiuni ridicate și la turații mici, pompele cu roți dințate cu angrenare exterioară sunt cele mai utilizate. Unul din pinioanele pompei este antrenat în mișcare de la arborele cotit al motorului, al doilea pinion fiind antrenat în mișcare de rotație de către primul. Uleiul este antrenat în intervalul dintre dinți pe la partea exterioară și trimis sub presiune prin conducta de evacuare către conductele de distribuție.

Atât debitul cât și presiunea uleiului depind de turația motorului, iar la pornire la rece, ca urmare a vâscozității mari a uleiului, există riscul de creștere foarte mare a presiunii la refulare, motiv pentru care pompele sunt prevăzute cu supape de suprapresiune și care limitează valoarea maximă a presiunii din instalație.

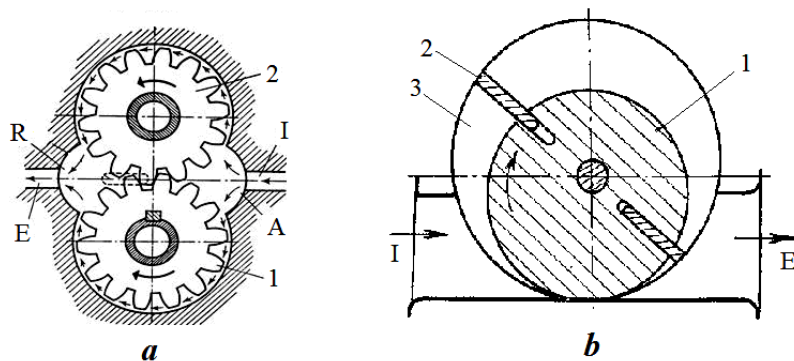


Fig. 4.94. Pompe de ulei: a- cu roți dințate și angrenare exterioară: 1- pinion motor; 2- pinion antrenat; I- intrare ulei; E- ieșire ulei; A- cameră aspirație; R- cameră refulare; b- cu paletă: 1- rotor; 2- paletă culisante; 3- cameră de lucru.

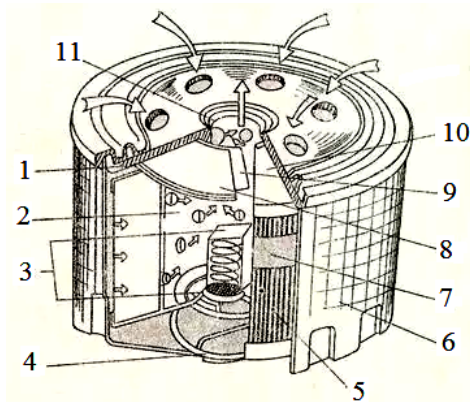
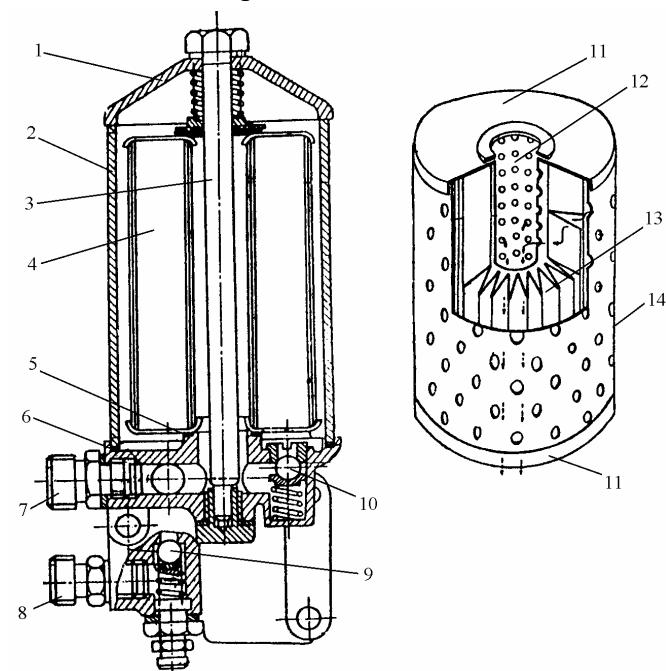


Fig. 4.95. Filtru fin de ulei

inelul de etanșare 9 și membrana din cauciuc 10. Filtru se montează prin înșurubare în conducta de admisie a uleiului prin intermediul filetului 11.



Elementul filtrant se realizează din hârtie, discuri de carton sau materiale textile și care asigură o filtrare foarte fină a uleiului. În cazul în care acesta se colmatează, presiunea creată în filtru duce la deschiderea supapei de siguranță, scoțând din circuit elementul filtrant.

La motoarele pentru tractoare și autocamioane se utilizează filtre statice cu capacitate de filtrare mărită (fig. 4.96.).

Fig. 4.96. Filtru și element filtrant: 1- capac cu arc de fixare; 2- cilindru; 3- tijă de asamblare; 4- element filtrant; 5, 6- inele de etanșare; 7, 8- racorduri pentru radiatorul de ulei; 9, 10- supape de siguranță; 11- capace; 12- canal colector; 13- cartuș filtrant din hârtie; 14- carcasă exterioară cu orificii

Uleiul pătrunde prin racordul 8 în filtru, în spațiul dintre cilindru 2 și elementul filtrant 3, trece prin cartușul de hârtie, este colectat în canalul central 12 și evacuat din filtru prin racordul 7. Ca și în cazul precedent, colmatarea elementului filtrant determină deschiderea supapelor de siguranță și scoaterea lui din circuitul uleiului.

În cazuri speciale se folosesc filtre dinamice care îndepărtează particulele din ulei pe principiul separării centrifugale.

Deoarece în timpul lucrului uleiul se încălzește, acesta trebuie menținut la valori între 85 și 95 °C, limite în care își păstrează caracteristicile fizico-mecanice optime. Pentru aceasta în circuitul principal de la pompă se montează în serie un radiator sau răcitor de ulei, având construcție asemănătoare cu cea a radiatoarelor pentru lichidul de răcire.

În funcție de modul de răcire se deosebesc radiatoare răcite cu aer și radiatoare răcite cu apă. Și în acest caz, construcția radiatoarelor de ulei trebuie să asigure o suprafață de schimb de căldură cât mai mare, într-un volum cât mai mic. Se are în vedere cantitatea maximă de căldură ce trebuie evacuată, coeficientul de transfer termic al radiatorului, temperatura medie dintre cele două fluide.

Răcirea uleiului de ungere într-un radiator cu răcire cu apă este mai bună decât la răcirea cu aer, dar în perioada sezonului rece apa îngheață și blochează radiatorul, acesta fiind și motivul pentru care răcirea cu aer este mai mult utilizată în practică. La motoarele mici sau ușoare, unii constructori renunță la radiatorul de ulei, dar realizează forme speciale ale băii de ulei și care favorizează disiparea căldurii.

4.4.5. Alimentarea motoarelor termice

Instalația de alimentare a unui motor termic cu ardere internă trebuie să asigure depozitarea combustibilului necesar funcționării și trimiterea lui, după caz, în camera de amestec sau în camera de ardere, în vederea formării cu aerul a amestecului combustibil

Combustibilii utilizați în mod frecvent la motoarele pentru autovehicule sunt benzina și motorina. Deoarece rezervele de hidrocarburi sunt limitate s-au făcut studii cu privire la utilizarea de combustibili alternativi, aici fiind incluse bioetanolul (alcooli din plante), biodieselul (grăsimi vegetale), hidrogenul, gazul metan. Un caz aparte îl constituie autovehiculele care utilizează energia electrică pentru propulsie (de la un generator, de la baterii de acumulare sau pile de combustie).

Benzina, obținută prin distilarea fracționară a țițeiului, este combustibilul utilizat la alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie, fiind caracterizată prin volatilitate și cifra octanică (CO).

Volatilitatea unei benzine este capacitatea de a se transforma în vapori la o anumită temperatură. Acest parametru are o influență semnificativă în ceea ce privește funcționarea motorului. Astfel cu cât benzina este mai volatilă, cu atât pornirea, accelerarea și funcționarea în perioadele reci vor fi mai bune.

Cifra octanică caracterizează rezistența benzinei la detonație și reflectă proporția în care se găsesc doi componenți ai acesteia, ce caracterizează un combustibil etalon: *iso-octanul*, care este hidrocarbura cu cea mai mare rezistență la detonație, având CO = 100, respectiv *n-heptanul*, care este hidrocarbura cu cea mai mică rezistență la detonație, având CO = 0. În funcție de raportul celor doi componenți avem benzine cu cifra octanică între 0 și 100. Cu cât cifra octanică este mai mare, cu atât riscul apariției arderii detonante este mai mic.

Motorina este o fracție mai grea decât benzina, obținută tot prin distilare fracționată a țițeiului, utilizată la alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare, fiind caracterizată prin vâscozitate, punct de congelare și cifra cetanică (CC). Deoarece motoarele diesel pot funcționa atât cu motorină, cât și cu biodiesel, cifra cetanică se referă la denumirea generică de combustibil.

Vâscozitatea este parametrul ce caracterizează fluiditatea motorinei, iar punctul de congelare reprezintă temperatura la care aceasta trece din stare lichidă în stare solidă.

Cifra cetanică evidențiază capacitatea de autoaprindere a motorinei, reprezentând de fapt rezistența la autoaprindere a acesteia. Ea reprezintă raportul în care se găsesc doi componenți ai acesteia, ce caracterizează un combustibil etalon: cetanul, care este un alcan ce se descompune foarte ușor la temperaturi scăzute, având CC = 100, respectiv alfa-metil naftalina, care este o hidrocarbură cu rezistență mare la autoaprindere, având CC = 0. Cu cât cifra cetanică este mai mare, cu atât este mai

mică întârzierea la autoaprindere, adică scade timpul dintre momentul injecției motorinei și momentul când efectiv aceasta se autoaprinde. Acest fapt duce la arderi incomplete ale combustibilului cu creșterea de emisii poluante și fum.

În general motoarele cu aprindere prin comprimare sunt proiectate să funcționeze cu motorine având cifra cetanică cu valori mai mari de 51, dar mai mici de 60 (între 51 – 55), valori valabile și pentru biodiesel. Utilizarea unor motorine cu cifra cetanică între 40 și 45 necesită aditivarea cu substanțe pe bază de nitrați de alchil, dar este afectată starea tehnică a motorului prin depuneri, formarea de apă și reacțiile de oxidare.

Formarea amestecului omogen dintre combustibil și aer constituie o cerință impusă de procesul de ardere, atunci când se utilizează combustibili lichizi. Acest lucru se poate realiza prin pulverizarea fină sau vaporizarea rapidă și amestecarea cu aerul. Pulverizarea fină a combustibilului se poate realiza prin injecție (aparatură se numește injector) sau carburaj (aparatură se numește carburator).

Instalațiile de alimentare cu carburaj s-au dezvoltat la MAS, în timp ce instalațiile de alimentare cu injecție s-au dezvoltat la MAC. În momentul de față pulverizarea prin carburaj este depășită tehnic, fiind înlocuită cu injecția benzinei.

În amestec, aerul și combustibilul se găsesc într-un raport determinat. Se definește dozajul combustibilului în aer d , ca raportul dintre masa combustibilului m_c și masa aerul m_a :

$$d = \frac{m_c}{m_a} \quad (4.37.)$$

Se definește coeficientul excesului de aer λ ca fiind raportul dintre masa de aer disponibilă pentru arderea unui kilogram de combustibil L (în kg aer/kg comb.) și masa minimă de aer necesară arderii complete a unui kilogram de combustibil L_{min} :

$$\lambda = \frac{L}{L_{min}} \quad (4.38.)$$

Pentru arderea unui kilogram de combustibil este necesară o cantitate de 14,8 kg aer și care corespunde dozajului teoretic $d_t = 1:14,8 = 0,066$. În camera de ardere un asemenea raport înseamnă un amestec normal ($\lambda=1$). În realitate acest lucru este dificil de atins și menținut, ca urmare vom avea amestecuri sărace ($\lambda>1$) și amestecuri bogate ($\lambda<1$).

Pentru MAS-uri coeficientul excesului de aer are valori între 0,83 – 1,2, în timp ce MAC-urile lucrează numai cu amestec sărac, respectiv coeficient de exces de aer cu valori de 1,25-1,6.

4.4.5.1. Alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie

O instalație de alimentare a motorului cu aprindere prin scânteie realizează vaporizarea benzinei în aer, de dozare a amestecului benzină-aer, precum și de a regla cantitatea de amestec ce intră în motor. Formarea amestecului carburant se poate realiza în două moduri:

- carburaj cu carburator;
- carburaj cu injecție.

4.4.5.1.1. Instalația de alimentare cu carburator

Instalația de alimentare cu carburator (fig. 4.97.) are ca elemente principale rezervorul de benzină 1, pompa de alimentare cu benzină 2 acționată de către axul cu camă 3, carburatorul 4, filtru de aer 5, obturatorul 6 și galeria de admisie 7.

Pompa aspiră combustibilul din rezervor, și îl trimite la carburator. Ca urmare a depresiunii din galeria de admisie aerul este aspirat din exterior și după ce trece prin filtru de aer ajunge și el în carburator. Aici are loc formarea amestecului aer-benzină și care ajunge în galeria de admisie, în doze reglate de către obturator.

Elementul cel mai important al instalației este carburatorul și care este alcătuit dintr-un carburator elementar (fig. 4.98.) și o serie de dispozitive cu rol de corecție (pentru pornire, mers în gol și sarcini mici, pentru sarcini intermediare, pentru sarcini mari și pentru regimuri tranzitorii).

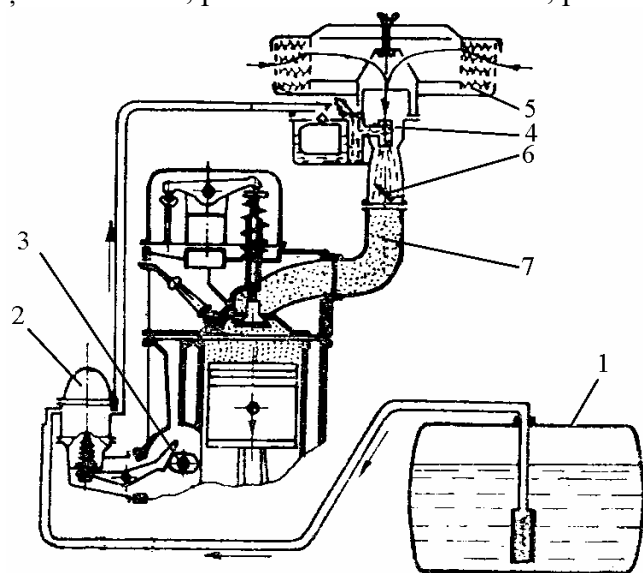
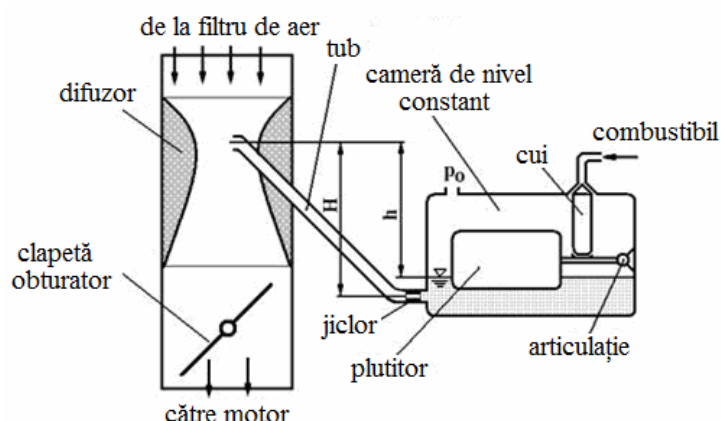


Fig. 4.97. Schema de principiu a instalației de alimentare cu carburator

Carburatorul elementar este alcătuit dintr-o cameră cu nivel constant, unde nivelul benzinei este menținut cu ajutorul unui plutitor cu cui și care ce obturează conducta de intrare a benzinei, trimisă de către pompa de alimentare. De aici, benzina este aspirată prin jiclor în difuzor, unde în contact cu curentul de aer este pulverizată fin. Cantitatea de amestec carburant ce ajunge în galeria de admisie este reglată prin intermediul clapetei obturator.

pistonului corespunzător cursei de admisie, la deschiderea supapei de admisie se creează o depresiune sub difuzor. Acest fapt determină aspirația aerului prin difuzor (de la filtru de aer), iar în zona cu



Difuzorul este realizat sub forma unui ajutoraj de tip convergent-divergent, prin care circulă aerul. Prin mișcarea de coborâre a pistonului corespunzător cursei de admisie, la deschiderea supapei de admisie se creează o depresiune sub difuzor. Acest fapt determină aspirația aerului prin difuzor (de la filtru de aer), iar în zona cu secțiune minimă a acestuia viteza curentului de aer crește la 80-120 m/s, absorbind benzina prin jiclorul calibrat și pulverizând-o în particule fine. Mărimea vitezei curentului de aer depinde de rezistența gazodinamică introdusă de clapeta obturator (fiind legată direct de pedala de accelerație a motorului, clapeta se rotește în jurul axei sale și modifică turația acestuia).

Fig. 4.98. Carburatorul elementar

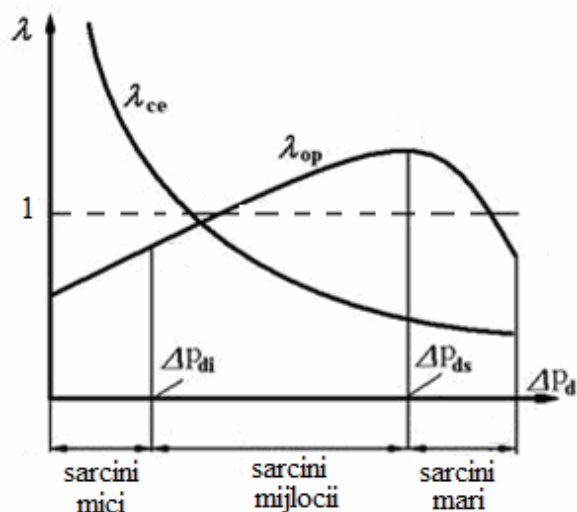
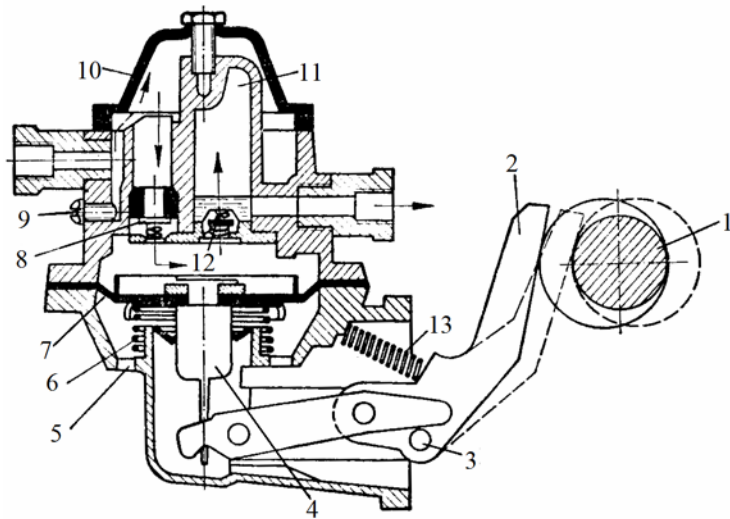


Fig. 4.99. Variația coeficientului de exces de aer la carburatorul elementar față de valoarea optimă, în funcție de depresiunea din difuzor

Motoarele alimentate cu benzină funcționează în regimuri diverse, de la sarcini mici până la sarcină maximă, trecând prin regimuri tranzitorii (fig. 4.99.). Se poate observa că între curba descrisă de coeficientul de exces de aer optim în raport cu depresiunea din difuzor și cel realizat de carburatorul elementar, există o diferență mare. Corectarea caracteristicii carburatorului elementar se realizează cu dispozitive de corecție și care corectează dozajul la valori optime. Aceste dispozitive de corecție sunt:

- dispozitivul principal de dozaj: funcționează la regimul de sarcini mijlocii și mari;
- dispozitivul de pornire: formează un amestec bogat la pornirea motorului;
- dispozitivul de mers în gol și la sarcini mici;
- dispozitivul de putere: formează un amestec bogat la regimul de sarcini mari și la suprasarcină;
- pompa de accelerare: realizează îmbogățirea amestecului la regimul tranzitoriu de accelerare;
- limitatorul de turație: limitează turația motorului pentru a nu depăși valorile limită, în vederea protejării acestuia, prin scăderea debitului de amestec.

Pompa de alimentare trebuie să asigure aspirarea combustibilului din rezervor și trimiterea sub presiune a acestuia către carburator



Pompa de alimentare este de tipul cu membrană (fig. 4.100.). Antrenarea pompei se face de la excentricul 1 și prin intermediul pârghiei 2 (articulată în bolțul 3 și menținută în contact cu excentricul de către arc 13) mișcarea se transmite tijei 4, de care este rigidizată membrana elastică 7. Tija se deplasează în jos comprimând arc 6. În spațiul de deasupra membranei se creează o depresiune, care determină deschiderea supapei de admisie 8 și pătrunderea în acest spațiu a combustibilului.

Fig. 4.100. Secțiune prin pompa de benzină

La eliberarea pârghiei de către excentric arc 6 împinge membrana în sus, mărin­d presiunea din camera de deasupra membranei. Ca urmare, se închide supapa de admisie 8 și se deschide supapa de refulare 12, combustibilul fiind refulat către carburator. Pentru a evita eventualele șocuri hidraulice, pompa este prevăzută cu o cameră de aer 11, având rol de acumulator pneumatic.

Pompa mai este prevăzută cu șurubul de golire 9, capacul superior 10 și orificiul 5 care asigură legătura cu atmosfera a spațiului de sub membrană (prin acest orificiu se poate scurge combustibilul în situația în care se deteriorează membrana).

Filtrul de aer are rolul de a reține particulele și impuritățile din aer, înainte de a fi introdus în motor. Dacă nu sunt reținute aceste particule, în amestec cu uleiul de ungere formează o pastă abrazivă și produce o uzură intensă a motorului. Din punct de vedere constructiv filtrele de aer pot fi uscate, umede și combinate.

Filtrele uscate realizează purificarea aerului cu ajutorul unor elemente filtrante (din hârtie, țesături textile, site metalice, etc.), prin inerție sau centrifugare.

Filtrele umede au în construcția lor o baie de lichid (de regulă ulei) prin care trece aerul aspirat din atmosferă, înainte de a ajunge în motor.

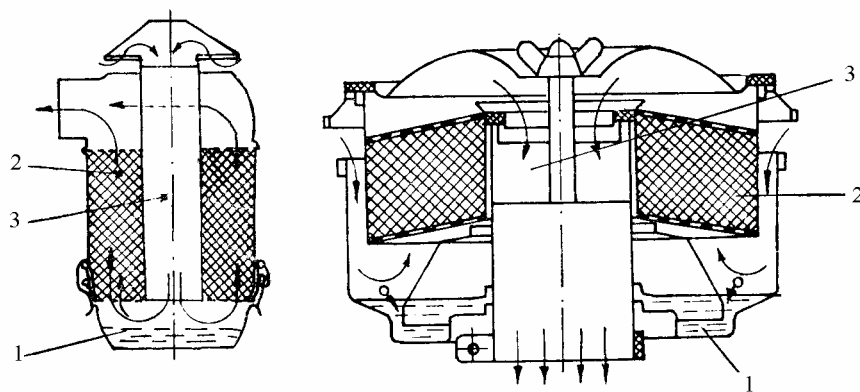


Fig. 4.101. Schema unui filtru de aer combinat: 1- baie de ulei; 2- element filtrant; 3- canal central

Filtrele combinate (fig. 4.101.) realizează purificarea aerului folosind efectul combinat al primelor două.

Filtrul de combustibil are rolul de a reține particulele care pot ajunge în instalația de alimentare, provocând obturarea unor orificiilor calibrate sau provocând uzuri ale pieselor în mișcare cu care vin în contact. În același timp filtrul trebuie să rețină și impuritățile lichide (apa de exemplu).

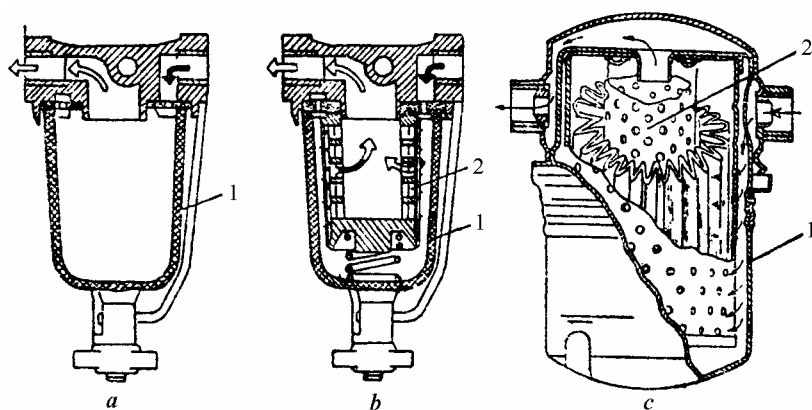


Fig. 4.102. Filtre pentru benzină

Din punct de vedere constructiv filtrele pentru benzină sunt de tip decantor și mixt. Filtrul decantor (fig. 4.102.a.) face separarea impurităților pe baza diferenței de greutate specifică, în timp ce filtrul mixt utilizează și un element filtrant de tip sită cu orificii fine (fig. 4.102.b.) sau un manșon din pânză ori

hârtie (fig. 4.102.c.).

Colectorul de admisie trebuie să asigure o amestecare cât mai bună a amestecului aer-benzină, o umplere foarte bună a cilindrilor pentru toată gama de turații ale motorului, să nu introducă rezistențe gazodinamice mari, să nu favorizeze condensarea benzinei vaporizată, respectiv să permită preîncălzirea amestecului între anumite limite.

Colectorul de evacuare trebuie să asigure o golire cât mai completă a cilindrilor de gazele de ardere reziduale. De aceea construcția sa trebuie să introducă rezistențe gazodinamice cât mai mici posibile.

Trebuie ținut cont și de faptul că colectorul de evacuare preia gazele de ardere ce au temperaturi ridicate și că o bună parte a căldurii lor este disipată de către acesta, motiv pentru care este realizat prin turnare din fontă și mai rar construcție din țevi sudate.

Toba de evacuare are rolul de a micșora zgomotul produs de gazele de ardere, precum și de a stinge eventualele scântei sau flăcări care se manifestă pe traseul de evacuare. Sunt realizate din tablă, în interiorul căreia se află țevi cu orificii și pereți despărțitori. La trecerea gazelor prin aceste site își schimbă direcția de mișcare, se produce o destindere a lor cu scăderea vitezei, astfel că oscilațiile acestora se egalizează reducând zgomotul la evacuare.

4.4.5.1.2. Instalația de alimentare cu injecție

Injecția pe benzină este o metodă de alimentare a motoarelor cu ardere internă care s-a dezvoltat foarte mult și înlocuiește alimentarea cu carburator. Deoarece carburatorul nu asigură un amestec stoichiometric (15 kg aer/1 kg combustibil) s-a trecut la injecția benzinei, care permite obținerea unor

performanțe dinamice superioare, o scădere evidentă a consumului de combustibil, reducerea nivelului de noxe, reducerea zgomotului motorului.

Odată cu cerințele privind scăderea nivelului emisiilor de noxe în atmosferă, instalațiile de alimentare cu injecție au cunoscut îmbunătățiri ale performanțelor, mai ales după utilizarea electronicii în controlul injecției

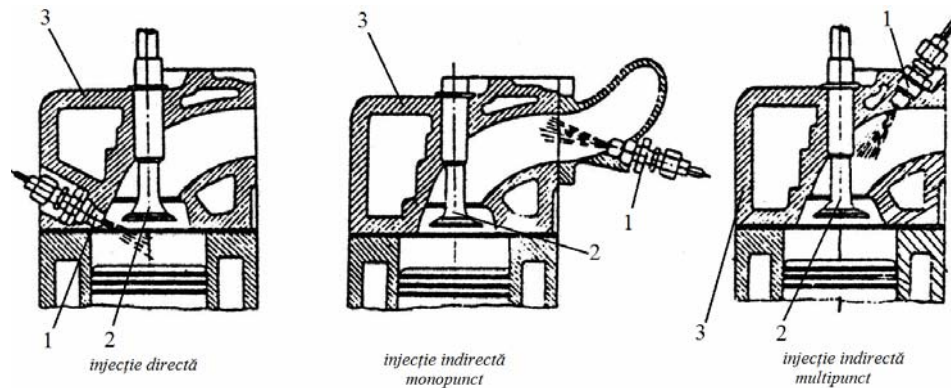


Fig. 4.103. Tipuri de injecție a benzinei: 1- injector; 2- supapă admisie; 3- chiulasă

După felul în care se realizează injecția benzinei instalația de alimentare poate fi:

- cu injecție indirectă: benzina este injectată în afara camerei de ardere și care poate fi:
 - monopunct: benzina este injectată în galeria de admisie de către un singur injector pentru toți cilindrii motorului;
 - multipunct: benzina este injectată în apropierea supapei de admisie de către un injector, câte unul pentru fiecare cilindru al motorului.

- cu injecție directă: se injectează benzina direct în camera de ardere la presiuni de 50-200 bar de către un injector, câte unul pentru fiecare cilindru al motorului;

În figura 4.103. sunt prezentate tipurile de injecție ale benzinei

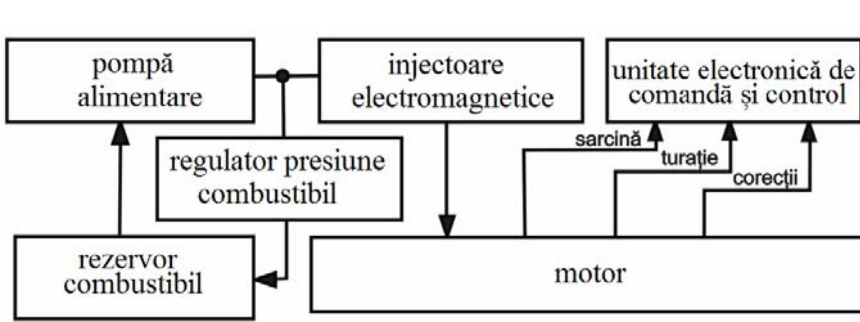
Spre deosebire de carburator, instalațiile de alimentare cu benzină prin injecție au posibilitatea de a controla și corela permanent debitul de aer și debitul benzină la toate regimurile de funcționare ale motorului.

În cazul injecției, o dozare corectă din punct de vedere cantitativ a combustibilului în aerul aspirat necesită o serie de reglaje complexe:

- reglajul debitului de combustibil în funcție de turație și poziția clapetei de admisie a aerului;
- reglajul debitului de combustibil în funcție de turație și depresiunea din poarta supapei de admisie;
- reglajul debitului de combustibil în funcție de debitul de aer aspirat.

Aceste reglaje nu sunt suficiente, fiind necesară corecția cu alte tipuri de reglaje secundare și care țin cont de parametri precum temperatura lichidului de răcire, a uleiului de ungere, a aerului atmosferic, de regimul de lucru (pornire, mers în gol, accelerare), presiunea barometrică, etc.

Dacă la început instalațiile de injecție foloseau dispozitive de tip mecanic ca elemente de control, în ultimii ani s-au extins sistemele electronice de control a injecției. Ca și componente de bază, injecția asistată electronic are o unitate electronică de comandă și control (în ultimul timp cu microprocesoare), traductoare mecano-electrice pentru diverși parametri, respectiv elementele de execuție ce transformă semnalele electrice în acțiuni mecanice.



Prin comandă electronică se poate regla debitul de combustibil al pompei, momentul și durata injecției de combustibil, dozajul amestecului aer-benzină, pentru toate regimurile de funcționare.

Structura unui sistem de injecție electronică a benzinei este mai complicată față de alimentarea cu carburator (fig. 4.104). O pompă de benzină aspiră combustibilul din rezervor și îl trimite către injectoarele electromagnetice, presiunea fiind controlată permanent prin intermediul unui regulator de presiune. Comanda deschiderii și a duratei injecției este dată de către o unitate electronică de comandă și control, în funcție de regimul de lucru al motorului, de la care se transmit către aceasta informații cu privire la turație, sarcină și alte elemente ce corectează injecția.

Cele mai multe instalații de alimentare prin injecție de benzină cu comandă sunt realizate de firma Bosch, aceasta dezvoltând seria denumită JETRONIC, a cărei schemă bloc este prezentată în figura 4.105. Injecția benzinei se face în poarta supapei de admisie, instalația fiind prevăzută cu injector pentru fiecare cilindru (injecție multipunct). Informațiile cu privire la regimul de funcționare a motorului sunt transmise către unitatea electronică de comandă și control, care reglează și corectează debitul de combustibil prin modificarea corespunzătoare a duratei de deschidere a injectoarelor electromagnetice.

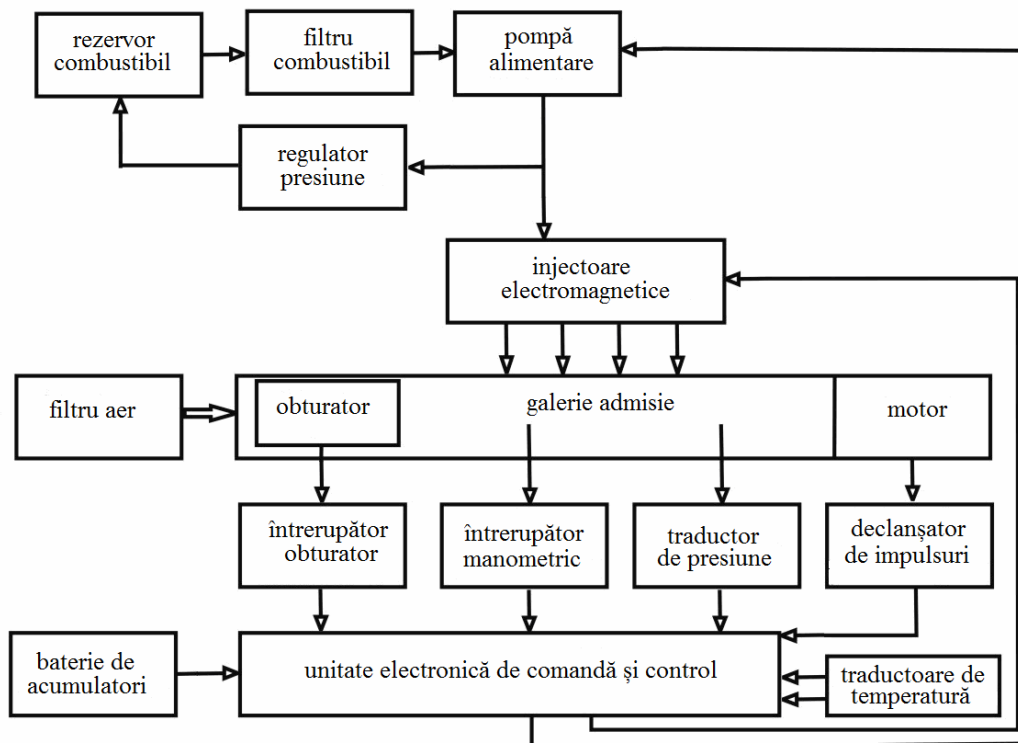


Fig. 4.105. Schema bloc a instalației de injecție cu comandă electronică

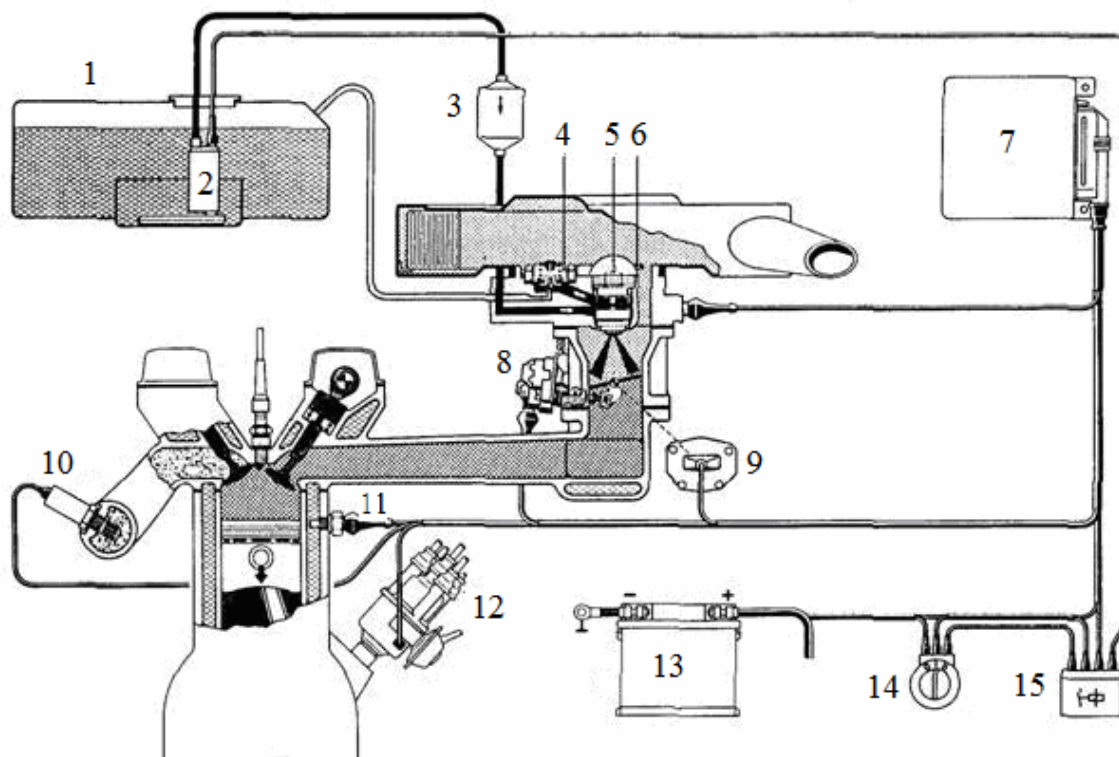


Fig. 4.106. Schema sistemului de injecție MONO-JETRONIC: 1- rezervor; 2- pompa electrica de alimentare; 3- filtru; 4- regulator de presiune; 5- injector; 6- sonda de temperatura a aerului; 7- blocul electronic de comanda; 8- regulator de mers în gol; 9- potențiometrul clapetei obturatorului; 10- sonda λ ; 11- sonda de temperatura pe motor; 12- dispozitiv de aprindere; 13-baterie de acumuloare; 14- contact pornire; 15- releu electronic

Sistemul de injecție monopunct a benzinei de tipul MONO-JETRONIC este prezentat în figura 4.106. Acesta dispune de un singur injector de benzină 5, regulatorul de presiune 4, clapeta obturatorului a cărei poziție este reglată de potențiometrul 9. Toate acestea formează o unitate compactă de realizare a amestecului aer-benzină. În acest mod se obține un amestec omogen și care se distribuie la cilindri în ordinea aprinderii lor.

Prin intermediul regulatorului de presiune se menține foarte riguros presiunea combustibilului în injector, surplusul debitat de pompă fiind returnat către rezervor.

Cantitatea de benzină, care se injectează în zona de formare a amestecului, este stabilită în funcție de regimul de lucru al motorului. Astfel, în funcție de aerul aspirat prin intermediul traductoarelor (pentru diverse regimuri de funcționare) se transmit semnale către unitatea centrală, modificând cantitatea de benzină injectată.

Odată cu reglementările privitoare la emisiile de noxe în atmosferă, instalația de injecție pe benzină este prevăzută cu un traductor de oxigen în gazele de ardere, numită sondă λ . Aceasta, în funcție de oxigenul detectat în gazele de ardere, trimite un semnal către unitatea centrală și care la rândul ei modifică volumul de benzină injectat pe ciclu.

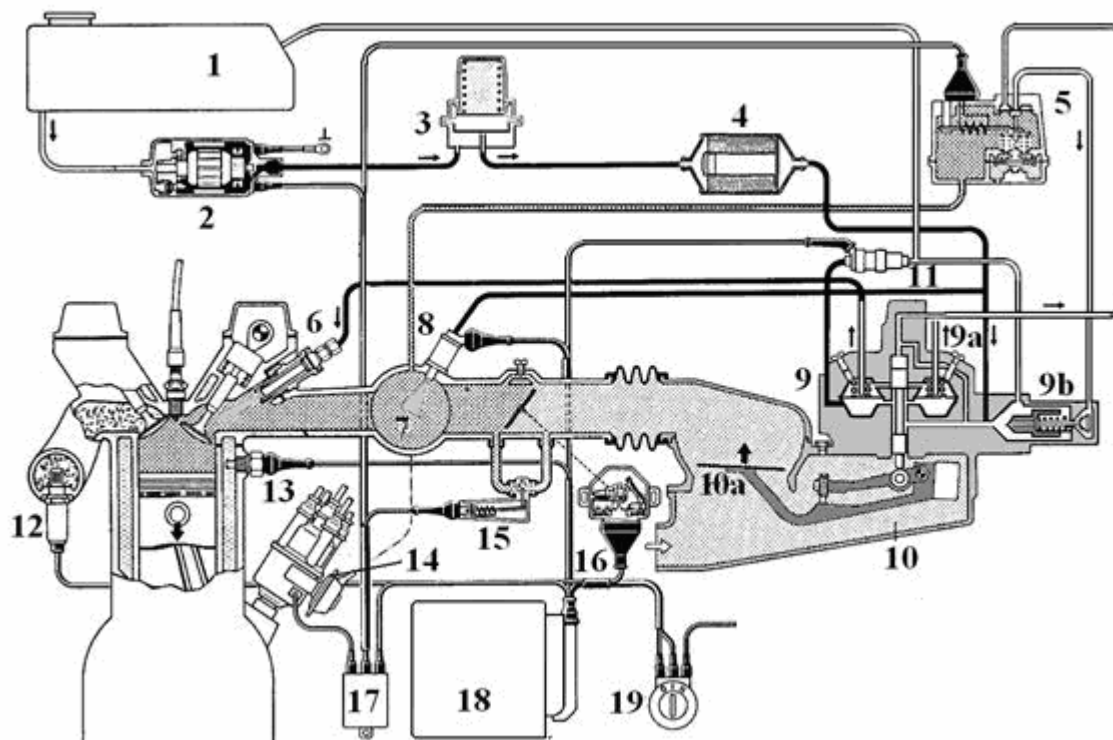


Fig. 4.107. Schema instalației de injecție K-JETRONIC: 1- rezervor combustibil; 2- pompă electrică; 3- acumulator hidraulic; 4-filtru combustibil; 5-corector presiune în faza de încălzire; 6- injector; 7-colector admisie; 8-injector pornire la rece; 9-dozator-distribuitor; 9a- secțiune măsurare combustibil; 9b- regulator de presiune; 10- debitmetru de aer; 10.a- talerul debitmetrului; 11- electrovalvă; 12- sondă λ ; 13- termocontact temporizat; 14- sistem aprindere; 15- sistem aer auxiliar; 16-comutator clapetă accelerație, 17- releu comandă; 18- unitate electronică de comandă; 19- contact pornire

Sistemul de injecție K-JETRONIC (fig. 4.107.) este de tipul cu injecție continuă în poarta supapei de admisie. Reglarea debitului de benzină se face prin intermediul măsurării debitului de aer cu o clapetă cu deplasare axială.

Din rezervorul de combustibil benzina este aspirată de către pompa electrică, filtrată și prin intermediul acumulatorului hidraulic este trimisă către dozatorul-distribuitor. Acumulatorul hidraulic are rolul de a amortiza undele de presiune ale pompei și de a menține în interior o presiune de $1,5-2,5 \text{ daN/cm}^2$, asigurând presiunea necesară la pornirea motorului.

În dozatorul-distribuitor presiunea benzinei este menținută la valoarea constantă de $4,7 \text{ daN/cm}^2$ cu ajutorul regulatorului de presiune 9b. De la partea inferioară, prin intermediul unei fante de dozare, benzina ajunge în camera superioară a dozatorului-distribuitor și printr-o conductă este trimisă la injectorul 6. Corpul dozatorului este prevăzut cu un număr de fante egal cu numărul de cilindri.

Montat în galerie de admisie, în poarta supapei de admisie, injectorul este reglat să se deschidă la presiunea de $3,3 \text{ daN/cm}^2$.

Debitul de benzină este reglat în funcție de cantitatea de aer livrată de dozatorul-distribuitor. Talerul debitmetrului de aer 10a este în legătură cu pistonul sertar al dozatorului-distribuitor. În funcție de modul de curgere a aerului (debitul de aer) acesta acționează asupra clapetei, modificând secțiunea de curgere a fantelor și implicit a debitului de benzină trimis de către injector. Presiunea benzinei în dreptul fantelor este menținută constantă prin intermediul regulatorului de presiune.

Dozatorul-distribuitor este realizat constructiv astfel încât, împreună cu dispozitivul auxiliar de aer 15, să asigure o variație liniară a debitului de benzină pentru o variație liniară a debitului de aer, condiție în care rezultă un dozaj optim pentru toate regimurile de funcționare ale motorului.

Injectoarele folosite la acest sistem de injecție sunt de tip semideschis, montate în poarta supapei de admisie. În ultimul timp se folosesc pentru acest sistem injectoare cu aducție de aer din amonte obturatorului.

În cazul pornirii la rece a motorului este prevăzut un injector special 8, a cărui funcționare este comandată de electrovalva 11. Alimentarea cu benzină a injectorului se face din partea inferioară a dozatorului-distribuitoare, iar aerul suplimentar este asigurat dispozitivul auxiliar 15.

În cazul motoarelor echipate cu reactor catalitic, sistemul de alimentare este prevăzut cu o sondă λ în vederea controlului nivelului emisiilor poluante, modificând volumul de benzină pe ciclu.

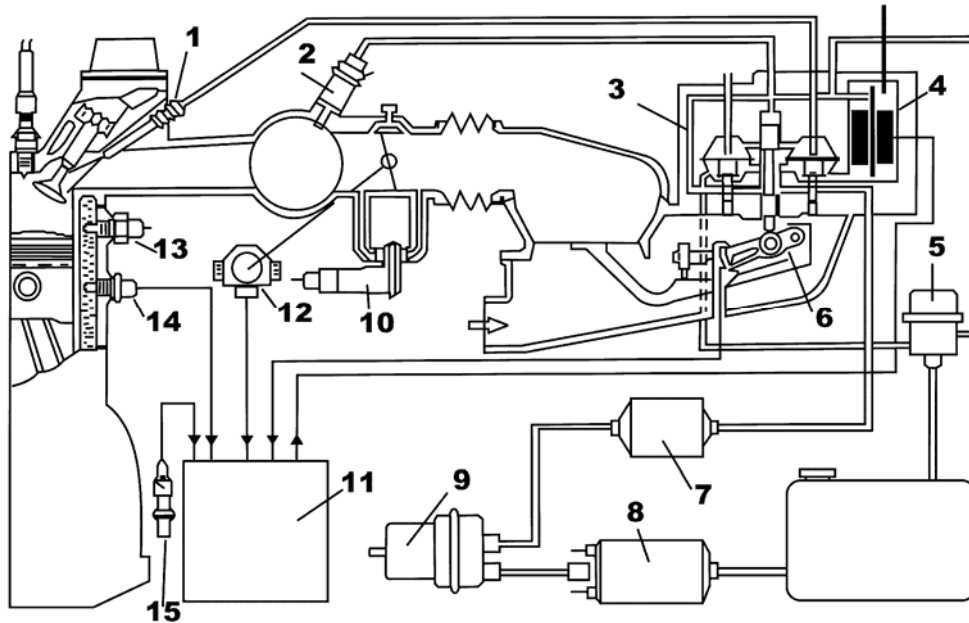


Fig. 4.108. Sistemul de injecție KE-JETRONIC: 1- injector; 2- injector pornire la rece, 3- dozator-distribuitoare; 4- regulator de presiune; 5- regulator presiune combustibil; 6- debitmetru aer; 7- filtru combustibil; 8- pompă electrică; 9- acumulator hidraulic; 10- sistem aer auxiliar; 11- unitate electronică de comandă; 12- comutator clapetă accelerație; 13- termocontact temporizat; 14- senzor temperatură; 15- sondă λ

Sistemul de injecție KE-JETRONIC (fig. 4.108.) este o îmbunătățire a sistemului K-JETRONIC, prin înlocuirea reguletoarelor mecanice de presiune cu reguletoare comandate electronic, în urma prelucrării semnalelor preluate și transmise unității electronice de comandă de către diverși senzori.

Unitatea electronică preia și modelează semnalele de comandă în funcție de poziția clapetei de accelerație, a temperaturii lichidului de răcire și a dozajului (prin sonda λ), turație, presiunea și temperatura aerului aspirat.

Pentru pornirea la rece a motorului regulatorul de aer este comandat tot electronic, ca de altfel și timpul cât acționează injectorul pentru pornire la rece.

Sistemul de injecție L-JETRONIC (fig. 4.109.) este de tipul cu injecție intermitentă și are un debitmetru de aer cu palete rotitoare, ca și element principal de reglaj.

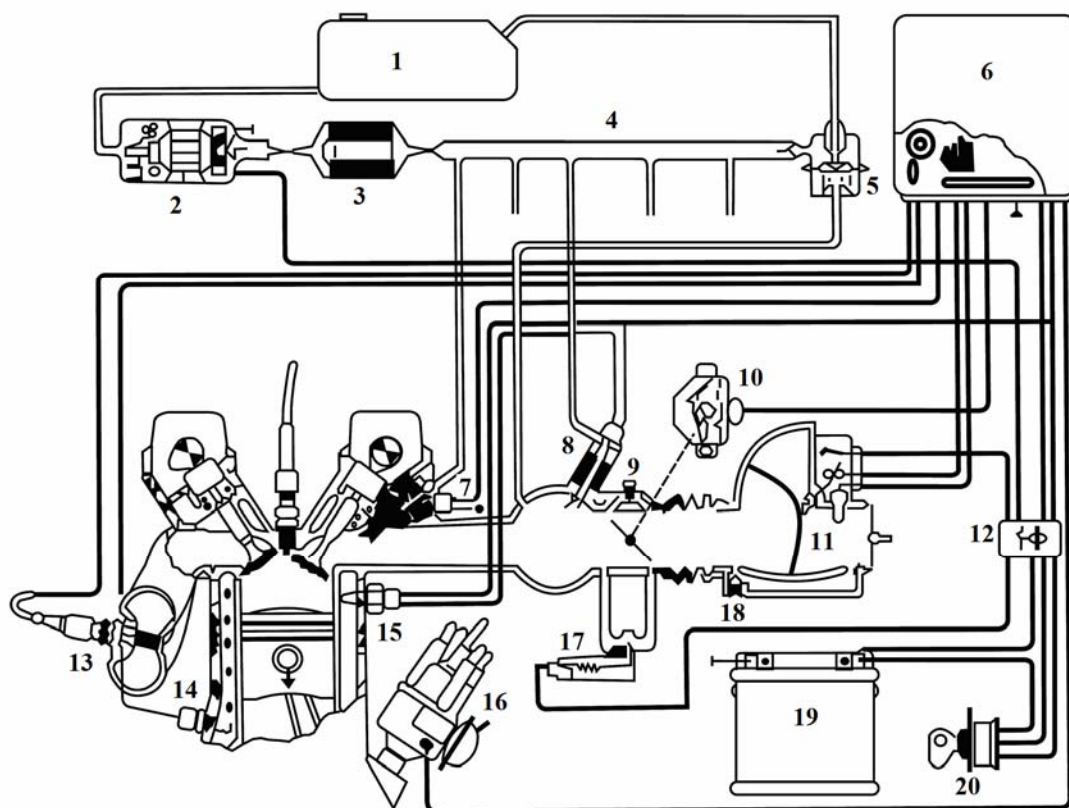


Fig. 4.109. Sistemul de injecție L-JETRONIC: 1- rezervor combustibil; 2- pompă electrică; 3- filtru combustibil; 4- rampă distribuție combustibil; 5- regulator de presiune; 6- unitate electronică de comandă; 7- injector; 8- injector de pornire la rece; 9- șurub reglare turație; 10- contactor clapetă accelerație; 11- debitmetru de aer; 12- bloc relee; 13- sondă λ ; 14- sondă temperatură; 15- termocontact temporizat; 16- dispozitiv aprindere; 17- sistem aer auxiliar; 18- șurub reglaj la mers în gol; 19- baterie de acumulare; 20- contact pornire

În principiu sistemul este compus din grupul de alimentare cu benzină, grupul de alimentare cu aer și blocul electronic.

Benzina este aspirată de către pompa electrică și după ce trece prin acumulatorul hidraulic și filtru, ajunge în rampa 4, iar de aici la injectoarele 7, comandate electromagnetic. Presiunea în rampă este păstrată constantă de către regulatorul 5, ca urmare a faptului că presiunea de alimentare este dependentă de presiunea din galeria de admisie (printr-o conductă de legătură), oricare ar fi poziția clapetei de accelerație. La o creștere a presiunii în rampă cu 0,25 MPa peste cea prescrisă, arcul regulatorului se comprimă și deschide supapa, benzina fiind dirijată către rezervor.

Rampa 4 are un volum suficient de mare pentru a putea menține constantă presiunea atunci când se deschide un injector. Toate injectoarele sunt activate simultan, de câte două ori la o rotație a arborelui cotit. În acest fel duratele celor două injecții identice sunt determinate de către unitatea electronică de comandă, în funcție de turație și sarcină, la care se adaugă corecțiile corespunzătoare.

Sonda λ măsoară cantitatea de oxigen din gazele de ardere și trimite un semnal unității electronice, pe baza căruia se face corecția debitului de benzină. Senzorul este scos din circuit de către senzorul de poziție a clapetei obturatorului la mersul în gol (deoarece ar însemna o îmbogățire masivă a amestecului pe baza prezenței mari a oxigenului în gazele de evacuare), precum și la deschiderea clapetei cu peste 30° (se previne reducerea excesivă a temperaturii gazelor de evacuare, protejând catalizatorul și senzorul). În practică unitatea electronică permite comanda sondei λ într-o gamă de sarcini mijlocii, la care deschiderea obturatorului este de la 12° în sus.

Sistemul de injecție L.H-JETRONIC (fig. 4.110.) utilizează un debitmetru de aer cu fir cald 14, bazat pe efectul termoanemometriei. Firul din platină (cca. 70 μm) este încălzit cu un curent electric care-și modifică rezistența în funcție de cât de mult este răcit de către curentul de aer. Montat într-o punte de măsurare aceasta va păstra constantă temperatura la trecerea aerului, fiind urmărită variația curentului de încălzire. Prin măsurarea continuă a curentului se obține o informație precisă cu privire la cantitatea de aer admisă, independentă de densitatea sa. Fiind dependent de temperatură și presiune, cele două variații trebuie compensate de către sistemul electronic. În ultimul timp firul cald s-a înlocuit cu o rezistență peliculară, depusă pe un suport de tip semiconductor și care elimină efectul de colmatare în timp a firului din cauza impurităților antrenate de către aer la admisie.

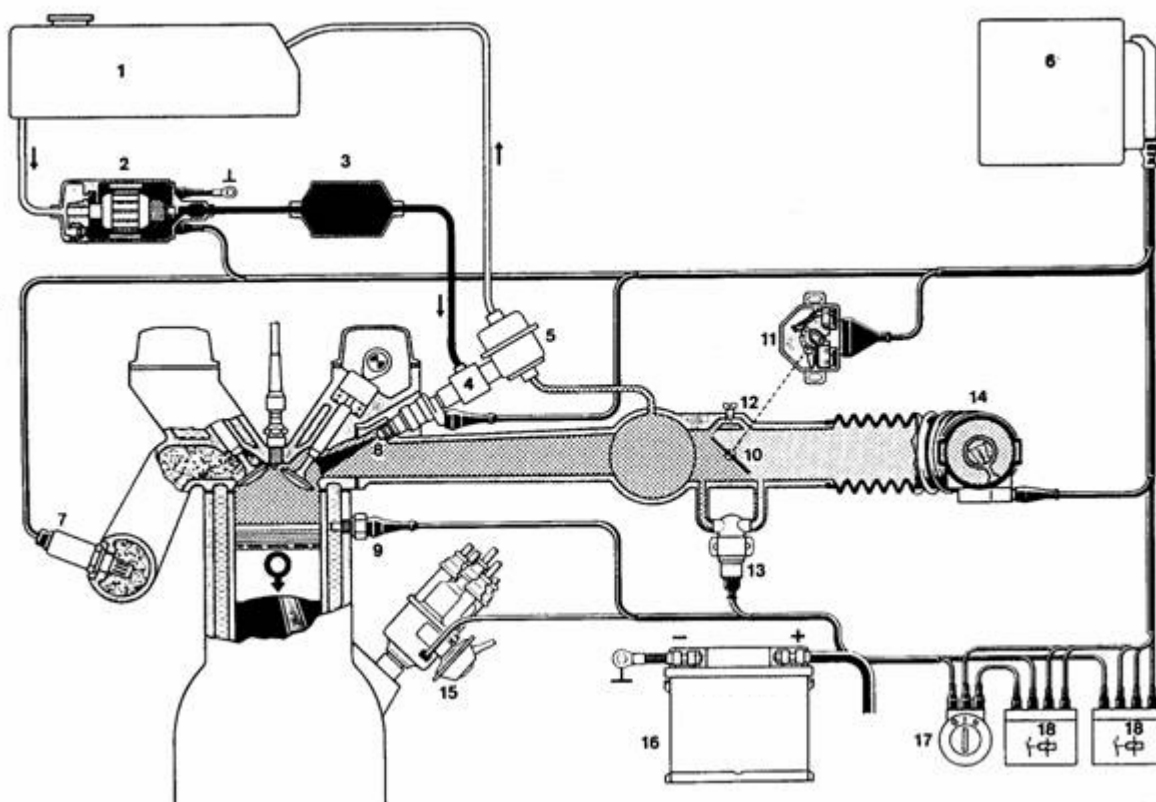


Fig. 4.110. Sistemul de injecție L.H-JETRONIC: 1- rezervor combustibil; 2- pompă electrică; 3- filtru combustibil; 4- rampă distribuție; 5- regulator de presiune; 6- unitate electronică de comandă; 7- sondă λ ; 8- injector; 9- traductor de temperatură; 10- clapetă obturator; 11- contactorul clapetei; 13- sistem aer auxiliar; 12- șurub reglaj turație; 14- debitmetru de aer cu fir cald; 15- dispozitiv de aprindere; 16- baterie de acumulare; 17- contact pornire; 18- rele

Pentru comanda aerului auxiliar se folosește acționarea unui sertar rotativ, montat pe cilindrul pe unde circulă aerul suplimentar, poziția fiind precizată de către acțiunea antagonică a două bobine (comandă mișcarea unui motor electric cu un unghi de rotire mai mic de 360°).

Regulatorul de presiune a benzinei din rampa de distribuție menține presiunea constantă, cantitatea de benzină injectată fiind dependentă doar de durata injectiei.

Alimentarea cu combustibil este la fel cu cea de la sistemul de injecție L-JETRONIC, cu alimentarea electrică în paralel a injectoarelor, acestea realizând o singură injecție pe ciclul motor.

Funcționarea optimă a acestui sistem de injecție presupune existența multor senzori și traductori, care modifică și corectează cantitatea de benzină injectată în funcție de cantitatea de aer admisă.

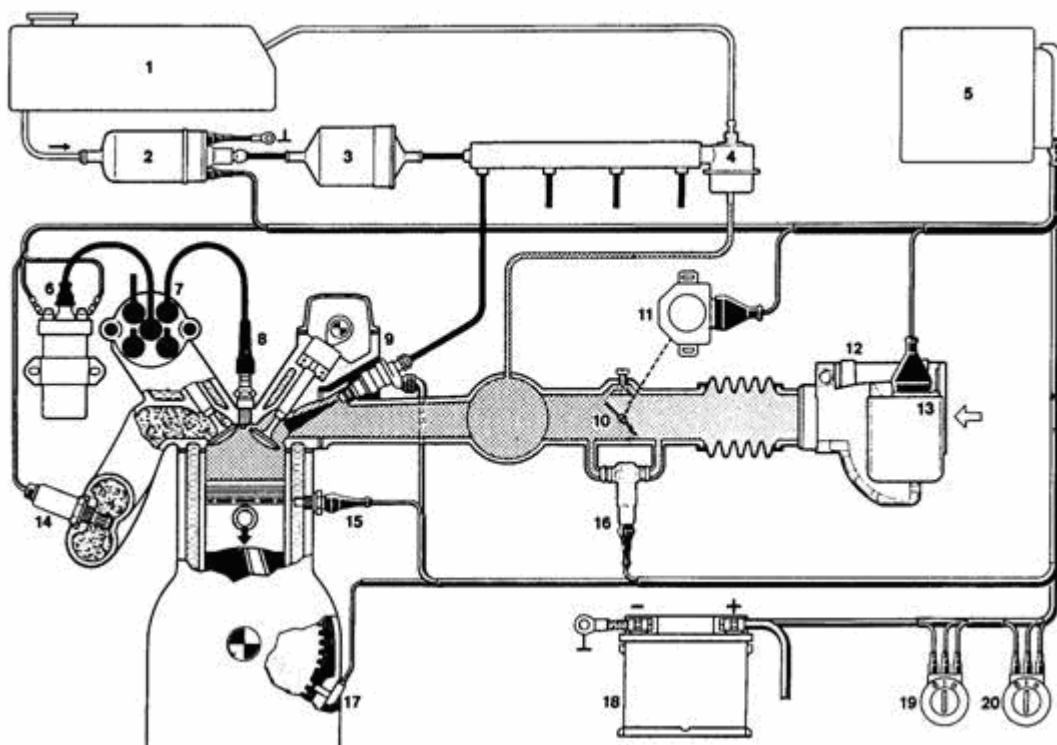


Fig. 4.111. Sistemul de injecție MOTRONIC: 1- rezervor de combustibil; 2- pompă electrică; 3- filtru combustibil; 4- regulator de presiune; 5-unitate electronică de comandă; 6- bobină inducție; 7- dispozitiv de înaltă tensiune; 8- bujie; 9- injector; 10- clapetă accelerație; 11- contactor clapetă accelerație; 12- debitmetru de aer; 13- sondă temperatură-aer; 14- sondă λ ; 15- sondă temperatură motor; 16- controler pentru mersul în gol; 17- traductor turație; 18- baterie de acumulatori; 19- contact pornire; 20- comutator climatic

Sistemul de injecție MOTRONIC (fig. 4.111.) realizează comanda electronică a injecției benzinei, în același timp cu comanda electronică a aprinderii.

Este un echipament cu un grad înalt de complexitate și are în memoria unității electronice, ca bază de date, 15 unghiuri ale clapetei de accelerație și 15 puncte de turație, pentru care vor rezulta 225 puncte de referință pentru un amestec stoichiometric, respectiv durate de injecție de bază. În plus, sistemul este echipat cu un microprocesor care conține un algoritm adaptiv, ce va înregistra orice abatere de la valorile din baza de date și va face compensările necesare pentru injecție și funcționare motor.

De asemeni, sistemul are și un sistem de comandă electronică a aprinderii prin comanda unghiului de avans. Un microprocesor are introdus în baza de date o rețea de caracteristici determinate prin testări și optimizată pe autovehicul (pe date legate de consum, emisia de noxe și confortul conducerii). Ca urmare, unghiul de avans la aprindere își va păstra evoluția pe toată durata de lucru a motorului.

Microprocesorul va determina unghiul de avans între două aprinderi succesive, ținând cont de semnalele primite de la traductorul de turație și de cuplu, alegând valoarea optimă din cartogramă. Unitatea electronică de comandă va corecta acest unghi de avans și în funcție de alți parametri, în vederea alegerii optime a momentului aprinderii.

Sistemul de injecție directă a benzinei în camera de ardere este cel care se extinde tot mai mult la proiectarea și construcția motoarelor cu ardere internă. Se are în vedere creșterea puterii specifice în condițiile reducerii consumului de combustibil.

O influență mare asupra motorului și modului său de funcționare o manifestă raportul de comprimare și raportul aer-combustibil. Creșterea puterii cu scăderea consumului de combustibil

presupune mărirea raportului de comprimare, lucru care la motoarele cu injecție indirectă mărește riscul apariției detonației. La injecția directă a benzinei în camera de ardere o parte din căldura cilindrului este absorbită pentru vaporizarea ei, astfel că temperatura din cilindru scade iar apariția detonației este eliminată. Acest fapt permite ca la injecția directă motorul să poată funcționa cu un raport de comprimare mai mare comparativ cu injecția indirectă.

La motoarele cu injecție directă a benzinei amestecul aer-combustibil, pentru care se obține consumul minim de combustibil, este cu puțin sub amestecul stoichiometric (se introduce mai mult aer pentru arderea completă a benzinei), utilizarea amestecurilor mai sărace nefiind posibilă la injecția indirectă.

Un aspect important al injecției directe este faptul că în acest caz se poate controla raportul aer-combustibil din interiorul cilindrului în sensul stratificării sale. Acest fenomen de stratificare presupune formarea unui amestec foarte bogat în zona bujiei, facilitând aprinderea și a unui strat foarte sărac în apropierea pistonului și a cilindrului. Se formează astfel o izolare termică a nucleului de ardere, se reduce transferul de căldură spre pistoane și chiulasă, respectiv blocul motor, măbind randamentul termic.

Sistemele de injecție directă lucrează numai cu amestec omogen. Prin controlul jetului de benzină și obținerea de amestec stratificat se poate face o economie de combustibil de până la 20 %, comparativ cu injecția indirectă. În plus folosirea obturatorului este necesară doar pentru a crea vacuumului pentru sistemele servo-asistate și pentru a permite funcționarea EGR-ului.

Un amestec stratificat se poate obține la turații reduse ale motorului și la sarcini parțiale. Odată cu creșterea turației curgerea aerului în cilindri este sub formă turbulentă, fiind practic imposibil de realizat un amestec stratificat. Mai mult decât atât, funcționarea motorului la sarcini mari și turații ridicate impun folosirea unui amestec omogen, deoarece scad emisiile de oxid de azot și funcționarea EGR-ului nu mai este necesară.

Ca principal dezavantaj este faptul că funcționarea cu amestec stratificat necesită folosirea de sisteme de tratare a gazelor de evacuare, deoarece crește nivelul oxizilor de azot ca efect al amestecului sărac și excesului de oxigen, fiind utilizat EGR-ul pentru reducerea emisiilor de azot.

Pentru a îmbunătăți funcționarea motorului, pe măsură ce se apropie de modul de funcționare cu amestec omogen, se folosește injecția divizată, rezultând un amestec omogen parțial stratificat. Astfel, injecția principală se face în timpul cursei de admisie, când cea mai mare parte a combustibilului formează în cilindru un amestec omogen sărac, urmând ca atunci când pistonul se apropie de sfârșitul cursei de comprimare, să se facă a doua injecție și care determină o stratificare a amestecului în zona bujiei.

Un amestec stratificat se poate obține prin ghidarea corespunzătoare a jetului de combustibil injectat în cilindru. Pentru aceasta se folosesc trei moduri de ghidare:

- ghidarea cu peretele: se folosește o scobitură în capul pistonului care la finalul cursei de comprimare redirecționează jetul către bujie;
- ghidarea cu jetul de aer: folosește pentru fiecare cilindru o paletă de redirecționare a aerului, montată în galeria de admisie, jetul de combustibil fiind purtat de curenții de aer către bujie;
- ghidarea directă: se face prin plasarea injectorului în apropierea bujiei.

Fiecare dintre aceste metode de ghidare prezintă avantaje și dezavantaje, constructorii de motoare fiind cei care aleg varianta de echipare.

Instalația de alimentare cu combustibil în cazul injecției directe trebuie să realizeze presiuni ridicate, între 40-130 bari, în unele cazuri până la 200 bari, față de 2,5-5 bari cât este necesară la injecția indirectă. Aceste presiuni ridicate trebuie să asigure jetului injectat penetrație corespunzătoare în cilindru, astfel ca pulverizarea și vaporizarea să fie cât mai eficiente.

În principiu această instalație (fig. 4.112) este alcătuită dintr-un rezervor de combustibil 1, o pompă de joasă presiune 2 situată în rezervor și care asigură combustibilului o presiune de 1-5 bari, filtru de combustibil 3, pompa de înaltă presiune 4 și care asigură o presiune a combustibilului de până

la 200 bari, o rampă comună 5, un regulator de presiune 6 pentru combustibilul din rampă, un senzor de presiune 7 și injectoarele 8.

Mărimea presiunii combustibilului din rampa comună este dependentă de punctul de funcționare a motorului, respectiv de turație și sarcină. Acest lucru este realizat cu regulatorul de presiune, comandat de către calculatorul de injecție, care primește și procesează informațiile de la senzori și traductori.

Injectoarele preiau combustibilul din rampă și-l injectează în cilindru, ele primind comanda de la calculatorul de injecție, care reglează momentul și durata deschiderii injectoarelor în funcție regimul de lucru al motorului, respectiv de tipul amestecului.

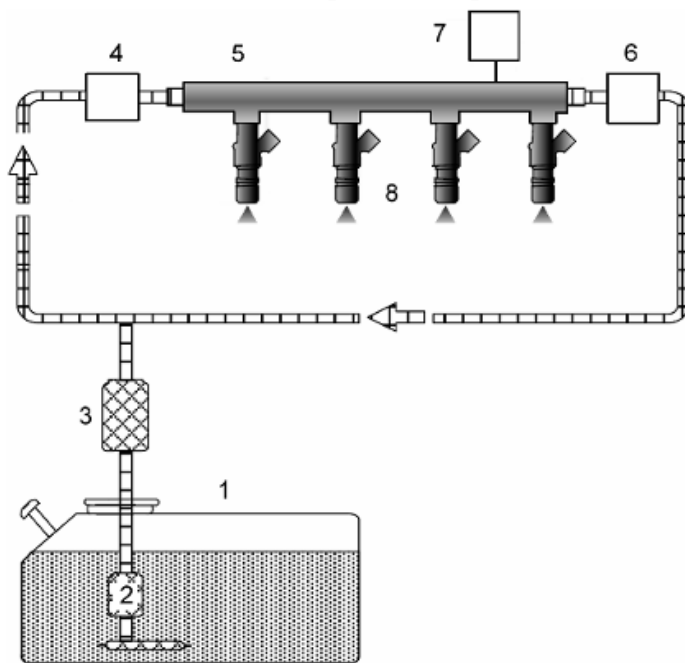


Fig. 4.112. Schema instalației de alimentare cu benzină la injecția directă

Utilizarea sistemelor de injecție directă a benzinei apropie tot mai mult puterea de cea a motoarelor diesel, iar prin folosirea supraalimentării se estimează că performanțele acestor motoare le vor depăși cu mult și la costuri mai mici.

În figura 4.113. sunt prezentate principalele componente ale sistemului de injecție directă a benzinei, precum și elementele care contribuie la tratarea gazelor de evacuare.

Din rampa comună benzina este injectată în cilindru, în acest caz ghidarea jetului fiind cu peretele. După ardere gazele de evacuare trec prin două sisteme catalitice: primul pentru tratarea hidrocarburilor nearse și a monoxidului de carbon, iar al doilea pentru tratarea oxizilor de azot. Înainte și după catalizatoare sunt montate două sonde λ . Toate acestea transmit semnale către calculatorul de injecție și care, după prelucrarea datelor comandă cantitatea de benzină injectată și gradul de deschidere a obturatorului EGR (cantitatea de gaze de ardere recirculată către admisie).

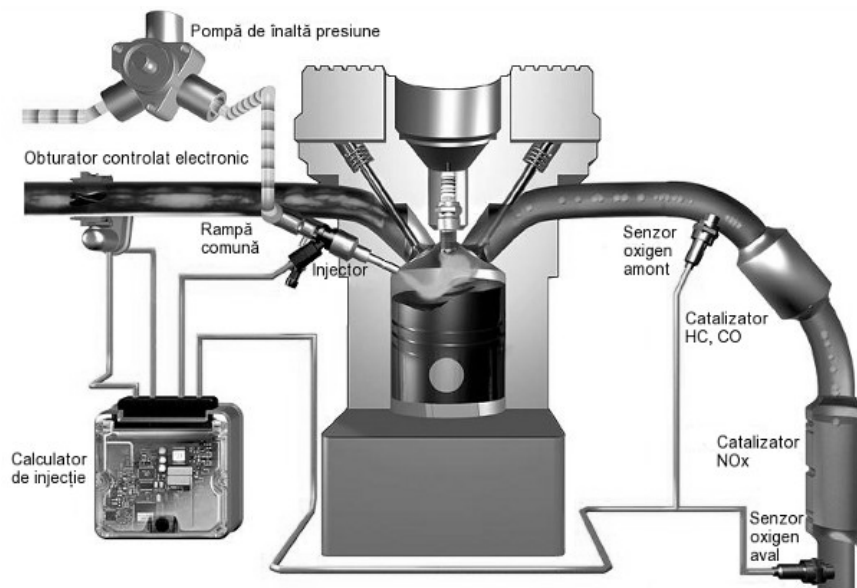


Fig. 4.113. Principalele componente ale unui sistem de injecție directă a benzinei (Sursa: Bosch)

Instalațiile de alimentare cu benzină prin injecție au în construcția lor o serie de elemente care îndeplinesc aceiași funcție.

Pompa de alimentare cu combustibil (fig. 4.114.) este de tipul multicelular cu role metalice și acționare

electrică. Motorul electric este unul de curent continuu, astfel că se poate regla debitul pompei în funcție de turația motorului

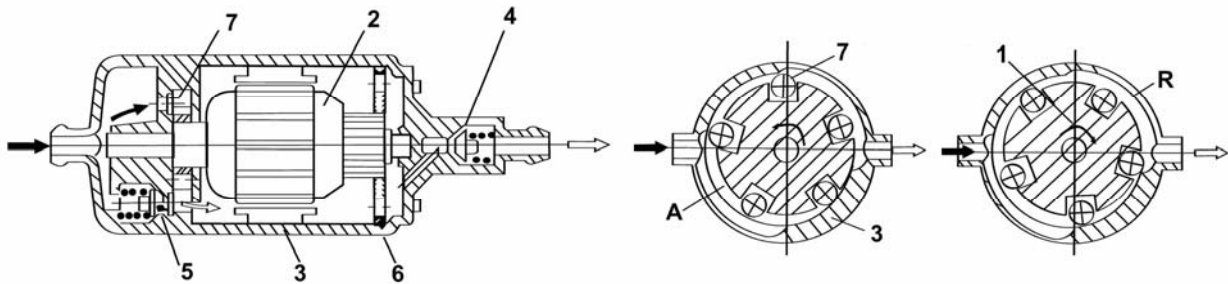


Fig. 4.114. Pompa de alimentare cu combustibil: 1- rotor cu role; 2- motor electric; 3- carcasă pompă; 4- supapă refulare; 5- supapă de reglare a presiunii; 6- placă rigidizare; 7- rolă; A- zonă aspirație; B- zonă refulare

Rotorul cu role este montat excentric față de carcasă și datorită forței centrifuge, sunt împinse radial, combustibilul fiind transportat între cavitățile ce se formează între role. Combustibilul trece pe lângă motorul electric fără pericol de explozie (eventualul amestec aer-combustibil se va afla în afara limitelor de inflamabilitate).

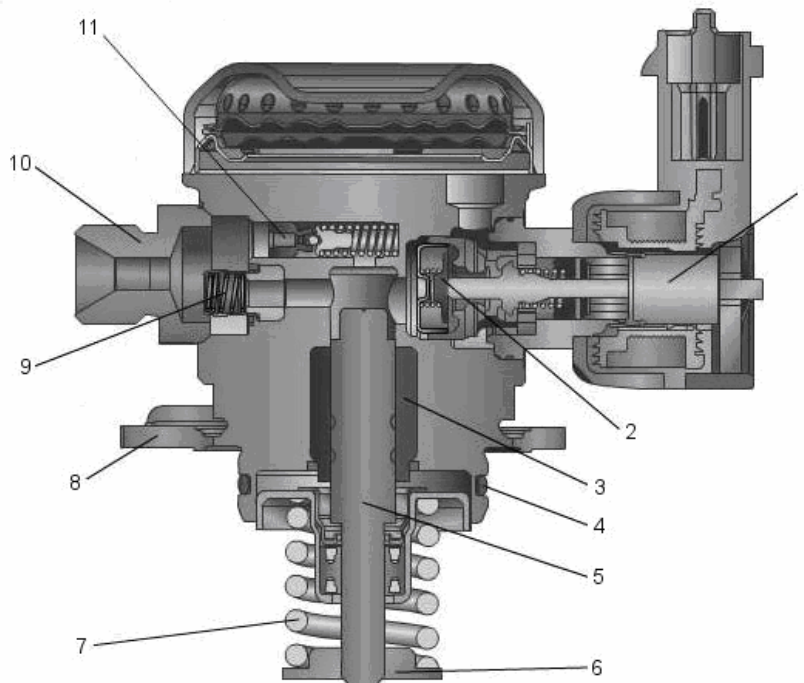


Fig. 4.115. Pompa de injecție cu piston: 1- armătura mobilă; 2- supapă admisie; 3- cilindru; 4- inel etanșare; 5- piston; 6- suport arc; 7- arc; 8- flanșă fixare; 9- supapă evacuare; 10- racord rampă combustibil; 11- supapă suprapresiune

Pompa ridică presiunea combustibilului la 0,47-0,5 MPa, debitul fiind de câteva ori mai mare decât cantitatea maximă cerută de motor, surplusul fiind trimis către rezervor prin supapa de securitate.

La instalațiile de injecție directă a benzinei se folosesc pompe de presiune cu piston (fig. 4.115.).

Pistonul pompei este acționat prin intermediul unei came dedicate, contactul fiind menținut permanent

de către arcul 7 și suportul 6. Pentru faza de admisie cama permite mișcarea către în jos a pistonului (datorită arcului), iar combustibilul pătrunde în cilindru prin supapa de admisie. În faza de comprimare cama ridică pistonul comprimând arcul, iar dacă armătura mobilă ce acționează asupra supapei de admisie nu este comandată electric, supapa va rămâne deschisă și combustibilul se va întoarce în circuitul de joasă presiune.

Comanda armăturii mobile este dată de calculatorul de injecție și când este necesară creșterea presiunii, armătura mobilă este acționată electric închizând supapa de admisie, iar pistonul începe să comprime combustibilul. Atunci când presiunea din cilindru pompei este mai mare decât cea din rampa de combustibil, supapa 9 se deschide și acesta intră în rampă.

Se poate constata că armătura mobilă poate controla doar închiderea supapei de admisie, fără a putea controla nivelul presiunii din rampa de combustibil, pentru aceasta fiind utilizat un regulator de

presiune. În cazul unor creșteri ale presiunii din rampă peste valorile stabilite, pompa are prevăzută o supapă de siguranță 11 pe circuitul de înaltă presiune.

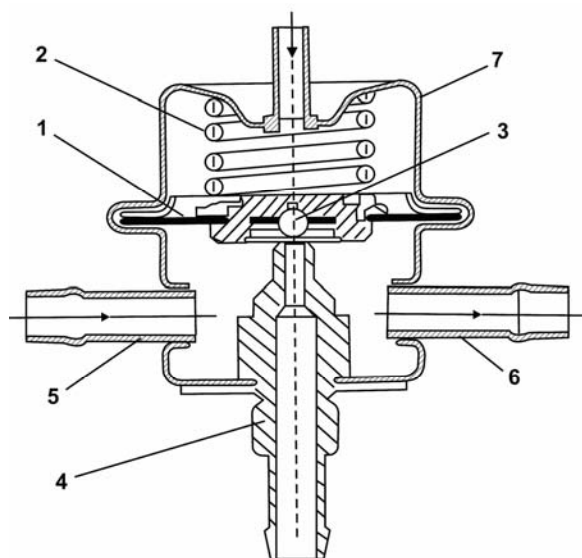


Fig. 4.116. Regulatorul de presiune

La instalațiile de injecție presiunea este menținută aproximativ constantă cu ajutorul unui regulator de presiune (fig. 4.116.), asta și pentru faptul că pompa debitează un debit mult mai mare decât cel necesar injectiei.

Regulatorul este alcătuit dintr-o membrană elastică 1, menținută apăsată de arc 2. Camera superioară a membranei din corpul 7 este menținută în contact permanent cu presiunea din galeria de admisie, în timp ce partea inferioară a membranei este în legătură cu pompa de alimentare 5 și rampa de combustibil 6. În funcție de mărimea depresiunii din galeria de admisie, membrana va deplasa supapa 3 și care va crea o secțiune de trecere pentru combustibil, astfel că la ieșirea din regulator aceasta va fi menținută constantă indiferent de regimul de funcționare a motorului.

Când presiunea în rampă tinde să crească, supapa 3 se deschide și combustibilul este trimis prin racordul 4 către rezervor sau instalația de joasă presiune.

Instalațiile de alimentare cu injecție pe benzină folosesc injectoare, care diferă din punct de vedere constructiv în funcție de echipamentul de injecție, fiind injectoare pentru joasă presiune și injectoare pentru înaltă presiune.

Odată cu trecerea la controlul electronic al injectiei, în momentul de față se folosesc injectoare electromagnetice și care permit atât introducerea combustibilului cât mai aproape de poarta supapei de admisie, dozarea cantității de combustibil pe ciclul de lucru, precum și alegerea momentului injectiei.

La injecția indirectă de tip multipunct injectoarele debitează, direcționează și pulverizează combustibilul în apropierea supapei de admisie, fiind montate etanș în galeria de admisie, pentru a evita aspirația de aer în galerie.

Dacă cilindrul este prevăzut cu o singură supapă de admisie, atunci jetul de combustibil este unitar și sub forma unui con (fig. 117.a). Dacă cilindrul are prevăzut două supape de admisie, atunci jetul de combustibil va fi divizat în două conuri decalate unghiular (fig.4.117.b), fiecare jet orientat către o supapă de admisie.

Pentru a mări turbulența jetul se dirijează și cu un unghi γ față de planul de injecție.

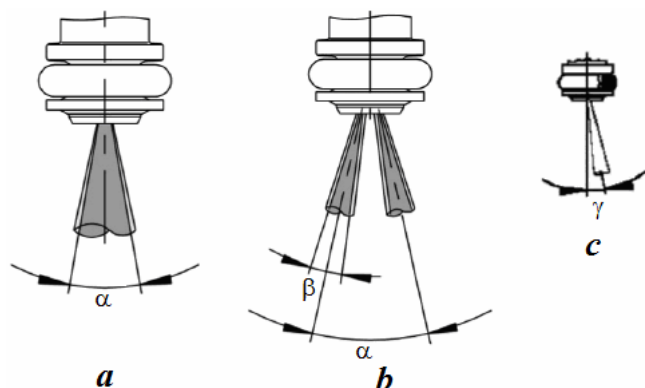


Fig. 4.117. Forma jetului de combustibil la injecția multipunct (Sursa: Bosch)

O clasificare a injectoarelor electromagnetice se poate face după mai multe criterii:

- după tipul supapei care închide orificiul de pulverizare: cu ac și știft, cu disc și cu bilă;
- după modul de comandă: cu control în tensiune și cu control în curent;
- după rezistența electrică a înfășurării bobinei: cu rezistență mică (1,7–3 Ω) și cu rezistență mare (10–16 Ω).

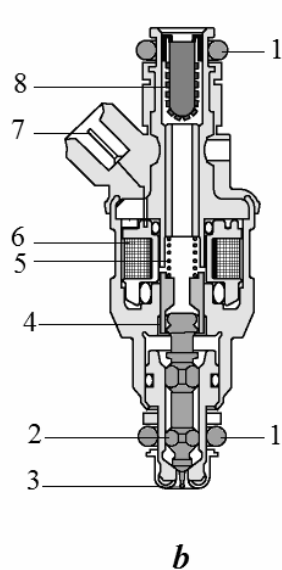
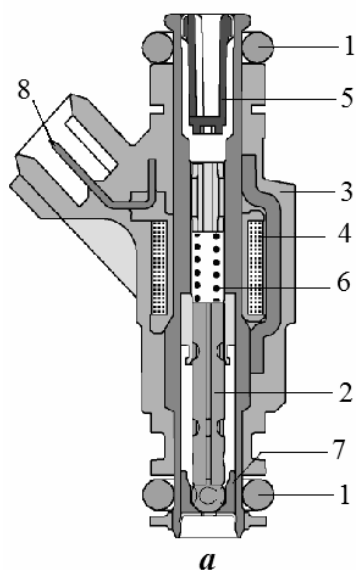


Fig. 4.118. *Injectoare electromagnetice:* a- cu orificii multiple de injecție: 1- inele etanșare; 2- ac injector cu armătura mobilă; 3- carcasă; 4- solenoid; 5- filtru combustibil; 6- arc revenire; 7- scaunul supapei cu orificii; 8- conector electric; b- cu jet unitar tip con: 1- inele etanșare; 2- ac injector; 3- orificiu conic; 4- armătura mobilă; 5- arc revenire; 6- solenoid; 7- conector electric; 8- filtru combustibil (Sursa: Bosch)

Injectoarele sunt prevăzute cu un filtru pentru combustibil pentru a preveni pătrunderea particulelor în corpul injectorului. Acul injectorului este montat pe o armătură mobilă, fiind menținut apăsat de către un arc de revenire (fig. 4.118.). Alimentarea cu energie electrică a solenoidului este comandată de către calculatorul de injecție și determină ridicarea acului injectorului (comprimând arc de revenire), astfel ca prin orificiul de injecție combustibilul să fie trimis sub presiune și pulverizat în apropierea supapei de admisie. Momentul și durata cât injectorul este deschis depinde de regimul de lucru al motorului și sunt controlate de calculatorul de injecție, pe baza informațiilor primite de la senzori. Când alimentarea cu energie a solenoidului încetează, arc de revenire readuce acul injectorului pe scaunul orificiului de injecție, fiind oprită injecția.

Injectoarele sunt reglate pentru o presiune de deschidere de 0,33 MPa, astfel că la deschidere se produc mici vibrații ale acului, fapt ce îmbunătățește pulverizarea combustibilului, chiar și atunci când motorul merge în gol.

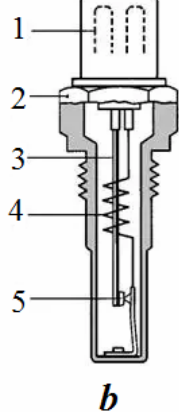
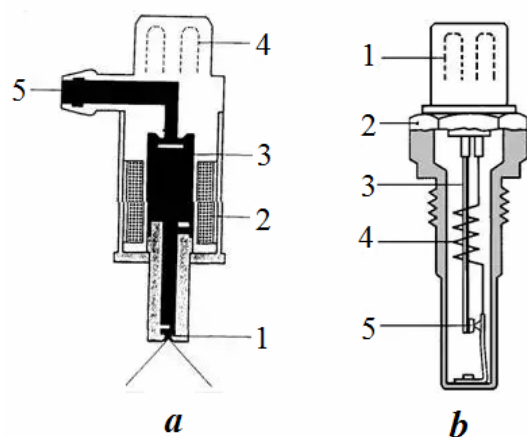


Fig. 4.119. *Componentele pentru pornirea la rece a motorului:* a- injectorul: 1- orificiu pulverizare; 2- solenoid; 3- armătură mobilă cu arc de revenire; 4- conector electric; 5- racord admisie combustibil cu filtru fin, b- termocontact temporizat: 1- conector electric; 2- cap strângere; 3- lamelă bimetalică; 4- înfășurare încălzire 5- contact

Injectorul pentru pornirea la rece a motorului (fig. 4.119.a.) este plasat în galeria de admisie și debitează o cantitate de combustibil care compensează pierderile prin condensarea parțială a vaporilor de benzină pe pereții galeriei de admisie și îmbogățește amestecul.

Injectorul este comandat de către calculatorul de injecție, pentru aceasta fiind utilizat un termocontact temporizat (fig. 4.119.b.). Acesta controlează durata deschiderii injectorului în funcție de temperatura motorului. Astfel, lamela bimetalică are la capăt un contact electric care la temperaturi scăzute este închis. La pornire contactul este menținut închis, până când temperatura motorului ajunge la valori la care lamela bimetalică se dilată, deschizând contactul, în urma căruia se oprește injecția de combustibil. Continuarea îmbogățirii amestecului după pornirea motorului se face cu ajutorul regulatorului de presiune până la atingerea temperaturii de regim normal.

Controlul emisiilor poluante produse de către motoarele termice sunt stric reglementate în momentul de față, motiv pentru care se folosesc diverse sisteme care urmăresc reducerea nivelului lor.

Un prim mod de control al emisiilor poluante este sonda sau senzorul de oxigen (numită și sondă λ), a cărei construcție și mod de funcționare sunt prezentate în figura 4.120.

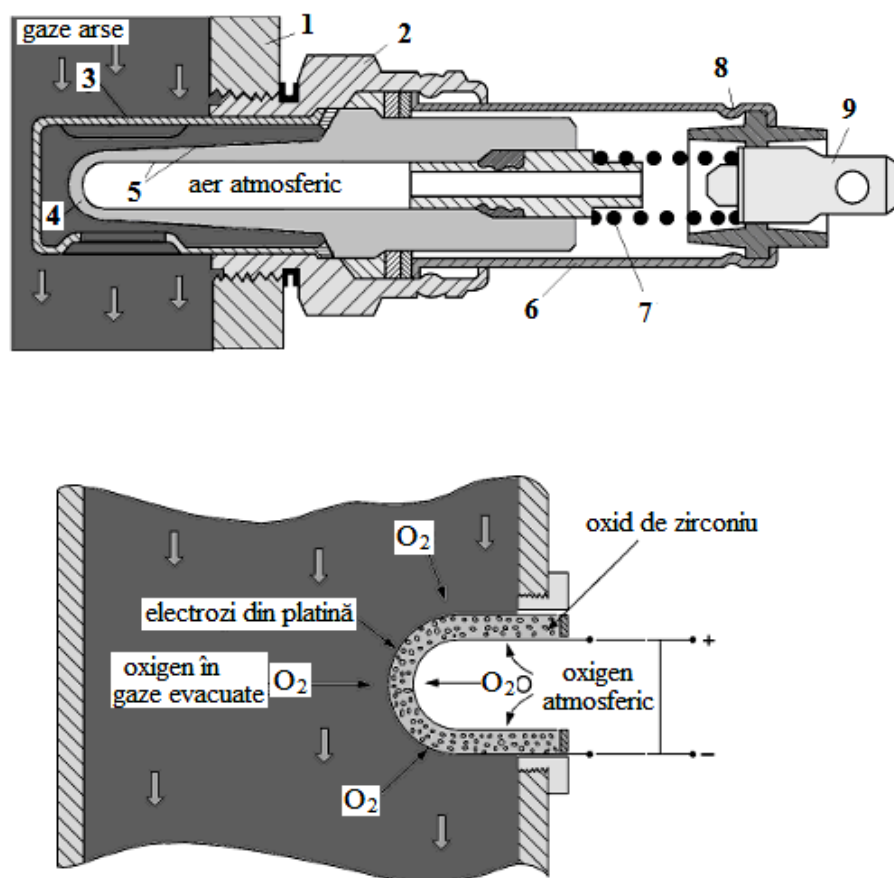


Fig. 4.120. Construcția și mod de lucru al sondei de oxigen: 1- galerie evacuare; 2- corp fixare; 3- tub protector cu fante; 4- corp ceramic cu dioxid de zirconiu; 5- electrozi din platină; 6- carcasă protecție; 7- arc; 8- orificii acces aer atmosferic; 9- conector electric

Sonda se montează pe galeria de evacuare a gazelor arse, electrodul care intră în contact direct cu gazele fiind protejat cu un strat ceramic poros de protecție, dar care să permită și pătrunderea gazelor. Principiul de funcționare al sondei este al unei celule de combustie, aceasta generând o tensiune electrică ca efect al diferenței de molecule de oxigen din gazele de evacuare și din aerul atmosferic (tensiunea crește cu diferența dintre moleculele de oxigen). Sonda transmite mărimea electrică către calculatorul de injecție semnalând faptul că amestecul este bogat sau sărac, urmând ca acesta să facă corecțiile necesare.

La motoarele cu injecție indirectă în poarta supapei de admisie, amestecul aer-combustibil este omogen iar în urma arderii în gazele evacuate se regăsește o cantitate mică de oxizi de azot și nu există oxigen în exces. La motoarele cu injecție directă a benzinei și care funcționează cu amestec stratificat, nivelul oxizilor de azot crește foarte mult, fiind necesare introducerea unor sisteme de tratare post-ardere a gazelor.

Convertoarele catalitice, denumite simplu catalizatoare, fac parte din sistemele de tratare post-ardere a gazelor, rolul lor fiind acela de a modifica structura substanțelor chimice poluante în compuși nepoluanti. Ca și substanțe poluante în gazele de ardere se regăsesc hidrocarburi, monoxidul de carbon

și oxizii de azot. În urma tratării lor în catalizator (fig. 4.121.), după transformările chimice rezultă bioxid de carbon, vapori de apă și azot, reacțiile fiind realizate în prezența unor metale nobile precum platină, paladiu sau rodiiu, respectiv a unor oxizi de aluminiu și cerium, de unde și denumirea de catalizator.

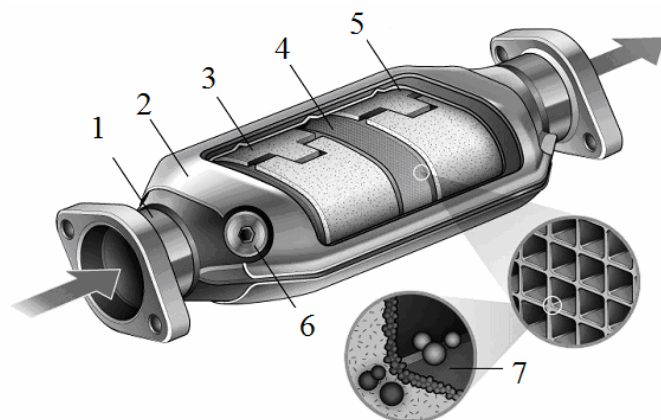
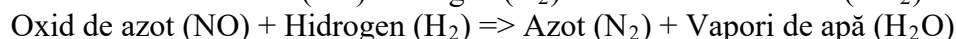
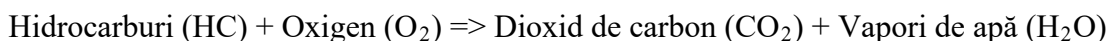


Fig. 4.121. Structura unui catalizator universal: 1- intrare gaze arse; 2- carcasă protecție; 3- zonă pentru reacție de reducere; 4- structură ceramică tip fagure; 5- zonă pentru reacții de oxidare; 6- poziție sondă de oxigen; 7- detaliu structură

Deoarece în catalizator se tratează cele trei categorii de emisii poluante, acesta se mai numește și catalizatorul pe trei căi.

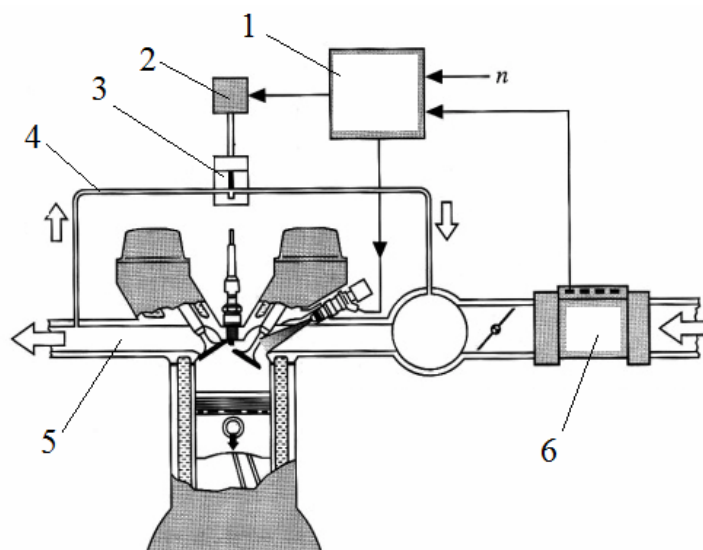
Reacțiile chimice care au loc în catalizator sunt:



În prezența metalelor rare hidrocarburile și monoxidul de carbon sunt supuse reacțiilor de oxidare, în timp ce oxizii de azot sunt supuși reacției de reducere.

Pentru a putea realiza aceste transformări în condiții optime, catalizatorul trebuie să aibă o temperatură de funcționare cuprinsă între 400-800 °C și ea trebuie atinsă cât mai repede după ce se pornește motorul. Se definește punctul de aprindere a catalizatorului ca fiind temperatura la care eficiența acestuia depășește 50 %, la majoritatea situându-se în jurul a 250-300 °C.

Atingerea temperaturii optime de funcționare se face prin amplasarea catalizatorului cât mai aproape de galeria de evacuare, de unde preia căldura gazelor arse, iar la unele construcții se folosesc rezistențe electrice care produc căldura necesară atingerii mai rapide a temperaturii optime de funcționare.



O altă metodă de reducere a emisiilor de oxizi de azot rezultate în urma arderii, mai ales la injecția directă a benzinei și cu amestec stratificat, este preluarea din galeria de evacuare a unei părți din gazele arse și introducerea lor în galeria de admisie. Aici se amestecă cu aerul proaspăt și sunt introduse în camera de ardere (fig. 4.122.).

Fig. 4.122. Schema de principiu a sistemului EGR (exhaust-gas recirculation): 1- unitate electronică de comandă; 2- convertor electropneumatic; 4- conductă recirculare gaze; 3- valvă; 5- galerie evacuare; 6- debitmetru aer

Recircularea unei părți din gazele de ardere are ca efect, pe de o parte reducerea cantității de oxigen care ajunge în camera de ardere, reducând semnificativ mecanismul de formare a oxizilor de

azot în urma arderii, iar pe de altă parte reduce temperatura de ardere din cameră. Acest proces de recirculare trebuie însă foarte bine controlat pentru a nu afecta performanțele motorului.

În funcție de semnalele primite de către unitatea electronică de la motor (regim de funcționare) și de la sonda de oxigen, este acționată deschiderea valvei EGR, permițând trecerea unui debit anume de gaze arse către galeria de admisie, corelat cu reglarea cantității de combustibil injectate.

Acționarea valvei EGR se poate face vacuumatic sau electric, comanda fiind dată de unitatea de control. La unele construcții, înainte de a fi aduse în galeria de admisie, gazele arse sunt răcite într-un radiator (intercooler EGR).

Pe lângă gazele de ardere, la motoarele pe benzină o sursă de poluare o reprezintă emisiile evaporative, mai precis vapori de benzină care scapă în atmosferă prin neetanșeități ale instalației de alimentare. Pentru aceasta au fost concepute sisteme de control a emisiilor evaporative (EVAP) și care au rolul de a capta și stoca vaporii de benzină, urmând a fi introduși la un moment dat în galeria de admisie.

Componenta unui sistem EVAP este prezentată în figura 4.123. În rezervorul de combustibil 2 se formează vapori de benzină 3, a căror presiune este monitorizată de către senzorul 6. La partea superioară este prevăzut separatorul lichid-vapori 5 și prin conducta 9 vaporii ajung în canistra de carbon activ 11. Canistra conține granule de carbon ce absorb vaporii de benzină, unde sunt stocați. Supapa de ventilare 10 este comandată de către calculatorul de injecție 16 și este deschisă pentru a permite aspirarea de aer atmosferic.

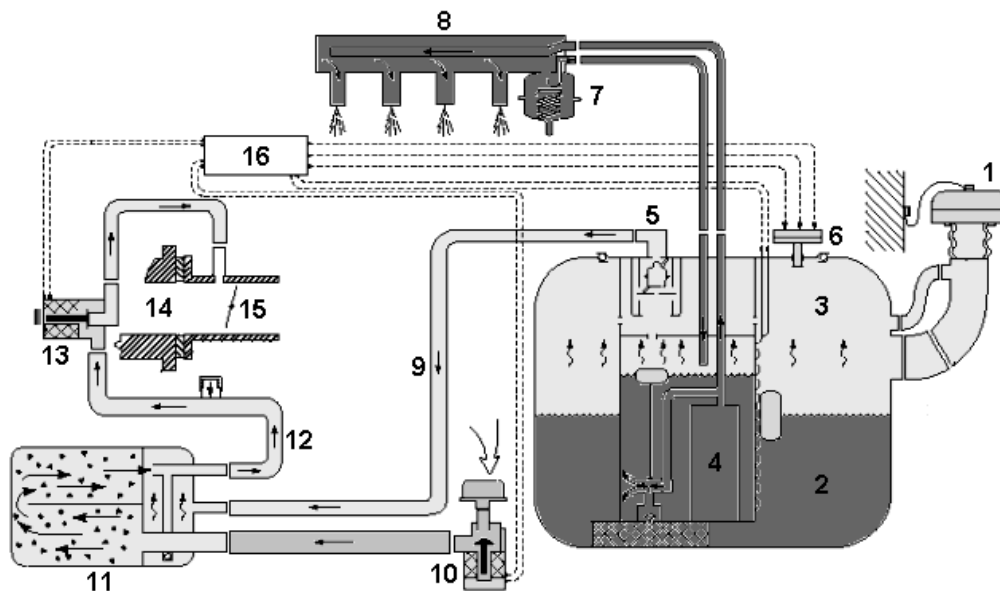


Fig. 4.123. Schema circuitului de alimentare cu benzină și sistem de control a emisiilor evaporative (Sursa: GM)

Stocarea vaporilor de benzină în canistra de carbon activ se face pe durata staționării autovehiculului, respectiv pe durata pornirii la rece a motorului. Când motorul ajunge la temperatura normală de funcționare calculatorul de injecție comandă deschiderea supapei de purjare 13, iar prin conducta 12 vaporii de benzină sunt introduși în galeria de admisie 14, în funcție de depresiunea controlată de clapeta obturator 15.

Supapa de ventilare are rolul de a nu permite formarea de vacuum la purjare. Vacuumul este produs de pompa de combustibil 4 ce trimite benzina în rampa 8, prevăzută cu regulatorul de presiune 7. De regulă bușonul rezervorului 1 este prevăzut cu o supapă prin care se permite pătrunderea aerului din exterior.

4.4.5.2. Alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare

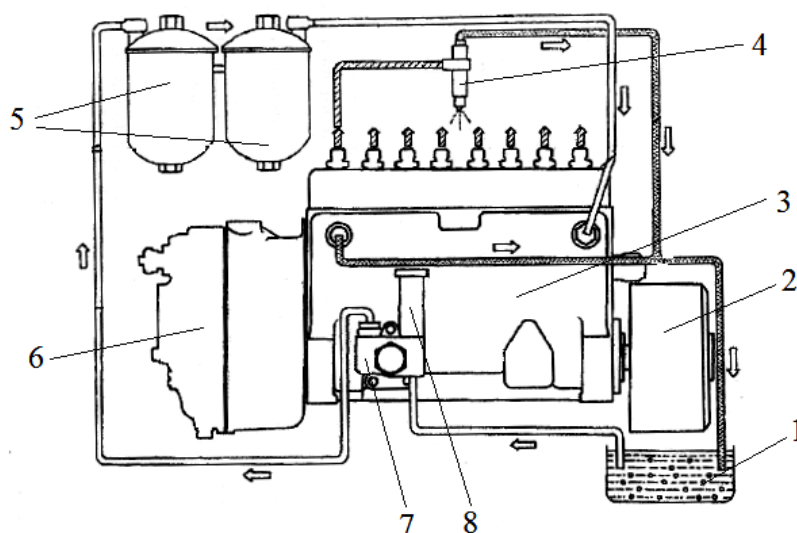
Sistemele de alimentare a motoarelor cu aprindere prin comprimare trebuie să asigure transportul combustibilului și injectia sa la presiuni mai mari decât la motoarele cu aprindere prin scânteie.

Temperatura optimă pentru injectia combustibilului este de aproximativ 600°C și se obține prin comprimarea aerului admis în cilindru. Presiunea de injectie este mai mare de 130 de bari și ajunge, în funcție de tipul de alimentare, până la 2000 bari și este necesară pentru a pulveriza foarte bine motorina, asigurând condiții pentru arderea completă.

În funcție de modul unde este realizată injectia avem sisteme cu injectie indirectă și sisteme cu injectie directă. În primul caz injectia este realizată într-o anticameră și care poate fi cameră de preardere, cameră de turbionare sau cameră auxiliară. În cazul injectiei directe acest lucru se face direct în camera de ardere, de regulă realizată în capul pistonului, pentru o bună pulverizare fiind necesară o presiune de injectie mai mare decât la injectia indirectă.

Deoarece construcțiile unor motoare cu anticameră este mai complicată, în momentul de față majoritatea motoarelor pe motorină folosesc sistemul de injectie directă.

În funcție de felul în care se face injectia se deosebesc două sisteme: cu injectie unitară și cu injectie divizată.



În general, un sistem de alimentare (fig. 4.124.) este alcătuit dintr-un rezervor de combustibil, pompa de alimentare, filtru sau baterie de filtre, pompa de injectie, conductele de înaltă presiune și injectoare.

Fig. 4.124. Schema unui sistem de alimentare: 1- rezervor combustibil; 2- variator de avans; 3- pompă injectie; 4- injector; 5- filtre combustibil; 6- regulator de turație; 7- pompă alimentare; 8- pompă amorsare

Pompa de alimentare asigură aspirația combustibilului la presiune joasă, pe care îl trimite prin filtru și de aici la pompa de injectie, care realizează presiunea înaltă necesară injectiei.

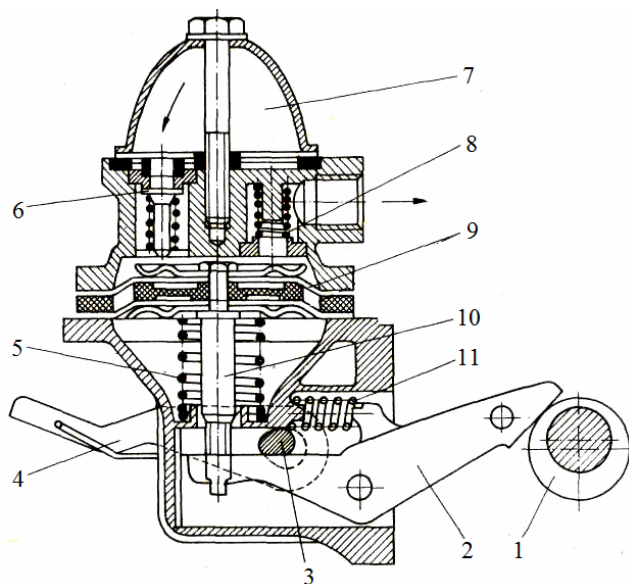


Fig. 4.125. Pompă de alimentare cu membrană

Pompele de alimentare utilizate în instalațiile de alimentare cu motorină sunt de tipul cu membrană, cu piston, cu paletе sau pompe cu role. Acționarea pompelor se face prin intermediul unor came dedicate, prin intermediul unei roți dințate sau cu un motor electric (electropompele cu role).

Pompa cu membrană (fig. 4.125.) are construcție asemănătoare celei pentru benzină. Acționarea pompei se face prin intermediul unei came profilate 1, care acționează asupra unui capăt al pârghiei 2 și este menținut în contact permanent de arcul 11. Celălalt capăt al pârghiei este solidar cu ansamblul format din tija 10 și membrana 9, între care se montează arcul 5, tarat

la o presiune de 1,2-1,5 bari.

Când cama atacă pârghia, capătul din interior trage în jos tija și membrana elastică, generând o depresiune în spațiul de deasupra acesteia. Ca urmare, supapa de admisie 6 se deschide și combustibilul din camera 7 este aspirat. Când cama nu mai atacă pârghia, tija cu membrana sunt împinse în sus, se creează o presiune deasupra membranei care închide supapa de admisie și deschide supapa de refulare 8, combustibilul aspirat fiind trimis sub presiune joasă la pompa de injecție.

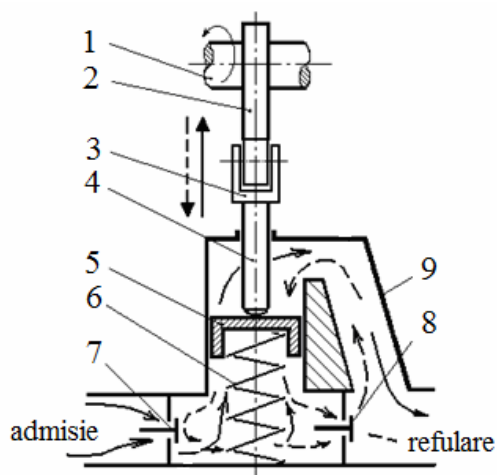


Fig. 4.126. Pompa cu piston

Pompele de alimentare cu piston sunt de tipul cu piston cu simplu efect și cu piston cu dublu efect.

Pompa cu piston cu simplu efect (fig. 4.126.) este acționată prin intermediul excentricului 2, montat pe axul 1, mișcarea fiind transmisă tachelului cu tolă 3, tija împingătoare 4 și în final pistonului 5. Toate aceste elemente sunt menținute în contact permanent de către arcul 6.

La deplasarea în sus a pistonului, împins de arcul 6, supapa de admisie 7 se deschide iar supapa de refulare 8 se închide, combustibilul fiind aspirat. La deplasarea în jos a pistonului, ca efect al acțiunii excentricului se închide supapa de admisie și se deschide cea de refulare, combustibilul fiind trimis sub presiune joasă la pompa de injecție.

Atunci când presiunea din camera de alimentare a pompei de injecție este mai mare decât cea de refulare a pompei, contrapresiunea face ca pistonul să nu mai realizeze toată cursa de refulare, iar când contrapresiunea învinge forța arcului 6 pompa nu mai refulează combustibil. Acest tip de pompă realizează presiuni de refulare de cca. 2 bari.

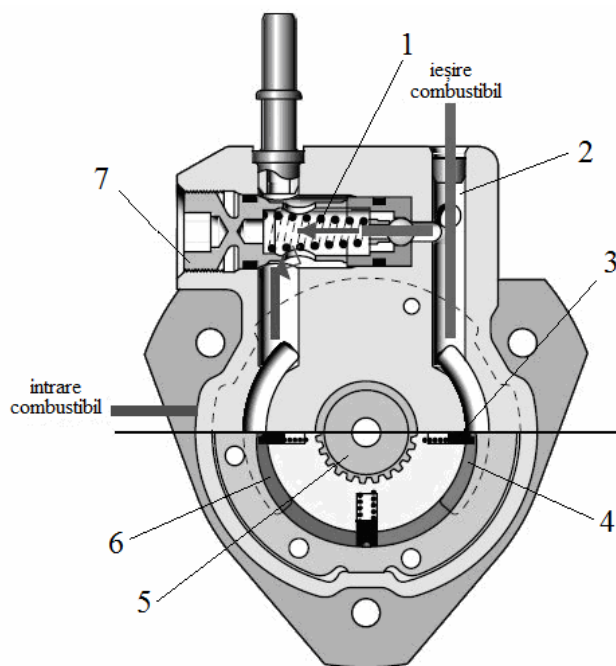


Fig. 4.127. Pompă de alimentare: 1- supapă suprapresiune; 2- canal refulare; 3- paletă; 4- cameră refulare; 5- ax antrenare; 6- cameră admisie; 7- racord retur (Sursa: Delphi)

Pompa cu paletă realizează presiuni de până la 6 bari, uneori fiind numite și pompe de transfer. În figura 4.127. este prezentată pompa de transfer DFP1. Ea este o pompă volumică, având rotorul cu paletă dispus excentric față de carcasă, formând camerele de admisie și evacuare.

Combustibilul este aspirat din rezervor și precomprimat, fiind trimis către pompa de injecție, la acest tip de pompă debitul fiind independent de regimul de funcționare al motorului. Când presiunea din canalul de refulare depășește valoarea indicată, se deschide supapa de suprapresiune și combustibilul este trimis prin conducta de retur la rezervor.

Pentru eliminarea aerului din instalație de alimentare se folosesc pompe cu acționare manuală de tipul cu piston, fiind cunoscute sub denumirea de pompe manuale de amorsare. Acestea pompe asigură un debit de aproximativ 6 cm^3 pentru o cursă a pistonului.

În cazul alimentării motoarelor cu turație mare, precum și pentru alimentarea motoarelor care au rezervorul departe de pompa de injecție și plasat cu mult sub nivelul acestuia, se utilizează pompe de alimentare electrice.

Pompa de injecție este componenta de bază a instalației de alimentare, având rolul de a trimite combustibilul sub presiune la injectoare, în doze precise și corelate cu regimul de lucru al motorului. În același timp, momentul în care trebuie să înceapă și să se termine injecția combustibilului în cilindru trebuie să fie strict corelate cu sarcina și turația motorului, o debitare după o lege optimă, precum și un debit uniform pe toți cilindrii motorului.

S-au realizat diverse tipuri de pompe de injecție și care se pot clasifica după mai multe criterii:

a. după modul de alimentare a cilindrilor:

- pompe individuale;
- pompe cu piston sertar sau cu elemente în linie;
- pompe cu distribuitor rotativ;
- pompe injector;

b. după modul de reglare a dozei de combustibil:

- cu aspirație invariabilă și refulare parțială;
- cu aspirație variabilă și refulare totală;

c. după modul de acționare al elementului de pompare:

- cu acționare mecanică;
- cu acționare electromagnetică.

Pompa de injecție cu piston sertar (fig. 4.128.) este de tipul cu aspirație invariabilă și refulare parțială, acționată mecanic prin intermediul unui ax cu came.

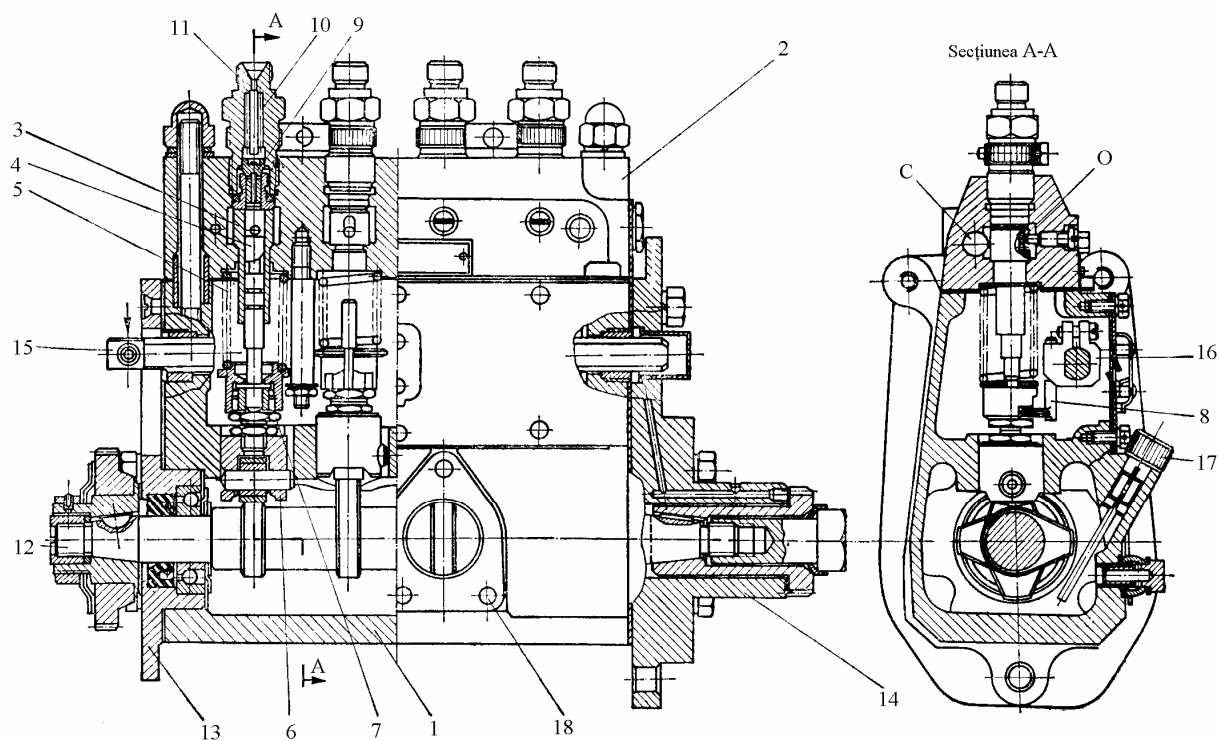


Fig. 4.128. Pompa de injecție cu piston sertar: 1- corp pompă; 2- capac pompă; 3- cilindru; 4- piston sertar; 5- arc; 6- împingător cu rolă; 7- șurub reglaj; 8- manșon; 9- supapă refulare; 10- arc; 11- racord înaltă presiune; 12- ax cu came; 13,14- flanșe; 15- tijă reglare; 16- colier; 17- nivelă; 18- șurub; C- canal; O- orificiu

Pentru fiecare injector pompa este prevăzută cu un element de tip piston sertar (fig. 4.129.).

Prin intermediul camei 21 se acționează asupra tachetului 17 și care la rândul său acționează asupra pistonului sertar 10. Acesta are o construcție specială, prevăzut cu canale circulare și o frezare elicoidală, astfel că în funcție de poziția unghiulară a sa sistemul de canale formează o rampă elicoidală.

Modul de lucru al pistonului sertar este prezentat în figura 4.130. La deplasarea în jos a pistonului sertar, faza I, spațiul de deasupra acestuia se umple de combustibil prin canalele de admisie 8. La urcarea pistonului sertar, în faza II are loc comprimarea ușoară a combustibilului, care în parte este evacuat prin orificiile de admisie până când partea superioară a pistonului obturează aceste canale (faza III). Pistonul continuă să urce și comprimă combustibilul până când se deschide supapa 5 și acesta este trimis sub presiune către injector (faza IV). Acest lucru durează până când degajarea elicoidală deschide accesul combustibilului sub presiune către canalele de admisie (faza V). Are loc o scădere bruscă a presiunii iar supapa 5 se închide. Pistonul continuă urcarea până la capătul superior al cursei, combustibilul fiind trimis către canalele de admisie, după care începe cursa de coborâre sub acțiunea arcului 14, comprimat la urcare.

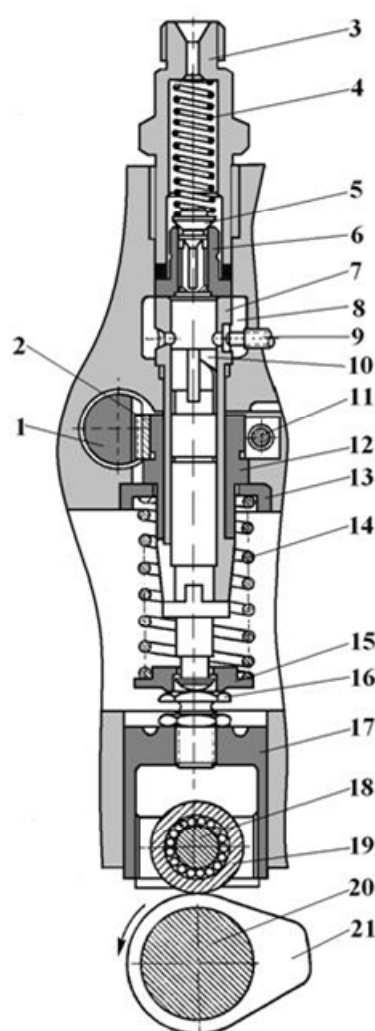


Fig. 4.129. Pistonul sertar: 1- cremalieră; 2- coroana dințată; 3- racord conductă de înaltă presiune; 4- arc supapă; 5- supapa de sens; 6- scaun supapă; 7- cilindrul pistonului sertar; 8- spațiu admisie combustibil; 9- șurub de reglaj admisie; 10- piston sertar; 11- șurub strângere cremalieră; 12- bucă rotitoare; 13- taler superior; 14- arc; 15- taler inferior; 16- șurub de reglare; 17- tachet; 18- ax cu rolă; 19- rulment cu ace; 20- ax cu came; 21- camă

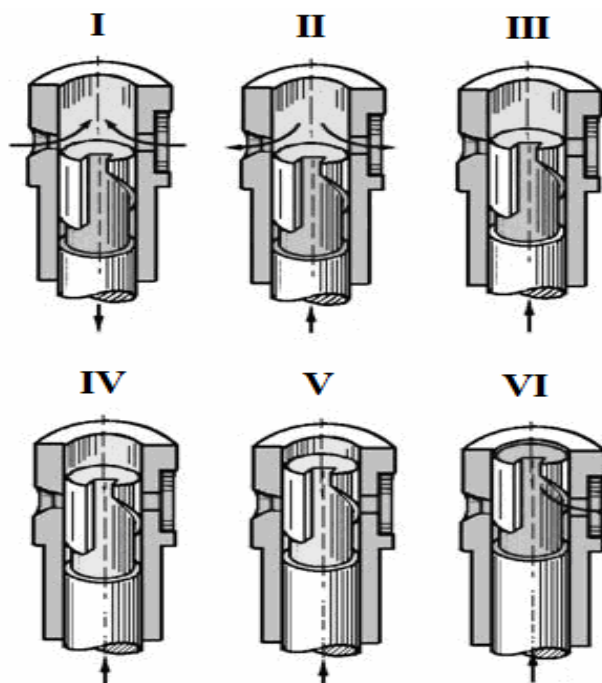


Fig. 4.130. Fazele de lucru ale pistonului sertar

Se poate constata că doar o parte din cursa pistonului sertar este activă în sensul că trimite combustibilul sub presiune ridicată către injector, restul fiind curse moarte. Spațiul parcurs de către piston între fazele III și V se reglează cu ajutorul cremalierii și care este în legătură cu poziția clapetei de accelerație.

Pentru a asigura o funcționare corectă, pompa de injecție cu piston sertar necesită unele reglaje și care privesc:

- reglarea cantității de combustibil refulat în funcție de sarcina motorului;
- reglarea uniformității debitului de combustibil refulat pentru toate pistoanele sertar;
- reglarea uniformității avansului la injecție.

La aceste pompe de injecție cursa de refulare este poziționată între două curse moarte ale pistonului, adică în zona vitezelor mari, fapt care implică pierderi minime de combustibil prin jocuri. În plus, presiunea de injecție este dependentă de viteza pistonului și sunt evitate presiuni mici la începutul și sfârșitul cursei de refulare, pulverizarea combustibilului fiind de bună calitate.

Pentru ca pompa de injecție să asigure un debit de combustibil necesar oricărui regim de funcționare al motorului, aceasta este echipată cu un regulator mecanic dependent de turația motorului (fig. 4.131.) .

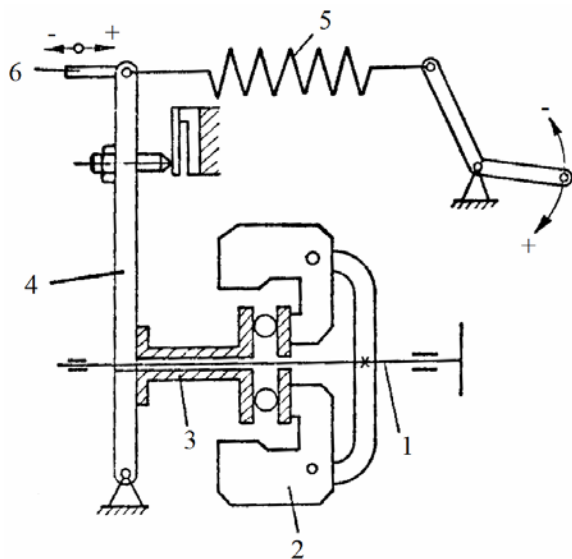


Fig. 4.131. Schema regulatorului mecanic de turație: 1- ax antrenare; 2- contragreutăți; 3- manșon culisant; 4- pârghie; 5- arc revenire; 6- tijă comandă

Regulatorul mecanic este antrenat în mișcare de rotație de către arborele cu came al pompei de injecție.

La turații scăzute contragreutățile sunt menținute apropiate ca urmare a acțiunii arcului de revenire, pârghie și manșonul culisant.

La creșterea turației contragreutățile se depărtează ca efect al forței centrifuge și înving rezistența arcului de revenire. În aceste condiții manșonul culisant se deplasează către stânga, împinge pârghia 4 și deplasează tija de comandă a cremalierei pompei de injecție în sensul măririi cantității de

combustibil injectat.

Pompele cu distribuitor rotativ au o serie de avantaje în raport cu pompele cu piston sertar, prin faptul că folosesc un singur element de pompare a combustibilului pentru toate injectoarele, uniformitatea debitului refulat este mult superioară, are o construcție mai simplă și mai compactă.

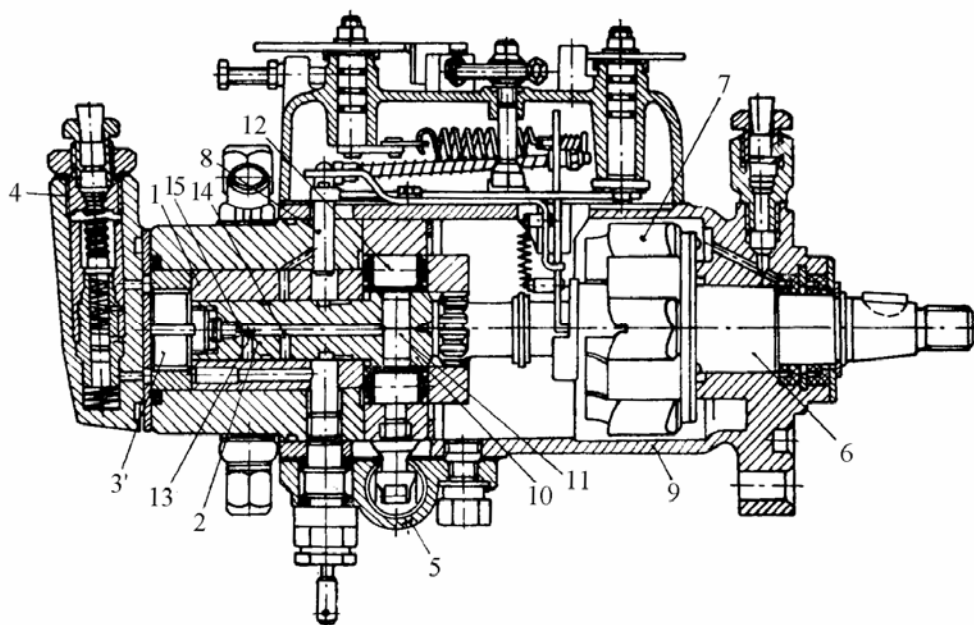
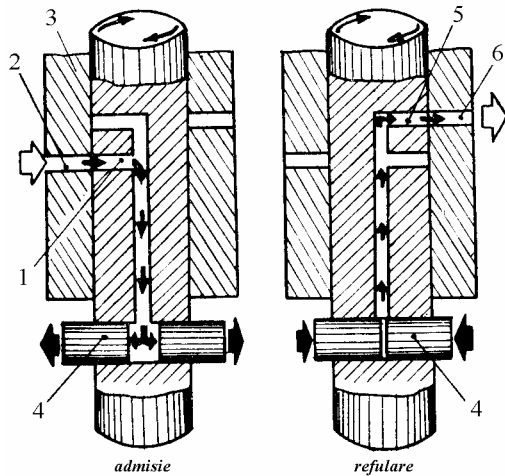


Fig. 4.132. Pompa cu distribuitor rotativ: 1- cap hydraulic; 2- rotor distribuitor; 3- pompa de transfer; 4- supapă suprapresiune; 5- regulator avans automat; 6- ax antrenare; 7- regulator centrifugal; 8- supapă dozare; 9- corp pompă; 10- element pompare; 11- piston plonjor; 12- tachtet cu role; 13- canal axial cu orificii radiale; 14- canale admisie; 15- canal distribuție

Ca principale dezavantaje se pot menționa: uzură mai rapidă a elementului de pompare, reducerea timpului disponibil pentru admisie și refulare (la turații ridicate umplerea este incompletă și necesită o pompă de transfer pentru realizarea unei presiuni de alimentare mare), o siguranță mai redusă în exploatare.

Pompa cu distribuitor rotativ (fig. 4.132.) are în construcția sa un cap hidraulic care are prevăzute o serie de locașuri și un rotor distribuitor.

Elementul de bază este capul hidraulic cu rotorul distribuitor, acesta din urmă jucând rolul de pompă și distribuție a combustibilului, asigurând presiunea de injecție necesară pentru fiecare injector.



Elementul de pompare este prevăzut cu două pistonase plonjoare libere 1, ce culisează într-un canal transversal. Pistonașele sunt în contact permanent cu tacheții cu role 12, iar spațiul dintre acestea este legat printr-un canal axial 13 cu orificiile radiale și care fac legătura cu canalele de admisie, respectiv de refulare.

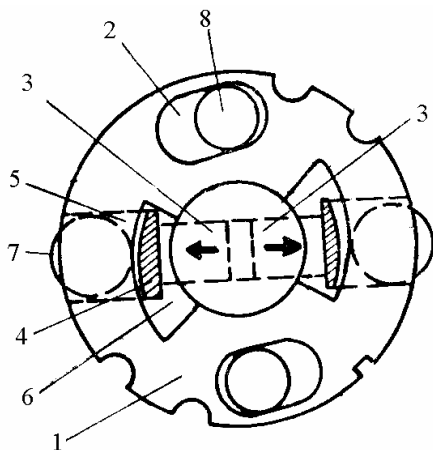
Capul hidraulic are un canal de admisie în timp ce rotorul distribuitor are câte o pereche de canale de admisie și refulare, pentru fiecare injector. Modul de funcționare este prezentat în figura 4.133.

Fig. 4.133. Modul de lucru al elementului de pompare: 1,2- canale admisie; 3- cap hidraulic; 4- pistonase; 5,6- canale refulare

Prin intermediul tacheților cu role pistonasele plunjer sunt deplasate în interiorul rotorului distribuitor de către un inel cu came, plasat în carcasa pompei. Pentru a asigura distribuția combustibilului către injectoare în mod corespunzător, axul pompei efectuează o rotație la un ciclu de două rotații ale arborelui motor.

Pentru admisia combustibilului în spațiul dintre pistonase, acestea ajung în degajările inelului cu came, canalul de admisie al rotorului distribuitor 1 ocupă poziția de corespondență cu canalul de admisie din capul hidraulic 2 (fig. 4.133.), iar presiunea combustibilului dată de pompa de alimentare le împing conform săgeților din figură. La rotirea capului hidraulic pentru refulare, pistonasele sunt împinse către interior de inelul cu came, canalul de admisie 1 se obturează și se face legătura între canalele de refulare din capul hidraulic 6 și rotorul distribuitor 5, combustibilul fiind trimis sub presiune către injector. Inelul cu came are câte o pereche de came pentru fiecare cilindru.

Un element important în construcția pompei de injecție este supapa de dozare și care are rolul de a modifica debitul de alimentare în funcție de sarcina motorului, fiind acționată de la regulatorul de turație. Regulatorul de turație este unul mecanic, de tip centrifugal și care, în funcție de turația motorului, comandă secțiunea de trecere a supapei de dozare în sensul măririi sau micșorării debitului de alimentare cu combustibil a capului hidraulic.



Valoarea debitului maxim al pompei de injecție se reglează la montaj, prin rotirea unei plăci de reglaj 1 cu orificii ovale (fig. 4.134.). Rotirea spre dreapta a plăcii face ca pistonasele 3 să se deplaseze mai mult spre exterior, deoarece umerii 4 ai tacheților 5 se vor situa în zona unde fanta excentrică 6 are o rază mai mare. Ca urmare, rolele 7 coboară spre baza camelor și măresc cursa activă a pistonaseilor. Odată efectuat reglajul poziția se fixează prin șurubul 8.

Fig. 4.134. Modul de reglare a debitului maxim

Pompa rotativă este prevăzută cu un dispozitiv de reglare automată a avansului la injecție în funcție de turația motorului (fig. 4.135.).

Pompa de transfer trimite sub presiune combustibilul în camera din stânga pistonului 1, care se deplasează în corpul 2, antrenând degetul 3 și care rotește inelul cu came 4 în corpul pompei 5.

La turații scăzute degetul se deplasează către dreapta până întâlnește ghidul 6, sprijinit pe arcurile 7 și 8, presiunea combustibilului fiind echilibrată de forța din arcuri. Creșterea turației motorului duce la creșterea presiunii pompei de transfer și pistonul începe să comprime arcurile, rotind inelul cu came în sensul măririi avansului la injecție, proporțional cu turația.

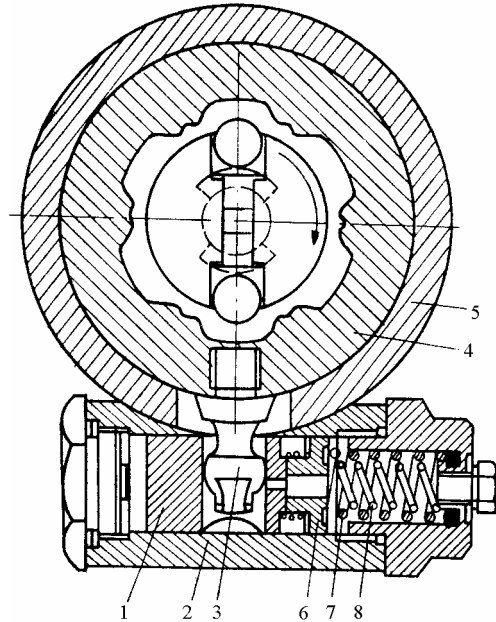


Fig. 4.135. Dispozitivul de reglare automată a avansului la injecție la pompa de injecție cu distribuitor rotativ

Pompele de injecție prezentate realizează presiunea de injecție alimentând separat fiecare injector în parte, în funcție de turația și sarcina motorului. În acest fel creșterea presiunii de injecție se realizează odată cu creșterea cantității de combustibil și viteza acestuia, între două injecții presiunea combustibilului fiind scăzută.

Sistemul de injecție cu rampă comună (common rail) face separarea pompei generatoare de presiune de injectoare prin intermediul unei rampe, de unde sunt alimentate injectoarele. Acest lucru permite asigurarea unei presiuni a combustibilului fără a mai depinde de turația motorului și cantitatea de combustibil injectată.

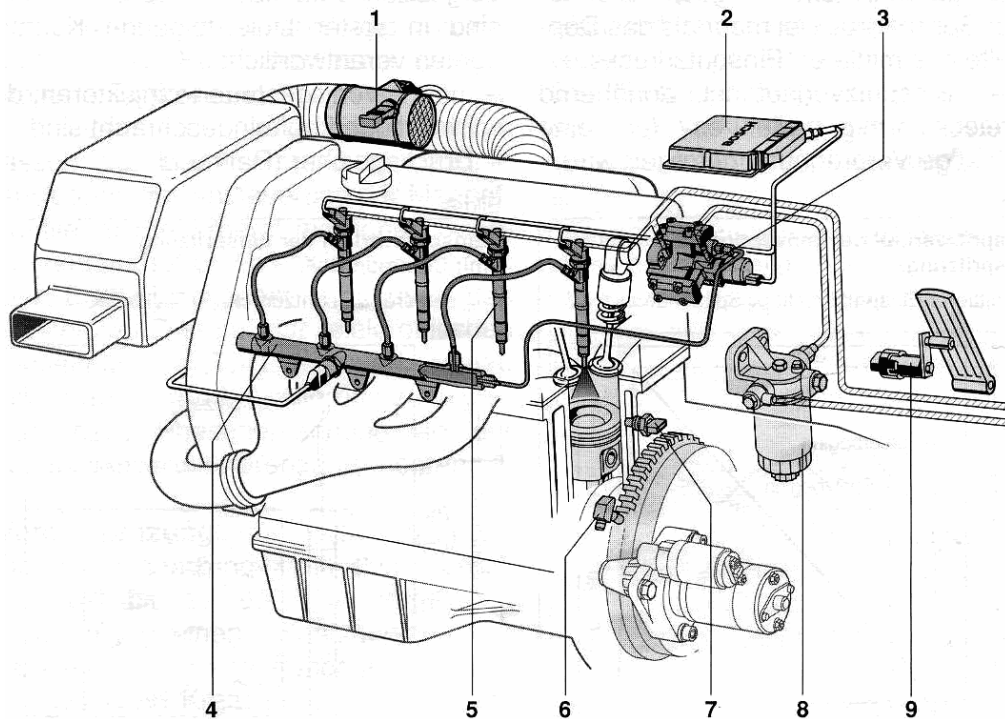


Fig. 4.136. Schema unui sistem de injecție de tip common rail: debitmetru aer; 2- unitate electronică de control; 3- pompă de înaltă presiune; 4- rampa comună de înaltă presiune; 5- injectoare; 6- senzor turație motor; 7- senzor temperatură lichid răcire; 8- filtru combustibil; 9- senzor pedală accelerație.

Sistemul de alimentare common rail (fig.4.136.) permite controlul precis al presiunii de injecție la toate injectoarele, dozare foarte bine determinată și care determină o reducere a consumului de combustibil, posibilitatea de a realiza presiuni de compresie mari la turații mici, pornire ușoară, scăderea considerabilă a emisiilor de noxe în atmosferă.

Acest sistem de injecție solicită asistență electronică a funcționării, prin intermediul unor senzori și a unei unități electronice de control și comandă, fiind posibil controlul momentului și duratei injecției.

La sistemele de injecție cu rampă comună pompele de injecție trebuie să asigure în permanență presiuni mai mari de 150-200 bari, în unele cazuri ajungând la presiuni de injecție de până la 2000 bari.

În figura 4.137. este prezentată schema unei pompe de înaltă presiune (CP 1S3) și care poate asigura o presiune maximă de 1350 bari. Ea este de tipul cu trei pistoane dispuse radial și acționate de către un ax cu came.

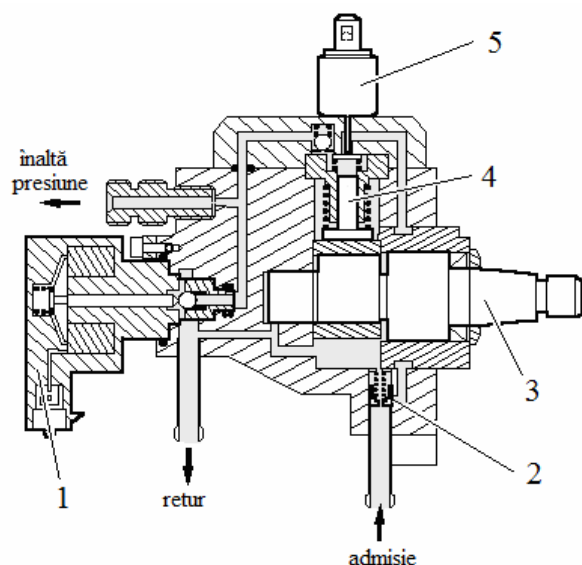


Fig. 4.137. Schema pompei de injecție cu pistoane:

1- supapă control presiune injecție; 2- supapă control admisie; 3- ax cu excentric; 4- piston
5- supapă dezactivare piston 3 (Sursa: Bosch)

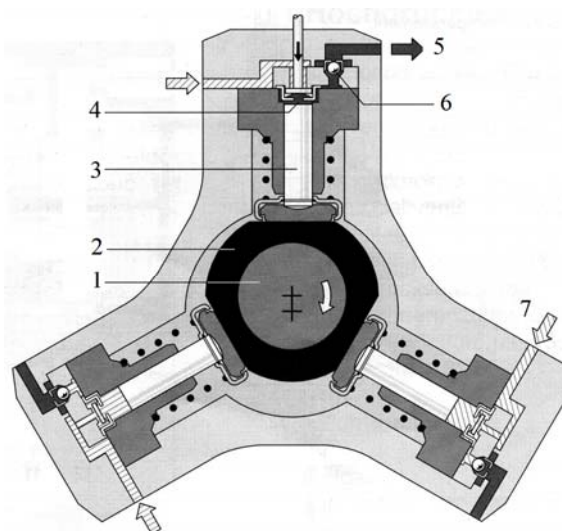


Fig. 4.138. Modul de lucru al pompei cu pistoane:

1- ax antrenare; 2- camă; 3- piston; 4- supapă admisie; 5- orificiu refulare; 6- supapă refulare;
7- orificiu admisie (Sursa: Bosch)

Axul de antrenare a pompei 1 este prevăzut cu un excentric pe care se montează cama 2 (fig. 4.138.), prin rotirea sa fiind antrenate succesiv în mișcare cele trei pistoane. În faza de admisie pistonul se deplasează către axul camei, supapa de admisie se deschide iar combustibilul pătrunde în cilindru. În faza de refulare cama împinge pistonul spre exterior, presiunea crește și determină închiderea supapei de admisie și deschiderea supapei de refulare, combustibilul fiind trimis sub presiune înaltă în rampa comună.

Pompa de injecție este prevăzută cu o supapă de control 2 a admisiei combustibilului în camera de lucru a cilindrului. Atunci când diferența dintre presiunea de alimentare și cea din circuitul de retur este mai mare de 0,8 bari, supapa se va deschide și va permite mărirea debitului de combustibil la admisie, asigurând un debit minim necesar atât răcirii pompei, cât și ungerii sale independent de eventualele fluctuații de presiune de pe circuitul de retur.

Presiunea combustibilului refulat de pompă, respectiv din rampa comună, se poate controla cu ajutorul supapei de control 1. Pentru aceasta supapa este prevăzută cu două trepte de reglare, una mecanică pentru presiuni de injecție de până la 100 bari și una cu control electromagnetic pentru

presiuni între 100 și 135 bari (tija supapei de reglare este acționată de către un solenoid), comanda fiind dată de către calculatorul de injecție.

În cazul în care motorul funcționează la turații scăzute sau când temperatura combustibilului este prea mare (depășește 100 °C), pistonul trei poate fi scos din funcțiune, limitând creșterea temperaturii ca urmare a frecărilor din pompă, dar și scăderea cilindrului pompei și implicit a debitului de combustibil. Pentru acesta tija supapei de admisie a acestui piston este acționată electromagnetic și este menținută în poziția deschisă inclusiv pe faza de refulare, comanda fiind dată de către calculatorul de injecție.

Pompa de injecție cu patru pistoane (DFP 1) este alcătuită dintr-o pompă de alimentare sau de transfer, integrată în corpul pompei, pompa de înaltă presiune (presiunea combustibilului din rampă ajunge până la 1600 bari) și regulatorul de presiune.

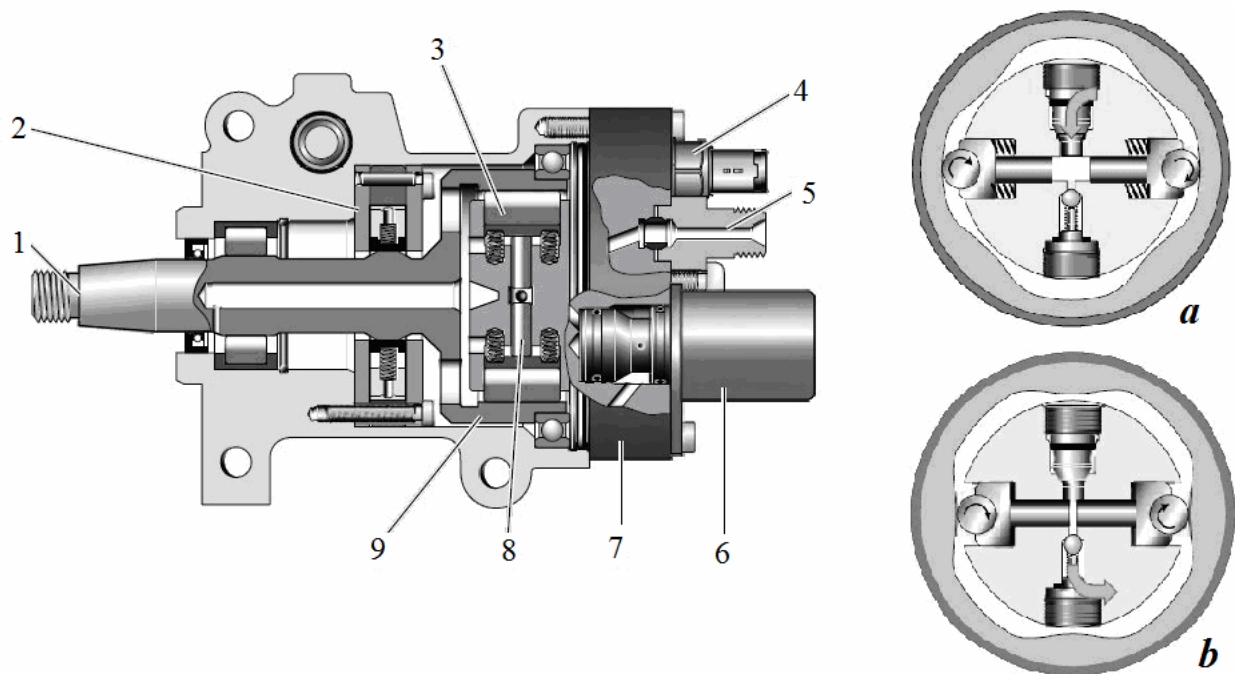


Fig. 4.139. Pompa de injecție DFP 1: a- faza de admisie; b- faza de refulare: 1- ax antrenare; 2- pompa de transfer; 3- rolă; 4- senzor temperatură combustibil; 5- racord de înaltă presiune; 6- regulator de presiune; 7- cap hidraulic; 8- piston; 9- cilindru cu camă interioară (Sursa: Delphi)

Pompa de transfer (fig. 4.139.), de tipul cu palete radiale, aspiră combustibilul din rezervor, îl filtrează, îl precomprimă la cca. 6 bari și-l livrează pompei de înaltă presiune, controlul debitului acesteia fiind asigurat prin intermediul unui regulator de presiune.

În faza de admisie pistoanele nu sunt acționate de către camă, iar presiunea combustibilului debitat de pompa de transfer deschide supapa de admisie și combustibilul intră în camera de comprimare. În faza de comprimare cama acționează asupra pistoanelor, iar presiunea combustibilului din camera de comprimare începe să crească, până când depășește presiunea debitată de pompa de transfer. În acel moment se închide supapa de admisie, presiunea combustibilului crește până când se deschide supapa de evacuare, iar combustibilul este refulat în rampa comună.

Pompa, la o rotație completă a axului de antrenare, realizează două faze de comprimare deoarece inelul are patru came diametral opuse și dispuse la 90°.

Sistemul de injecție cu pompă injector (Pumpe Düse - PD) realizează o combinație între pompa de înaltă presiune și injector, alcătuind un tot unitar, pentru fiecare cilindru fiind montat în chiulasă câte

o pompă injector. Presiunea de injecție se obține prin acționarea pistonului pompei, fie mecanic cu ajutorul unui ax cu came, fie cu acționare electromagnetică cu ajutorul unui solenoid.

Acest sistem, ca urmare a lipsei conductelor de înaltă presiune, permit creșterea presiunii combustibilului și implicit a presiunii de injecție, la valori de peste 2000 bari (între 1950 – 2500 bari), cu multiple avantaje:

- creșterea performanțelor dinamice ale motorului;
- scăderea nivelului zgomotului în timpul funcționării;
- scăderea consumului de combustibil;
- reducerea nivelului de emisii poluante;
- control foarte precis al injecției;
- posibilitatea de a utiliza injecția pilot.

Ca urmare a presiunilor foarte mari la care este supus combustibilul temperatura sa crește semnificativ și de aceea instalația de alimentare trebuie prevăzută cu un sistem de răcire adițional, conectat la circuitul de răcire al motorului, precum și unul suplimentar. O astfel de instalație de alimentare este prezentată în figura 4.140.

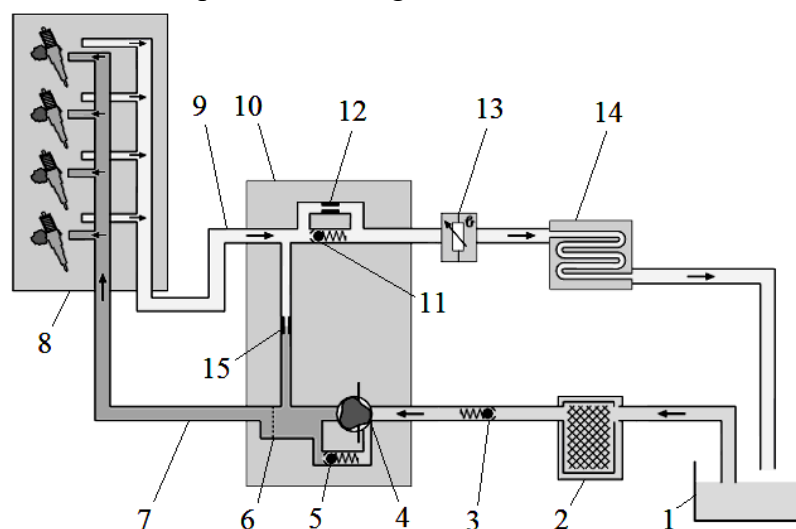


Fig. 4.140. Schema sistemului de alimentare cu combustibil la injecția cu pompă injector: 1- rezervor combustibil; 2- filtru; 3- supapă unisens; 4- rotor pompă joasă presiune; 5- supapă presiune; 6- separator; 7- conductă alimentare pompă injector; 8- chiulasă; 9- conductă retur; 10- corp pompă joasă presiune; 11- supapă unisens; 12- bypass supapă; 13- senzor temperatură combustibil; 14- radiator combustibil; 15- restrictor(Sursa: VW)

Combustibilul este absorbit din rezervor de către pompa de joasă presiune, trecut prin filtrul fin de separare a impurităților și refulat în conducta 7 care alimentează pompele injectoare. Supapa 3 împiedică curgerea combustibilului înapoi spre rezervor când motorul este oprit și se deschide la 1,2 bari. Presiunea de refulare a pompei de joasă presiune se reglează la 7,5 bari prin intermediul supapei 5. La depășirea acestei valori supapa se deschide iar combustibilul este recirculat în interiorul pompei.

Bulele de aer care se formează în masa de combustibil sunt colectate de separatorul 6 și prin restrictorul 15 sunt trimise către rezervor. Presiunea pe conducta de retur este menținută la 2 bari de către supapa 11, iar când aceasta este închisă prin bypassul 12 se evacuează bulele de aer din circuit.

Răcirea combustibilului se face în radiatorul 14 cu lichid de răcire din circuitul motorului. În aceste condiții sistemul de răcire a motorului are un radiator suplimentar pentru lichidul de răcire, necesar disipării căldurii preluate de la combustibil. Unele sisteme au un radiator de combustibil înglobat în filtru și o pompă electrică pentru lichidul de răcire al acestuia.

Toate aceste sisteme sunt prevăzute cu senzori de temperatură și presiune, semnalele lor fiind prelucrate de către calculatorul de injecție, în final fiind comandată recircularea lichidului de răcire în sistemul adițional.

La formarea unui amestec aer-combustibil optim și obținerea unei arderi eficiente, sunt foarte importante cantitatea de combustibil injectat, momentul când se produce injectia și presiunea de injectie. Reducerea zgomotului combustiei la un motor cu aprindere prin comprimare, care este mai mare decât cel de la motorul cu aprindere prin scânteie, se poate face printr-o divizare a injectiei, folosind așa numita injectie pilot. Practic injectia combustibilului se face în două etape: injectia pilot și injectia principală (fig. 4.141).

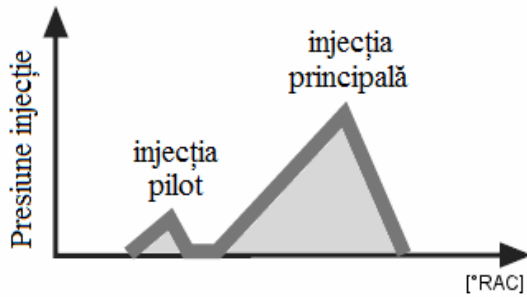


Fig. 4.141. Injectia divizată la PD (Sursa: VW)

În prima injectie numită și pilot, se injectează o cantitate mică de combustibil la o presiune de câteva sute de bari, care se aprinde și ridică temperatura și presiunea din cilindru. În timpul injectiei principale are loc injectarea unei cantități mari de combustibil, care se autoaprinde mai repede ca efect al injectiei pilot. În acest fel se obține o creștere graduală atât a presiunii, cât și a temperaturii în interiorul cilindrului, fapt ce reduce considerabil zgomotul de combustie.

Cuplul motor la injectia divizată este dat de arderea combustibilului datorat injectiei principale, iar acest lucru necesită o omogenitate cât mai bună a amestecului aer-combustibil. Pentru aceasta este nevoie de o presiune de injectie mare, capabilă să producă o dispersie a combustibilului în particule foarte fine, gradul de dispersie crescând cu presiunea. În aceste condiții și arderea va fi completă, va scădea consumul de combustibil și implicit emisiile poluante.

Un moment important în funcționarea pompei injector este sfârșitul injectiei, care trebuie să se producă foarte repede (presupune scăderea bruscă a presiunii combustibilului), cu închiderea completă a acului injectorului, altfel se poate produce injectie de combustibil la presiune scăzută, afectând dispersia și arderea.

Pentru început s-au folosit pompe injector acționate de către un ax cu came (fig. 4.142.).

Combustibilul trimis de pompa de joasă presiune ajunge la pompa de înaltă presiune prin orificiile prevăzute în corpul injectorului, iar întoarcerea pe circuitul de retur tot prin orificii practicate în corpul injectorului.

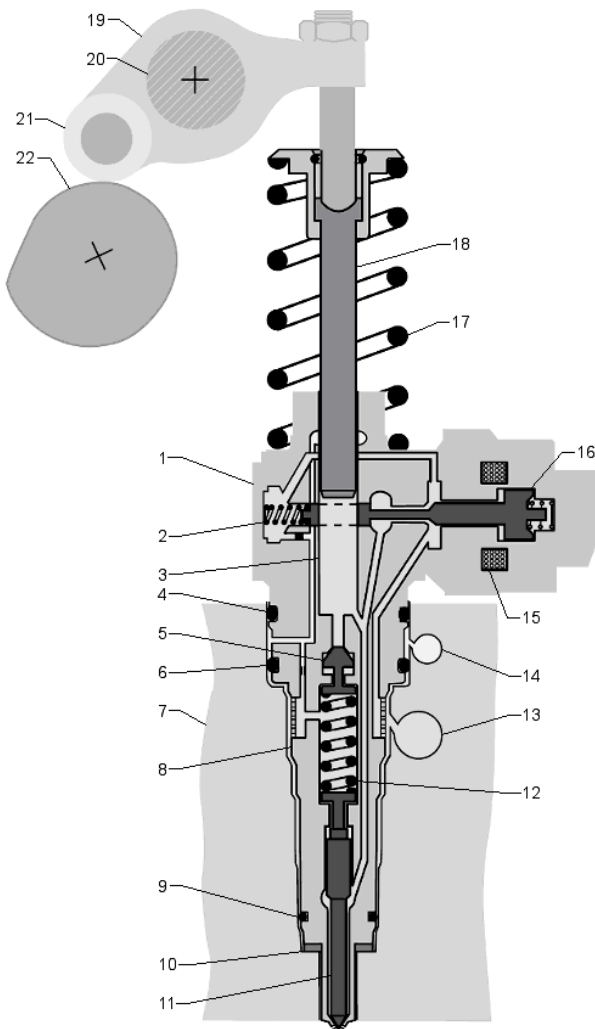


Fig. 4.142. Schema pompei injector cu acționare mecanică: 1- corp pompă înaltă presiune; 2- arc revenire supapă control; 3- cilindru; 4,6- garnitură etanșare; 5- supapă control injectie pilot; 7- chiulasă; 8- corp injector; 9- garnitură; 10- scaun injector; 11- ac injector; 12- arc revenire ac; 13- canal alimentare pompă; 14- canal retur pompă; 15- solenoid; 16- ac supapă control; 17- arc revenire piston; 18- piston; 19- culbutor; 20- ax culbutor; 21- rolă; 22- camă (Sursa: VW)

Ansamblul pompă injector este prevăzut cu o supapă de control 16, acționată de către un solenoid la comanda calculatorului de injecție. În lipsa unei comenzi acul supapei este acționat de către arcul 2. Aceasta închide și deschide legătura între circuitul de alimentare cu combustibil și circuitul de retur al acestuia.

Funcționarea pompei injector, respectiv procesul de injecție se face în mai multe faze (fig. 4.143.).

Într-o primă fază se realizează umplerea cu combustibil a cilindrului pompei de înaltă presiune (fig. 4.143.a.). Cama nu acționează asupra culbutorului iar pistonul pompei se ridică sub acțiunea arcului 17. Sub presiunea creată de pompa de joasă presiune combustibilul pătrunde în cilindru, în această fază supapa de control, nefiind acționată de către calculatorul de injecție, asigură legătura dintre circuitul de alimentare și cel de retur.

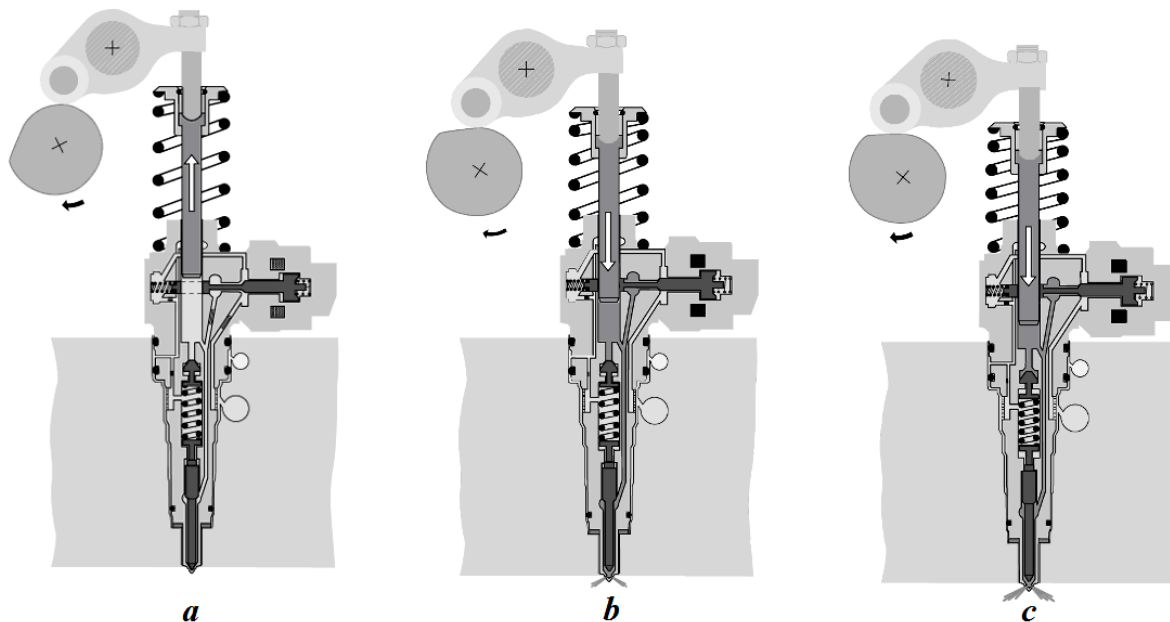


Fig. 4.143. Fazele de lucru ale pompei injector (Sursa: VW)

În faza următoare cama începe acționarea culbutorului, pistonul este împins în mișcare descendentă, comprimând combustibilul din camera de lucru a cilindrului. Calculatorul de injecție comandă acționarea supapei de control și acul ei închide legătura dintre circuitul de alimentare și cel de retur. Pistonul continuă mișcarea iar presiunea combustibilului crește până în momentul când depășește 180 bari. Atunci combustibilul sub presiune ajuns la partea inferioară a acului injector determină comprimarea arcului 12 și ridicarea sa, combustibilul fiind pulverizat în cilindru, faza fiind începutul injecției pilot (fig. 4.143.b.). Durata sa este scurtă deoarece presiunea din camera cilindrului determină și deschiderea supapei de control a injecției pilot 5, se comprimă suplimentar arcul 12, dar scade brusc presiunea combustibilului ca urmare a măririi volumului camerei de lucru. Efectul este închiderea acului injectorului și încetarea injecției pilot.

Deschiderea supapei de control a injecției pilot mărește precomprimarea arcului de revenire a acului injectorului, mărand presiunea necesară deschiderii sale.

Pistonul pompei continuă mișcarea descendentă mărand presiunea de comprimare a combustibilului și când ea atinge cca. 300 bari se produce ridicarea acului injectorului, declanșând injecția principală (fig. 4.143.c.). Cum volumul de combustibil injectat este mult mai mic decât cel dislocat de piston, presiunea crește în continuare până la valori de 1850 – 1950 bari. Sfârșitul injecției este comandat de către calculatorul de injecție, prin deschiderea supapei de control 16, ce reface legătura între circuitul de admisie și cel de retur al combustibilului. Scăderea presiunii în camera

cilindrului este bruscă, injectorul se închide (acul coboară sub efectul arcului 12), iar supapa de control a injectiei pilot revine la poziția sa inițială.

Sistemul de injectie cu pompă injector, spre deosebire de sistemul cu rampă comună, solicită proiectarea motorului cu adaptările necesare pentru acest sistem, măbind costurile. Chiulasa are o construcție specială întrucât o parte a circuitului de alimentare, dar și mecanismul de acționare cu came sunt conținute în ea. În plus, aceste motoare necesită sisteme adiționale pentru răcirea combustibilului.

Sistemele moderne de injectie a combustibilului la motoarele cu aprindere prin comprimare pot realiza divizarea injectiei până la cinci injectii pe ciclul motor, fiecare fază având diverse avantaje:

- injectia pre-pilot: se face la un avans de $120-90^{\circ}$ RAC, îmbunătățește pornirea la rece, mărește cuplu la turații mici, scade zgomotul de combustie;
- injectia pilot: reduce formarea de noxe la ardere, controlează nivelul zgomotului de combustie;
- injectia principală: asigură cuplul motor necesar;
- post injectia: prelungește procesul de ardere și reduce emisiile de particule;
- post injectia târzie: continuă arderea în galeria de evacuare și este folosită doar în modul de regenerare a filtrului de particule.

În funcție de regimul de lucru al motorului și a modului de combustie, calculatorul de injectie stabilește numărul de injectii pe ciclu. Astfel, la turații scăzute și sarcini mici se poate efectua injectia cu cele mai multe secvențe. Pe măsură ce turația crește, scade timpul de efectuare a arderii, iar injectia se face într-o singură secvență.

Deoarece motoarele cu autoaprinderea combustibilului au unele dificultăți la pornire, în special când motorul este rece iar compresia nu este suficientă pentru autoaprindere, este necesară o preîncălzire a amestecului aer-motorină. Pentru aceasta fie se încălzește aerul admis în camera de ardere, fie se vaporizează și se aprinde motorina injectată cu ajutorul unor bujii.

Pentru a reduce solicitarea intensă a bateriei, ca urmare a unor timpi de preîncălzire mari, s-a introdus sistemul de control electronic al timpului de acționare a bujiei incandescente, respectiv a bujiei cu flacără. Astfel se reduc timpii de preîncălzire, se pot alege timpi în funcție de condițiile de

funcționare ale motorului, cu efecte pozitive asupra arderii și emisiei de noxe.

Bujia incandescentă (fig. 4.144.a.) este alimentată de la bateria de acumulare și prin încălzire produce o vaporizare a unei părți din motorină înainte de aprinderea amestecului.

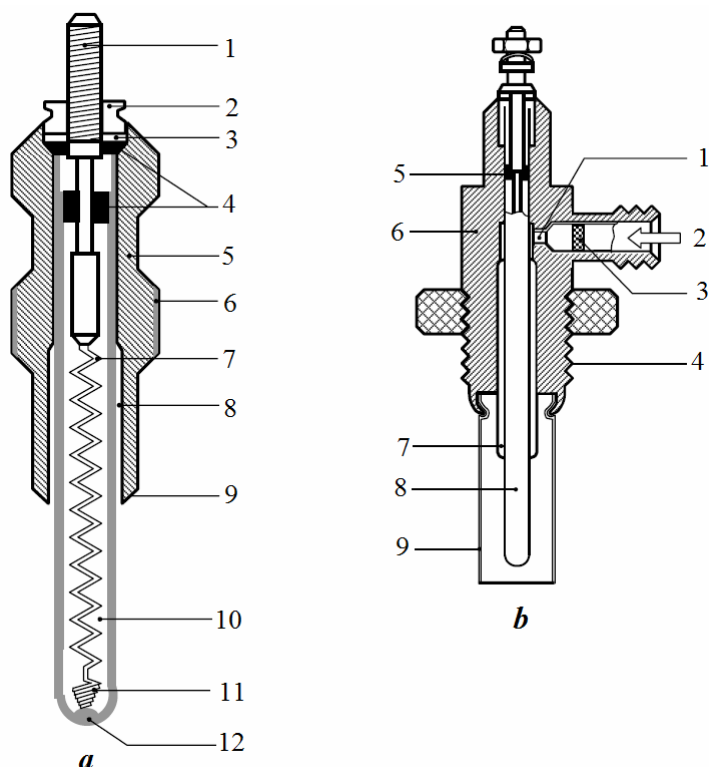


Fig. 4.144. Bujii pentru preîncălzirea amestecului: a- bujie incandescentă: 1- conector electric; 2- piuliță; 3- șaibă izolatoare; 4- izolații electrice; 5- corp; 6- filet fixare; 7- înfășurare de control; 8- tub protecție; 9- scaun conic; 10- material izolant electric; 11- înfășurare încălzire; 12- vârf incandescent; b- bujie cu flacără: 1-orificiu dozare; 2- admisie combustibil; 3- filtru combustibil; 4- filet fixare; 5-garnitură; 6- corp bujie; 7- tub vaporizare; 8- corp incandescent; 9- manșon cu fante.

Încălzirea vârfului 12 la aproximativ 900°C se face la trecerea unui curent prin înfășurarea 11. Înfășurarea de control 7 este legată în serie cu înfășurarea de încălzire și are o caracteristică a rezistenței electrice pozitivă cu temperatura, astfel că curentul ce trece prin bujie scade cu temperatura sa.

Poziția bujiei incandescente trebuie aleasă astfel ca jetul de combustibil să nu o atingă direct. Capul incandescent va veni în contact cu o parte din particulele de combustibil, care se vaporizează și se aprind. Durata incandescenței bujiei este comandată de către unitatea electronică de control, pe baza informației primită de la un senzor de temperatură.

Bujia cu flacără (fig. 4.144.b.) este folosită la încălzirea aerului din admisie pe baza arderii combustibilului. Ea este plasată în galeria de admisie și este alimentată cu combustibil de la pompa de alimentare a sistemului de injecție. Combustibilul este admis în tubul de vaporizare, se aprinde la capătul bujiei unde atinge temperaturi de peste 1000°C , după care se amestecă cu aerul de admisie și îl încălzește. Doza de combustibil și timpul cât arde flacăra sunt controla electronic în funcție de tipul motorului și condițiile de pornire ale acestuia.

Injectoarele sunt componentele sistemului de injecție care asigură introducerea combustibilului în camera de ardere. În momentul de față se utilizează două tipuri de injectoare: cu acționare electromagnetă și cu acționare prin intermediul unui cristal piezoelectric. Pe plan mondial producătorii de injectoare de ambele tipuri sunt Bosch, Denso, Delphi și Continental.

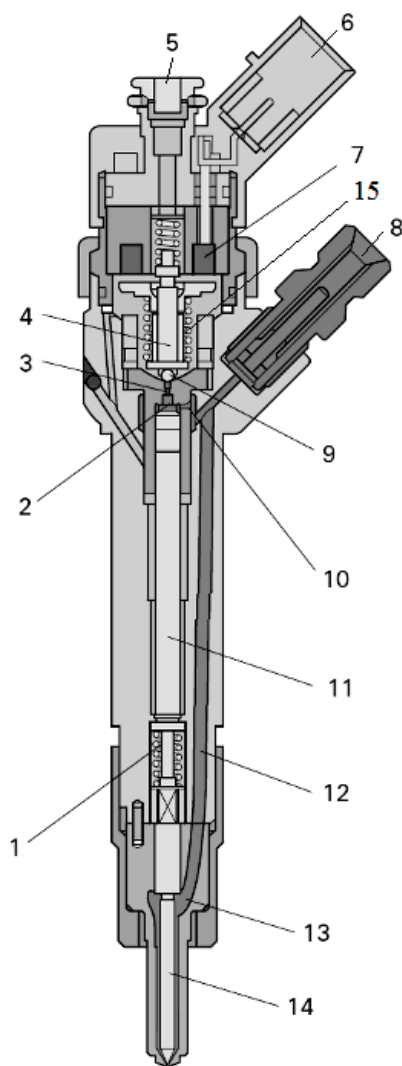


Fig. 4.145. Schema unui injector cu acționare electromagnetă tip CRI 1: 1- arc de revenire a acului injectorului; 2- cameră de control a presiunii; 3- orificiu; 4- armătură mobilă cu supapă; 5- conductă retur; 6- conector electric; 7- electromagnet (solenoid); 8- racord alimentare înaltă presiune; 9- supapă cu bilă; 10- orificiu restrictor; 11- tijă împingătoare; 12- canal alimentare cu combustibil sub presiune; 13- cameră combustibil injector; 14- ac injector; 15- arc revenire armătură mobilă (Sursa: VW)

Un injector cu comandă electromagnetă (fig. 4.145.) realizează închiderea și deschiderea acului injectorului prin intermediul unor diferențe de presiune.

De la conducta de înaltă presiune combustibilul ajunge atât în camera de control a presiunii 2, cât și în camera de combustibil a injectorului 13. Când electromagnetul nu este alimentat cu curent electric, presiunea din camera 2 și tensiunea arcului de revenire 1 înving forța de presiune a combustibilului din camera 13 și acul injectorului este menținut coborât, obturând orificiile pulverizatorului (fig. 4.146.). În această poziție armătura mobilă 4 este acționată de arc 14 și menține închisă supapa cu bilă 9, presiunea din camera 2 fiind menținută constantă ca urmare a asigurării legăturii ei cu conducta de înaltă presiune prin orificiul 10.

Când electromagnetul este alimentat cu curent (comanda este dată de către calculatorul de injecție) armătura mobilă este deplasată în sus, supapa cu bilă se deschide și face legătura camerei de control a presiunii cu conducta de retur a combustibilului. Scade presiunea din camera 2 iar forța de presiune a combustibilului din camera 13 învinge rezistența arcului 1 și acul injectorului se ridică de pe scaun, declanșând injecția. La încetarea alimentării cu curent

a electromagnetului armătura mobilă este împinsă de arcu 15 și închide supapa cu bilă 9. Crește imediat presiunea din camera de control a presiunii iar acul injectorului revine pe scaunul său oprind injecția.

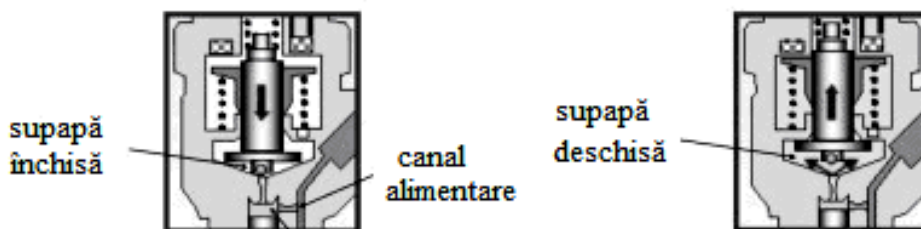


Fig. 4.146. Modul de comandă al electromagnetului

Închiderea și deschiderea acului injectorului se face foarte rapid, astfel că se poate realiza o succesiune de mai multe astfel de închideri și deschideri ale acului injectorului pe durata unui ciclu, permițând folosirea injecției multiple.

O îmbunătățire a timpului de răspuns a injectorului se realizează prin folosirea unui actuator piezoelectric în locul electromagnetului, pentru comanda închiderii și deschiderii acului injectorului.

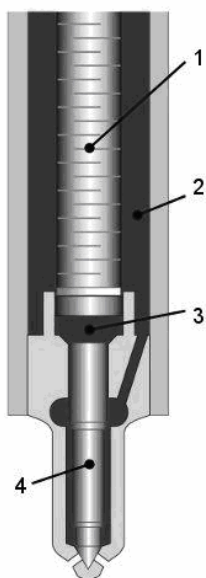


Fig. 4.147. Schema unui injector piezoelectric cu acționare directă

Injectorul cu cristal piezoelectric (fig. 4.147.) acționează direct asupra acului injectorului, chiar dacă între acestea nu există o legătură directă. Avantajul acestui injector este faptul că actuatorul 1 este înconjurat de combustibil sub presiune în camera 2, ca de altfel și acul injectorului 4. Se obține un efect de acumulator de presiune prin care se evită undele de presiune care s-ar forma între injector și rampa comună, în momentul în care se deschide acul injectorului.

La alimentarea cu curent a actuatorului, ca urmare a faptului că combustibilul este incompresibil, mișcarea se transmite direct acului care deschide orificiile de pulverizare.

Întrucât timpii de închidere și deschidere ai acului injectorului sunt foarte mici (de aproximativ trei ori mai rapid ca la acționarea cu electromagnet), injectoarele piezoelectrice pot asigura până la 7 sau chiar 8 injecții pe ciclu, fără a avea nevoie de timpi de așteptare între ele.

Atât injectoarele electromagnetice cât și cele piezoelectrice sunt controlate de către un sistem electronic de control și comandate electronic. Se pot realiza mai multe injecții pe ciclul de lucru astfel că procesul de ardere este foarte bine controlat, scăzând emisiile de noxe, nivelul zgomotului motorului, creșterea puterii și reducerea consumului de combustibil.

Și în cazul motoarelor pe motorină se pune problema reducerii emisiilor de substanțe dăunătoare în atmosferă, fiind folosite sisteme de tratare a gazelor port-ardere asemănătoare celor de la motoarele pe benzină. Specific motorului diesel este faptul că în funcție de modul de desfășurare a procesului de ardere a combustibilului, respectiv regimul de funcționare al motorului, gazele de ardere conțin îndeosebi particule de carbon, sulfuri și aerosoli, cu acțiune nocivă asupra mediului. Particulele rezultate din ardere au un efect major asupra sănătății omului și de aceea nivelul lor a fost restricționat prin normele specifice europene (fig. 4.148.)

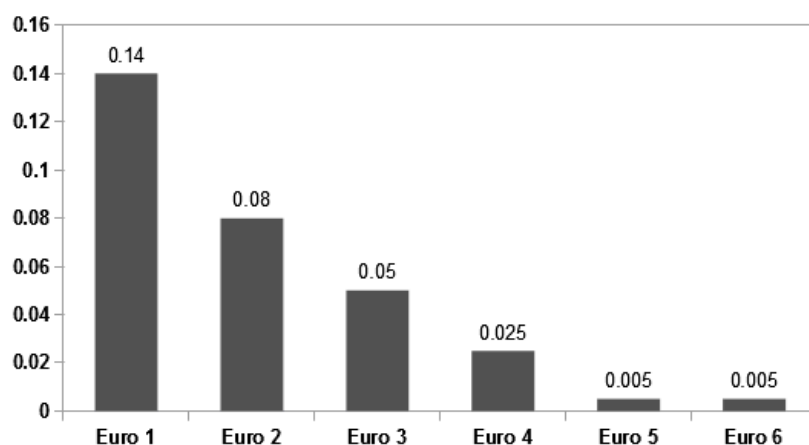


Fig. 4.148. Nivelul emisiilor de particule (în g/km) admis în EU

Particulele rezultă din arderea incompletă a combustibilului, fenomenul fiind diminuat printr-un control și o optimizare a procesului de injecție, respectiv prin tratarea gazelor arse. Din a doua categorie face parte și filtrul de particule, care are rolul de a separa particulele solide din gazele de ardere.

Filtrul de particule este plasat în galeria de evacuare, iar pentru corectă sa funcționare mai are nevoie și de alte componente precum senzori de presiune și catalizator de oxidare.

Din punct de vedere al cerințelor filtrul de particule trebuie să asigure reținerea particulelor foarte mici (până la $0,1 \mu\text{m}$), randament la filtrare de peste 95 %, rezistență la temperaturi ridicate de până la $1000-1100^\circ\text{C}$ și să reducă la minim rezistența la curgerea gazelor de ardere.

În majoritatea cazurilor elementul filtrant este realizat din materiale ceramice poroase, capabile să rețină particule foarte fine, dar și să reziste la temperaturi ridicate în faza de regenerare a filtrului.

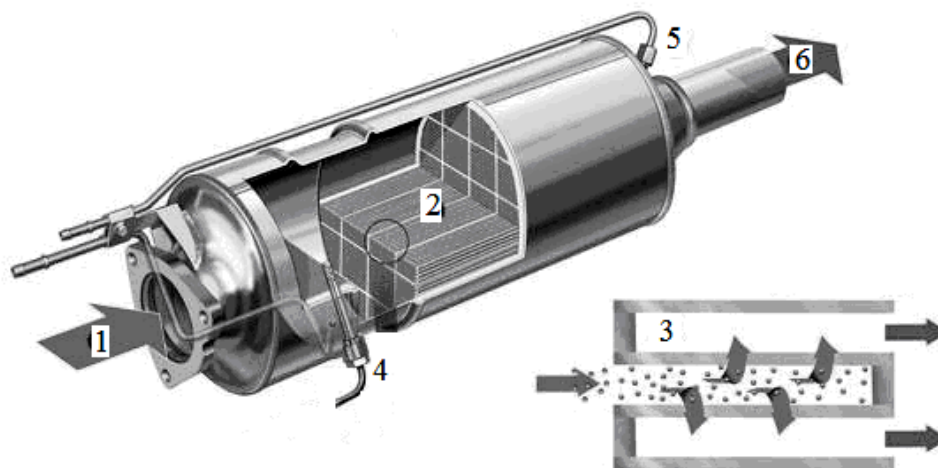


Fig. 4.149. Filtru de particule: 1- intrarea gazelor arse; 2- element filtrant; 3- modul de lucru al filtrului; 4,5 senzor presiune, 6 evacuare gaze filtrate

Întrucât filtrul reține în interior particulele solide, după un anumit timp de funcționare a motorului acesta începe să se umple, mărind rezistența opusă la trecerea gazelor prin filtru. Acest lucru impune o curățire a sa de particule, operație numită regenerarea filtrului și ea presupune arderea particulelor și evacuarea lor sub formă de gaze arse.

Procesul de regenerare impune un proces de ardere în interiorul filtrului, iar acest lucru se poate realiza prin montarea unui injector suplimentar în galeria de evacuare, înaintea catalizatorului de oxidare, respectiv prin divizarea injecției combustibilului cu o întârziere a post-injecției. În primul caz se injectează motorină în galeria de evacuare și care arde în prezența oxigenului din gazele arse și datorită catalizatorului de oxidare. Se ridică temperatura din filtrul de particule la $800-1000^\circ\text{C}$, când particulele sunt arse și evacuate din filtru. În al doilea caz se întârzie post-injecția astfel ca o parte din motorina injectată să ardă în galeria de evacuare și în filtru, efectul fiind același ca în primul caz.

Aprecierea gradului de încărcare a filtrului de particule se face cu ajutorul unor senzori de presiune, plasați înainte și după filtru, semnalele fiind prelucrate de către unitatea electronică de control, aceasta fiind cea care comandă procedura de regenerare a filtrului de particule.

Comparativ cu motoarele pe benzină, motoarele pe motorină produc în urma arderii cantități mai mari de oxizi de azot și particule și pentru respectarea normelor de poluare au nevoie de sisteme suplimentare de post-tratare a gazelor de evacuare. În momentul de față se folosesc două tehnologii de tratare a gazelor arse: cu catalizator/filtru de oxizi de azot, respectiv prin injecția de uree în galeria de evacuare.

Catalizatorul de oxizi de azot se folosește la motoarele de capacitate cilindrică de până la 2 litri, funcționarea fiind asemănătoare ca la catalizatoarele pentru MAS. Metoda de injecție a unei soluții de uree $[\text{CO}(\text{NH}_2)_2]$ se bazează pe reducerea catalitică selectivă, sistemul fiind cunoscut sub denumirea de AdBlue sau Selective Catalytic Reduction (SCR).

Soluția de uree, denumită comercial AdBlue, are concentrația de uree de 32-33 %, este stabilă chimică și are punctul de îngheț la -11°C .

Sistemul de injecție de tip AdBlue este alcătuit dintr-un rezervor de soluție, prevăzut cu o rezistență electrică de încălzire, pompă electrică pentru alimentare, injectorul de uree, catalizatorul SCR și modulul electronic ce comunică cu alte sisteme electronice de control și comandă de pe autovehicul, în unele cazuri și un senzor de oxizi de azot plasat după catalizator pentru a măsura rata de conversie a acestuia.

În figura 4.150 este prezentată schema sistemului de tratare a emisiilor de oxizi de azot prin injecție de uree model Denoxtronic, la care modulul de control electronic comunică prin intermediul magistralei CAN cu celelalte calculatoare de pe autovehicul. Comanda injecției de uree în sistemul de evacuare este dat de către blocul electronic, pe baza informațiilor primite de la senzorii specifici.

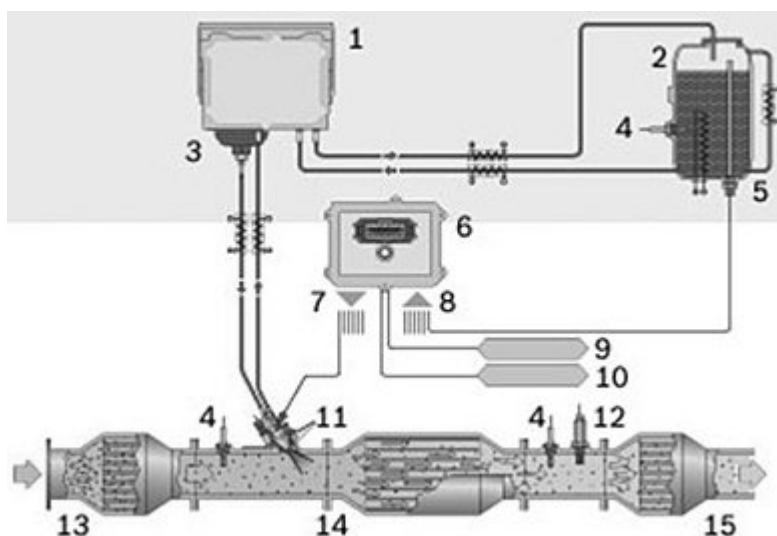


Fig. 4.150. Schema sistemului de tratare a emisiilor de oxizi de azot prin injecție de uree tip Denoxtronic: 1- pompă alimentară uree; 2- rezervor soluție; 3- filtru; 4- senzor temperatură gaze evacuate; 5- senzor nivel soluție; 6- modul electronic; 7- ieșiri modul electronic; 8- intrări modul electronic; 9- comunicare protocol CAN; 10- diagnostică protocol CAN; 11- injector uree; 12- senzor oxizi de azot; 13- catalizator oxidare; 14- catalizator reducere; 15- catalizator neutralizare amoniac (Sursa: Bosch)

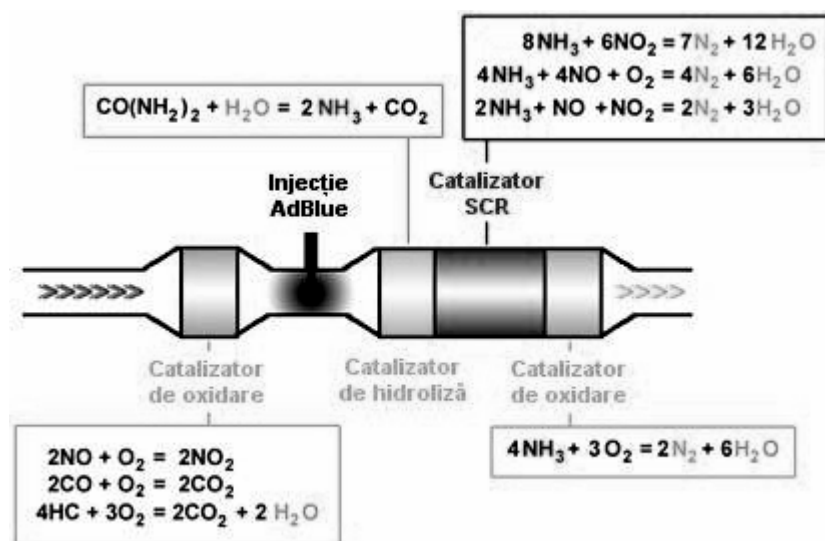


Fig. 4.151. Reacțiile chimice care au loc într-un SCR

Reducerea oxizilor de azot se face pe baza amoniacului și care se obține din soluția de uree în catalizatorul de hidroliză. Deoarece filtrul de particule este inert din punct de vedere chimic, el nu este reprezentat în figură.

În catalizatorul de oxidare are loc convertirea monoxidului de azot în bioxid de azot, monoxidul de carbon în bioxid de carbon și hidrocarburile nearse în bioxid de carbon și apă (fig. 4.151.).

Gazele de ardere de după catalizatorul de oxidare sunt combinate cu soluția de uree, sunt omogenizate cu ajutorul unei site metalice (mixer) și trec prin catalizatorul de hidroliză, unde are loc extragerea amoniacului din soluția de uree și ajung în catalizatorul SCR.

În prezența metalelor din catalizatorul SCR și a amoniacului au loc reacțiile de oxidare a oxizilor de azot la azot gaz și apă, temperatura de reacție fiind sub 300 °C, respectiv reacțiile de reducere a monoxidului și dioxidului de azot la azot liber și apă, temperatura de reacție fiind de peste 500 °C.

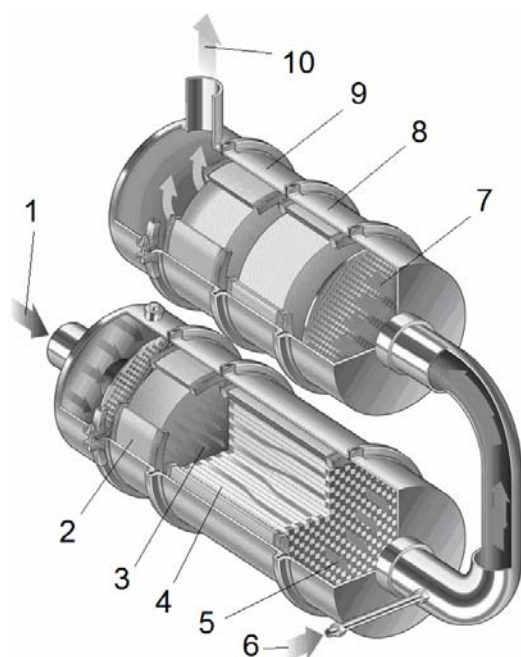


Fig. 4.152. Sistem de post-tratare a gazelor: 1- gaze ardere; 2- catalizator oxidare; 3- particule și oxizi de azot; 4- filtru particule; 5- oxizi de azot; 6- injector uree; 7- oxizi de azot și uree; 8- catalizator hidroliză; 9- catalizator SCR; 10- gaze evacuate (azot, bioxid de carbon, apă) (Sursa Johnson Mattew)

Deoarece după aceste reacții chimice, după catalizatorul SCR rămâne un procent de amoniac în gazele de ardere, este necesară neutralizarea sa în prezența oxigenului, evitând astfel eliberarea în atmosferă cu impact toxic major asupra mediului.

În figura 4.152. este prezentat un alt sistem de post-tratare a gazelor de ardere folosit la motoarele diesel și care corespunde normelor de poluare.

Utilizarea injectiei de uree are o rată de conversie a oxizilor de azot de aproximativ 95 %, dar sistemul presupune costuri suplimentare fiind suficient de complicat constructiv. O variantă care presupune costuri mai mici este cea de folosire a unor filtre speciale pentru oxizii de azot.

Motoarele alimentate cu motorină lucrează cu amestecuri sărace, admisia aerului în cilindri fiind realizată ca efect al depresiunii creată de deplasarea pistonului în cursa de admisie, Practic aerul este aspirat, fiind introdus la o presiune care este inferioară celei atmosferice. Pentru a realiza amestecuri sărace este necesară umplerea cât mai bună a cilindrului cu aer, iar acest lucru se face prin supraalimentarea lor cu aer sub presiune (până la 2-3 bari).

Înainte de a ajunge în cilindrul motorului aerul este precomprimat de un compresor, acționat de către o turbină și care este pusă în mișcare de către gazele de evacuare, schema generală a supraalimentării fiind prezentată în figura 4.153.

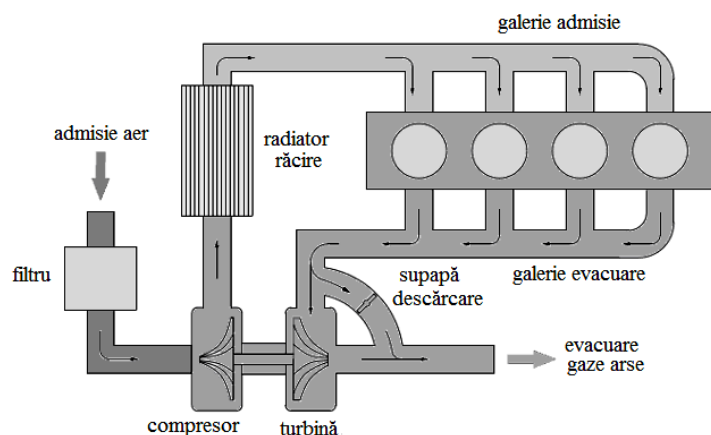


Fig. 4.153. Schema sistemului de supraalimentare cu turbină și compresor

Sistemul poartă denumirea de turbocompresor deoarece turbina este cea care pune în mișcare compresorul, cele două fiind montate pe același ax comun.

Deoarece motorul este prevăzut cu sistem de recirculare a gazelor de ardere (EGR), dar și pentru a reduce temperatura aerului care intră în cilindru, ca urmare a comprimării aerului și al căldurii preluate de

la turbină, instalația este prevăzută un radiator de răcire (intercooler). O răcire a aerului admis în cilindri mărește puterea motorului, scade consumul de combustibil și reduce tensiunile termice din turbină ca efect al scăderii temperaturii gazelor evacuate.

Construcția turbinelor poate fi de tipul cu geometrie fixă a paletelor, respectiv cu geometrie variabilă a paletelor.

Turbinele cu geometrie fixă trebuie să aibă capacitatea de a se roti cu turații astfel încât compresorul să poată furniza aer sub presiune la turații scăzute ale motorului. Dezavantajul apare în situația în care turația motorului este ridicată și compresorul debitează un volum mare de aer la presiune ridicată, afectând stabilitatea mecanică și termică a acestuia. Pentru protecție este prevăzută o supapă de descărcare și care limitează turația compresorului (presiunea aerului comprimat) prin controlul debitului de gaze arse ce pătrunde în turbină. Comanda de închidere și deschidere a supapei de descărcare este comandată de către calculatorul de injecție sau automat în funcție de presiunea aerului după compresor.

Turbinele cu geometrie variabilă (fig. 4.154.) permit modificarea continuă a secțiunii de curgere a gazelor de evacuare în funcție de regimul de lucru al motorului.

Poziția paletelor turbinei se poate modifica prin intermediul unui mecanism pneumatic, comandat de către calculatorul de injecție sau pentru o mai mare precizie, sisteme de acționare electrice.

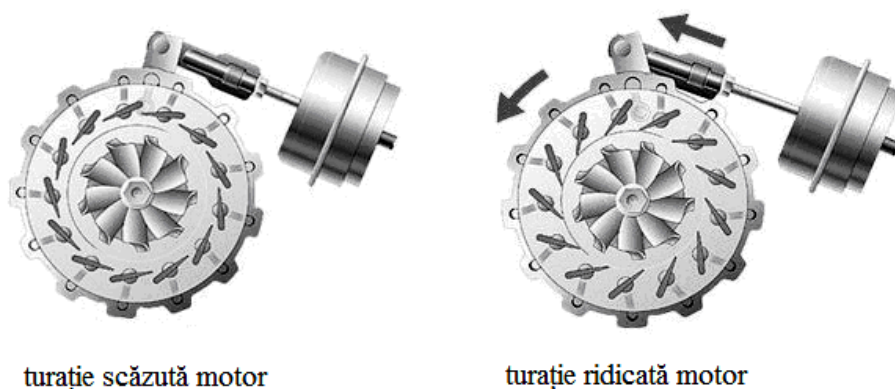


Fig. 4.154. Turbină cu geometrie variabilă (Sursa: Borg Warner)

Deoarece în timpul funcționării motorului pulsul de presiune al gazelor evacuate dintr-un cilindru pot interfera cu un alt cilindru la care supapa de evacuare este încă deschisă, afectând umplerea corectă a acestuia, au fost realizate galerii de evacuare cu trasee separate pentru circulația gazelor arse, eliminând acest dezavantaj (de exemplu, pentru un motor cu patru cilindri se face un traseu separat pentru cilindrii 1 și 4, respectiv altul pentru cilindrii 2 și 3). În același timp turbinele au fost prevăzute cu volute duble (twinscroll) prin care circulă gazele în funcție de numărul de cilindri și modul de cuplare al lor la evacuarea gazelor.

Necesitatea de a asigura aer sub presiune pentru supraalimentare au fost realizate variante de motoare la care se folosesc două sau mai multe turbocompressoare și care alimentează grupe de cilindri (sistemul twin turbo, respectiv quad turbo).

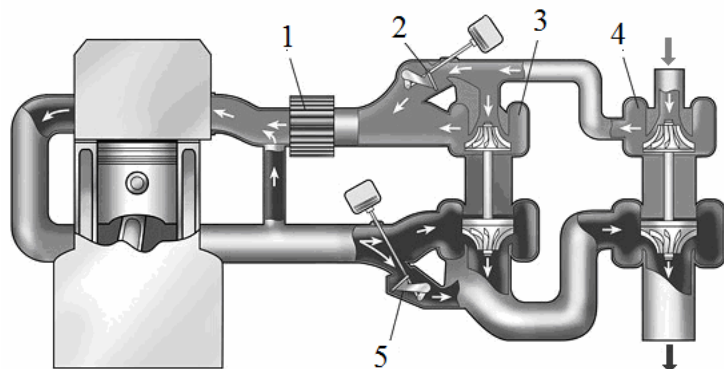


Fig. 4.155. Sistemul de supraalimentare tip biturbo: 1- radiator răcire aer; 2- supapă deviație; 3- turbocompresor de înaltă presiune; 4- turbocompresor de joasă presiune; 5- supapă de descărcare (Sursa: Borg Warner)

Creșterea performanțelor dinamice ale motorului, concomitent cu scăderea consumului de combustibil se poate realiza prin intermediul sistemului de supraalimentare de tip biturbo (fig. 4.155.). Acesta este compus din două grupuri turbocompressoare, unul de joasă presiune și altul de înaltă presiune. Gazele de ardere antrenează prima dată turbina de înaltă presiune, iar apoi turbina de joasă presiune.

Când motorul funcționează la turații scăzute supapa de deviație 2 este închisă, iar turbocompresorul de înaltă presiune comprimă rapid aerul la presiunea necesară umplerii cilindrului. La creșterea turației motorului cantitatea de gaze arse este suficientă pentru antrenarea turbocompresorului de joasă presiune (de dimensiuni mai mari), care preia procesul de comprimare la presiunea necesară admisiei.

Controlul funcționării celor două grupuri de turbocompressoare se face prin intermediul supapei de deviație și a supapei de descărcare, comandate de către calculatorul de injecție, astfel încât să se păstreze presiunea aerului la admisie în parametrii optimi, specific fiecărui regim de funcționare a motorului.

4.4.6. Sisteme de aprindere ale motoarelor

La motoarele pe benzină aprinderea amestecului aer-benzină se realizează cu ajutorul unei scântei produse de către un arc electric. Temperatura de aprindere a amestecului este de aproximativ 400°C și în condiții normale (presiune de 1 bar) ea este asigurată prin descărcare electrică între electrozii unei bujii la tensiuni de 2000 – 3000 V. Având în vedere că la momentul producerii scântei în cilindru presiunea și temperatura sunt diferite, pentru a face posibilă apariția scântei, sistemul de aprindere trebuie să furnizeze tensiuni mult mai mari, între 8000 și 20000 V. De regulă tensiunea aplicată bujiilor variază între 4 -14 kV.

În momentul de față, în construcția autovehiculelor cu motoare pe benzină, se regăsesc sisteme de aprindere cu ruptor-distribuitor, respectiv sisteme de aprindere electronică.

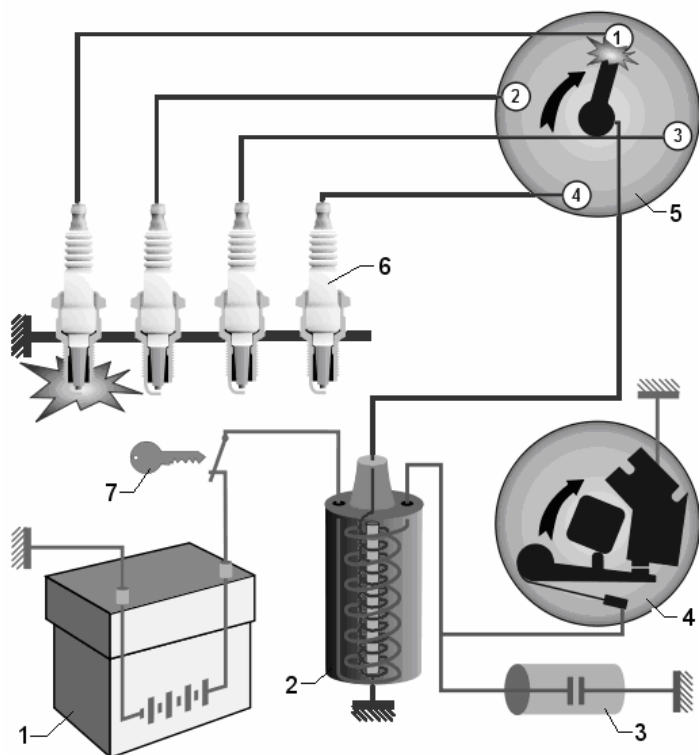


Fig. 4.156. Schema sistemului de aprindere cu ruptor-distribuitor

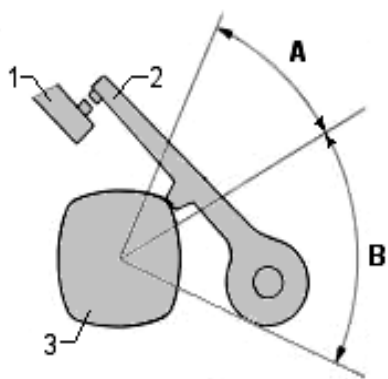
Sistemul de aprindere cu ruptor – distribuitor (fig. 4.156.) este alcătuit dintr-o schemă electrică alimentată de la bateria 1, bobina de inducție 2, condensatorul 3, ruptorul 4, distribuitorul 5 și bujiile 6.

Din punct de vedere electric sistemul este compus din două circuite electrice: circuitul primar sau de joasă tensiune (12-14 V) și circuitul secundar sau de înaltă tensiune (8-20 kV).

La rotirea cheii de contact 7 se face legătura dintre bateria de acumulatori și înfășurarea primară a bobinei de inducție. Circuitul primar se închide prin intermediul condensatorului și a ruptorului.

Când contactul ruptorului este închis bobina de inducție se încarcă cu energie electrică. La deschiderea contactului

ruptorului (ca urmare a acțiunii camei profilate antrenată de la arborele cotit al motorului), circuitul înfășurării primare se întrerupe iar variația intensității câmpului magnetic induce în înfășurarea secundară a bobinei o tensiune înaltă. Această tensiune este distribuită către fiecare bujie de către distribuitorul 5 și prin străpungerea întrefierului produce scânteia.



Ruptorul este dispozitivul care asigură închiderea și deschiderea circuitului înfășurării primare a bobinei de inducție, în funcție de poziția arborelui cotit al motorului și de avansul la aprindere, modul de acționare fiind prezentat în figura 4.157.

La rotirea camei profilate 3 se acționează asupra armăturii cu contact mobil 2 și care, față de contactul fix 1, ocupă poziția închis (unghiul B sau unghi Dwell), respectiv deschis (unghiul A).

Fig. 4.157. Modul de lucru al ruptorului

Pe măsură de crește turația motorului, timpul de închidere a ruptorului scade, reducând corespunzător și cantitatea de energie electrică acumulată în înfășurarea primară a bobinei. Efectul este scăderea tensiunii din înfășurarea secundară și implicit a intensității și duratei scânteii.

Pentru a obține puterea maximă la un motor cu benzină, scânteia electrică trebuie să se producă cu un avans la aprindere, valorile optime fiind de 20-25 °RAC. La rândul său avansul la aprindere depinde de turația și sarcina motorului, sistemul de aprindere cu ruptor-distribuitor fiind prevăzut cu două sisteme de reglare a avansului, un mecanism centrifugal și un mecanism vacuumatic. Ambele mecanisme acționează prin rotirea platoului ruptorului cu contacte, în sensul modificării momentului închiderii și deschiderii contactului ruptorului (poziția armăturii mobile față de camă).

Sistemele de aprindere electronică sunt cele care echipează majoritatea motoarelor pe benzină produse în ultimii ani și au în componența lor fie bobine de inducție comandate electronic, fie circuite

de putere cu componente electronice (tranzistoare, tiristoare, etc), capabile de a furniza tensiuni ridicate. În locul ruptorului și a distribuitorului mecanic sunt circuite electronice comandate de către calculatorul de injecție, prin intermediul căruia se reglează și avansul la aprindere în funcție de modul de funcționare a motorului.

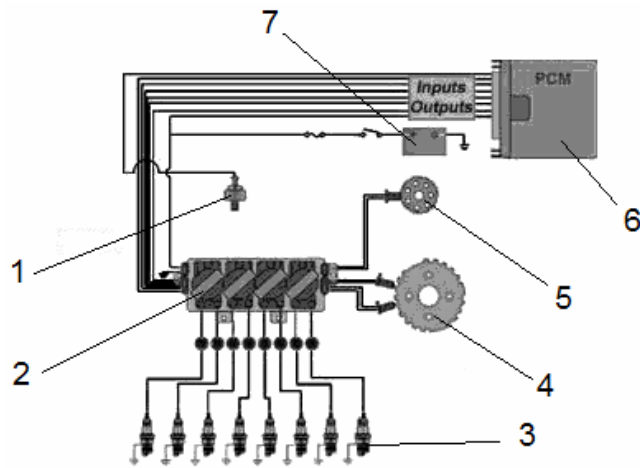


Fig. 4.158. Schema sistemului de aprindere electronică cu bobină pentru fiecare bujie: 1- senzor detonație; 2- bobine individuale; 3- bujii; 4- senzor arbore cotit; 5- senzor ax cu came; 6- unitatea electronică de control; 7- baterie de acumulare.

Sistemul de aprindere electronică din figura 4.158. este alcătuit dintr-un bloc de bobine individuale și care produc tensiunea necesară scânteii la comanda unității electronice de comandă. Unitatea electronică primește informații de la senzorii montați pe arborele cotit și axul cu came, urmând a comanda fiecare bobină de inducție și prin aceasta ordinea de producere a

scânteii în cilindri și avansul la aprindere.

Sistemul de aprindere directă (Direct Ignition) elimină bobina, ruptorul, distribuitorul și fișele de înaltă tensiune, în locul lor pentru fiecare cilindru fiind o bobină aflată în contact direct cu bujia (bobină de aprindere). Acest lucru simplifică circuitul de înaltă tensiune și permite un control foarte precis al momentului producerii scânteii, al duratei acesteia și a avansului la aprindere, prin intermediul calculatorului de injecție și a senzorilor care transmit informațiile cu privire la regimul de funcționare al motorului.

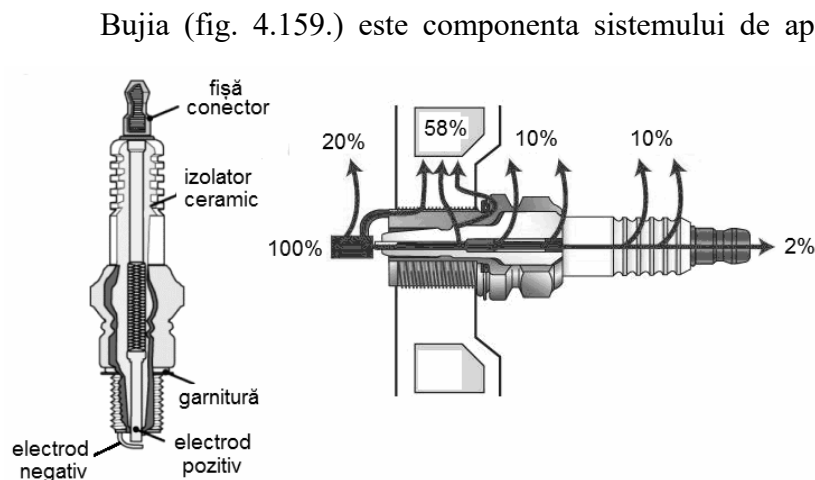


Fig. 5.159. Construcția bujiei și modul de disipare a căldurii

Bujia se fixează în chiulasă prin intermediul unui filet și garnitură metalo-plastică, ce asigură etanșarea camerei de ardere. Lucrând cu tensiuni mari, bujiile sunt izolate electric cu materiale ceramice. Distanța dintre electrozii bujiei este de 0,5-1,2 mm și este spațiul în care se produce scânteia electrică.

Valoarea termică a unei bujii caracterizează felul în care aceasta se comportă la solicitarea termică, din acest punct de vedere fiind bujii calde și bujii reci. Bujiiile calde au partea interioară a izolatorului mai lungă, din care cauză căldura se disipă mai lent. Sunt folosite la motoarele cu turații

scăzute și raport de compresie mic. Bujii reci au partea interioară a izolatorului mai mică, disipă repede căldura și sunt folosite la motoarele de turație ridicată și raport de compresie mare.

În condiții normale temperatura interioară a bujiei este de 500-600 °C, fapt ce permite funcționarea motorului un timp îndelungat, dacă se alege corespunzător tipul de bujie. Fiind în contact cu amestecul carburant, funcționarea bujiei va fi influențată de compoziția sa. Un amestec bogat va determina arderea incompletă și depunerea de fum și funingine pe electrozii bujiei (afectând semnificativ producerea scânteii), în timp ce o bujie prea caldă determină încălzirea electrodului central până la alb și chiar topirea sa, motorul continuând să funcționeze după oprire un timp, ca urmare a aprinderilor ce se produc de la punctele foarte calde ale bujiei.

4.4.7. Sisteme de pornire ale motoarelor

Motoarele termice au dezavantajul că nu pot fi pornite decât cu un sistem auxiliar și care, pentru pornirea și funcționarea autonomă a lor, trebuie să realizeze îndeplinească următoarele funcții: să realizeze amestecul aer-combustibil, să realizeze o cursă de comprimare, să realizeze aprinderea la motoarele pe benzină și să aducă turația motorului la minim 100 rot/min.

Pentru a putea realiza toate aceste cerințe, antrenarea în mișcare și pornirea motorului termic se face cu ajutorul unui motor electric ce poartă numele de demaror sau electromotor.

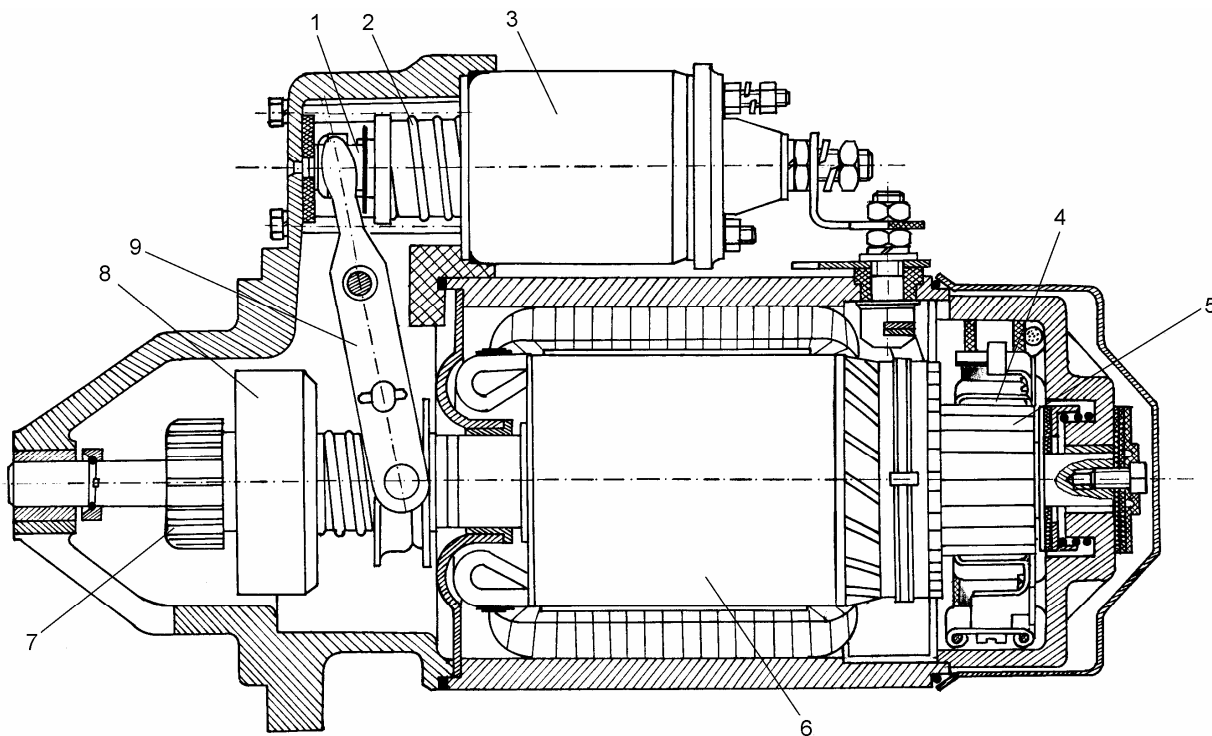


Fig. 4.160. Schema constructivă a demarorului: 1- armătură mobilă; 2- arc revenire; 3- solenoid; 4- perii colectoare; 5- rotor colector; 6- stator; 7- pinion cuplare; 8- cuplaj unisens; 9- levier cuplare

Demarorul (fig. 4.160.) este un motor electric de curent continuu, prevăzut cu un sistem de cuplare a pinionului cu coroana dințată a volantei motorului, angrenarea fiind necesară doar pentru pornirea motorului.

Modul de funcționare a demarorului se poate evidenția după schema electrică (fig. 4.161.). La acționarea contactului cu cheie 1, de la bateria de acumulatori 9 se alimentează circuitul mic al solenoidului, care acționează asupra armăturii mobile 4. În același timp un curent mic alimentează și

înfășurarea principală a statorului demarorului 10, având ca efect o ușoară rotire a rotorului. Mișcarea armăturii mobile determină rotirea levierului de cuplare 5, comprimarea arcului de revenire 8 și deplasarea ansamblului cuplaj unisens 7 și pinionul 6 până la cuplarea cu dantura volantei. Deplasarea armăturii mobile închide contactorul 2, ce face legătura între înfășurarea principală și baterie, curentul absorbit este mare și pinionul pune în mișcare de rotație volanta și implicit motorul.

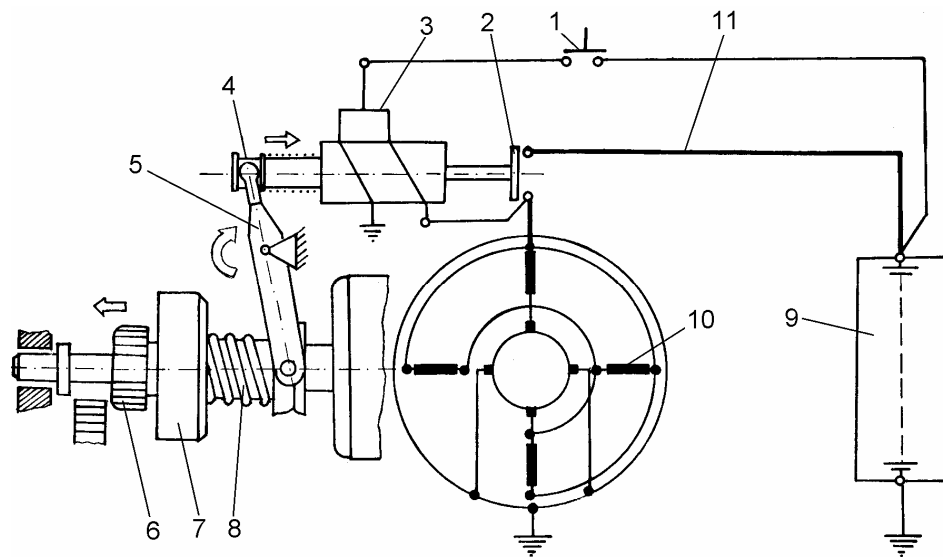
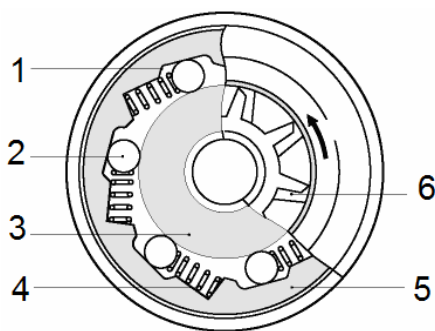


Fig. 4.161. Schema electrică a demarorului

Odată ce motorul este pornit turația sa începe să crească rapid, iar dacă depășește turația pinionului demarorului mișcarea se transmite de la motor către demaror. Cum raportul de transmitere dintre pinion și coroana dințată a volantului are valori între 1:10 – 1:20, în sensul invers al mișcării raportul de transmitere va fi de 10:1 – 20:1 astfel că la o turație de 1000 rot/min a motorului, pinionul demarorului va fi rotit cu cel puțin 10000 rot/min, fapt ce ar distruge demarorul. De aceea sunt prevăzute sisteme de protecție a demarorului, unul fiind cuplajul unisens (fig. 4.162.).



Carcasa cuplajului este conectată cu rotorul demarorului și prin rotirea sa sunt antrenate rolele 2 ce comprimă arcurile 4 și care se deplasează presând pe arborele 3, pe cale-l pun în mișcare.

La creșterea turației motorului peste cea a pinionului, rolele se deplasează în sens invers și pătrund în locașurile 1 decuplând pinionul de carcasă, respectiv de rotorul demarorului.

Fig. 4.162. Cuplajul unisens

Puterea consumată de demaror este mare și ea depinde de condițiile de pornire ale motorului, în special de temperatura exterioară. Cu cât temperatura este mai scăzută, vâscozitatea uleiului din instalația de ungere va face pornirea mai grea.

Motoarele cu aprindere prin scânteie au o pornire mai ușoară ca efect al vaporizării benzinei, în timp ce la motoarele cu aprindere prin comprimare se folosesc sisteme de preîncălzire a aerului.

În ultimul timp au apărut și demaroare la care statorul este alcătuit din magneți permanenți (fig. 4.163.), fapt ce a permis reducerea masei lor. Aceste demaroare sunt folosite la motoare de turații ridicate și au dezavantajul că produc un cuplu motor mai mic la pornire, comparativ cu cele clasice.

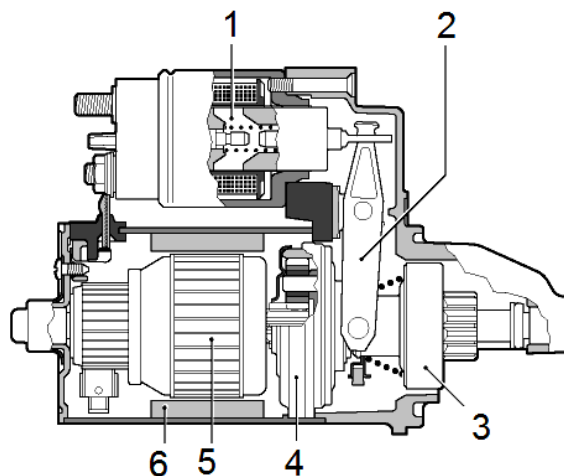


Fig. 4.163. Demaror cu magneți permanenți: 1- solenoid; 2- levier de cuplare; 3- cuplaj unisens; 4- mecanism planetar; 5- rotor demaror; 6- magneți permanenți

Pentru eliminarea acestui dezavantaj demarorul cu magneți permanenți este prevăzut cu un mecanism planetar ce are rolul de a reduce turația și de a mări cuplul.

Pornirea motorului termic în sistemul Stop & Start utilizează de regulă tot un demaror clasic și care este mai robust, permițând un număr mai mare de porniri (fig. 4.164.). Oprirea motorului se face automat, fără intervenția conducătorului, atunci când autovehiculul staționează (la mersul în gol sau ralanti), urmând ca

pornirea să se facă tot automat, la ridicarea piciorului de pe pedala de frână sau la apăsarea pedalei de ambreiaj.

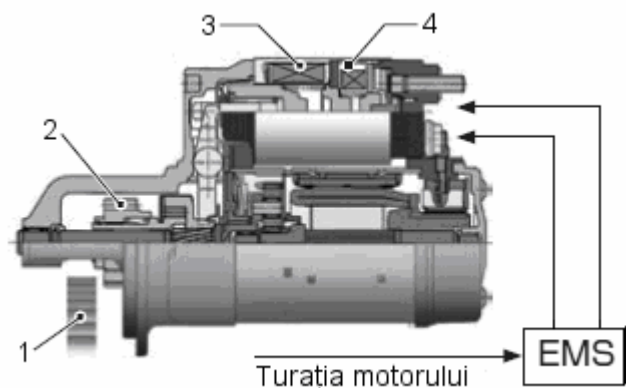


Fig. 4.164. Demaror Stop & Start: 1- dantură volant; 2- pinion; 3- solenoid cuplare pinion-volant; 4- solenoid energizare demaror; EMS- sistemul de control al demarorului (Sursa: Denso)

În acest caz mecanismul de acționare a pinionului este controlat separat față de motorul electric, cuplarea pinionului cu volantul fiind realizat atunci când turația motorului termic este egală cu cea a motorului electric. Prin urmare nu mai este nevoie de oprirea completă a motorului termic.

Sistemul Stop & Start solicită intens bateria de acumuloare, aceasta fiind supusă unui număr mult mai mare de cicluri de descărcare-încărcare. În plus, pe durata cât motorul este oprit bateria de acumuloare alimentează cu energie sistemele electrice, contribuind și mai mult la descărcarea sa. Din acest motiv se apelează uneori la o baterie suplimentară sau un convertor cu rol de stabilizare a tensiunii pe durata cât motorul este oprit.

BIBLIOGRAFIE

1. Abe M. 2009 *Vehicle Handling Dynamics, Theory and Application*, Oxford, Marea Britanie, Edit. Elsevier Ltd.
2. Andreescu C. 2010 *Dinamica autovehiculelor pe roți, Vol.1.*, Editura Politehnica Press, București
3. Antonescu E., Fratila M. 1997 *Instalatii si echipamente auto*, Editura Didactica si Pedagogica Bucuresti.
4. Aramă C., ș.a. 1985 *Automobilul de la A la Z*. Editura Militară București.
5. Bățaș N., ș.a. 1979 *Motoare termice*. Editura Didactică și Pedagogică București.
6. Bățaș N., Rus I. 1991 *Conducerea automobilului*. Editura Sincron Cluj.
7. Bărbulescu F.M. 1960 *Tractoare*. Editura Agro-Silvică București.
8. Bizon N., et al. 2013 *Autonomous Hybride Vehicle. Intelligent Transport Systems and Automotive Technologies*. University of Pitești Publishing House.
9. Bobescu, Gh. ș.a. 1996 *Motoare pentru automobile si tractoare. Vol. I: Teorie si caracteristici*. Editura Tehnică Chișinău.
10. Braes H.H., Seiffert U. 2004 *Handbook of Automotive Engineering*. SAE International Warrendale, Pennsylvania, USA.
11. Canta T., Urdăreanu T. 1987 *Propulsia și circulația autovehiculelor pe roți*. Editura Științifică și Enciclopedică, București.
12. Căpruciu F., ș.a. 1990 *Anvelopele autovehiculelor. Exploatare, Întreținere, Reparare*. Editura Tehnică București.
13. Câmpian, O. Ciolan, Gh. 2001 *Dinamica autovehiculelor, partea I*. Editura Universității Transilvania din Brașov.
14. Câmpian V., ș.a. 1989 *Automobile*. Universitatea Transilvania din Brașov.
15. Ciolan, Gh. Preda, I. 2008 *Dinamica autovehiculelor – I*. Universitatea „Transilvania” din Brașov
16. Cordoș N., ș.a. 2000 *Automobile. Construcție, Uzare, Evaluare*. Editura Todescu Cluj-Napoca.
17. Cristescu D., Răducu V. 1986 *Automobilul. Construcție. Funcționare. Depanare*. Editura Tehnică București.
18. Dumitru P. 1988 *Pompe de injecție și injectoare pentru automobile și tractoare*. Editura Ceres București.
19. Frățila G. 1990 *Manualul conducătorului mecanic auto*. Editura Didactică și Pedagogică Bucuresti.
20. Frățila, G., ș.a. 2005 *Automobile, cunoastere, intretinere si reparare*. Editura Didactică și Pedagogică Bucuresti.
21. S. Marinescu, M. 2008 *Soluții moderne în construcția de automobile*. Academia Tehnică Militară, București.
22. Mihățoiu I., ș.a. *Tractoare*. Editura Ceres București 1984
23. Mihaiu I., Sopa S. 1995 *Motoare și tractoare horticoale*. Casa de Editură Albastră Cluj-Napoca.
24. Neculăiaș, V. 1996 *Mișcarea autovehiculelor*. Editura Polirom Iași.
25. Tecușan N., Ionescu E. 1982 *Tractoare și automobile*. București. Editura Didactică și Pedagogică Bucuresti.
26. Nedeff V., Sin Gh. 1995 *Construcție, exploatarea și întreținerea tractoarelor*. Ministerul Agriculturii și Alimentației.
27. Negrea V. 1997 *Motoare cu ardere internă. Procese. Economicitate. Poluare*. Editura Sedona Timișoara.
28. Nițescu Gh., ș.a. 1974 *Tractoare*. Editura Didactică și Pedagogică București.
29. Năstăsioiu M., ș.a. 2011 *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă I*. Suport de curs pentru IFR. Universitatea Transilvania din Brașov.

30. Oțăt, V., ș.a., 2005 *Dinamica autovehiculelor*. Editura Universitaria Craiova.
31. Rakosi E., ș.a. *Bazele alimentării prin injecție de benzină a motoarelor de automobil*. Editura Politehniun Iași, 2005
32. Rakosi E., Manolache G. 2006 *Instalații anexe ale motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași
33. Rakosi E., ș.a. 2006 *Sisteme de propulsie pentru automobile*. Editura Politehniun Iași.
34. Untaru M., ș.a. 1982 *Calculul și construcția automobilelor*. Editura Didactică și Pedagogică București.
35. Untaru M., ș.a. 1981 *Dinamica autovehiculelor pe roți*. Editura Didactică și Pedagogică București.
36. <http://auto.unitbv.ro/moodle/> Pr