

Gheorghe BOBESCU Gheorghe-Alexandru RADU
Anghel CHIRU Cornel COFARU
UNIVERSITATEA "TRANSILVANIA" BRAȘOV

Vladimir ENE Valentin AMARIEI
Iurie GUBER
UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI
Centrul de perfecționare și recalificare a cadrelor

MOTOARE PENTRU AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

Volumul II

Dinamică, calcul și construcție

CHIȘINĂU
EDITURA "TEHNICA"
1998

Gh. Bobescu, V., Ene și a. Motoare pentru automobile și tractoare: manual pentru instituțiile de învățământ superior.

Chișinău: Editura "Tehnica", 1998 – 409 p.

Redactor: Svetlana Dihor-Balaban

Redactare computerizată: Sergiu Moraru

Prezentarea grafică: M. Bacinschi

Recenzenți: Prof. Dr. Ing. Simion Popescu (Brașov)
Conf. Dr. Dumitru Novorojdin (Chișinău)

ISBN 9975-910-27-0

© Editura "Tehnica", 1998

PREFAȚĂ

Volumul al doilea al cursului "Motoare pentru automobile și tractoare" tratează dinamica, calculul și construcția motorului, mecanismele și sistemele auxiliare ale acestuia.

Cursul este conceput în așa fel încât să răspundă mai complet problematicei cu care se confruntă în prezent constructorii de motoare privind reducerea consumului de combustibil și materiale, micșorarea masei motorului, ridicarea randamentelor tuturor ansamblor și agregatelor auxiliare, sporirea fiabilității acestora și ridicarea eficienței motorului în exploatare.

În volum sunt înserate cele mai noi preocupări întreprinse pe plan mondial pentru modernizarea construcției motoarelor în condițiile adâncirii crizei energetice și de materii prime, căutările cu cea mai evidentă perspectivă de aplicare în producția industrială de motoare.

O atenție deosebită s-a acordat construcției și calculului instalațiilor de ungere, răcire și alimentare cu combustibil, evidențiind particularitățile constructive și cerințele ce trebuie îndeplinite. S-au prezentat, de asemenea, particularitățile constructive ale instalațiilor de injecție de benzină cu comandă electronică.

În calculul subansamblelor motorului s-a valorificat experiența rezultată dintr-o strânsă colaborare a autorilor cu marile întreprinderi de automobile și tractoare din țară și cu centrele de cercetări științifice de pe lângă centrele industriale de specialitate.

Acest volum poate fi utilizat pentru studenții ce se pregătesc în domeniul proiectării, fabricării și exploatării automobilelor și tractoarelor, precum și pentru specializarea mașinilor agricole. De asemenea lucrarea este utilă studenților care audiază cursuri de motoare la specializările ce țin de transporturile feroviare și navale, precum și celor ce se ocupă de studiul instalațiilor petroliere acționate cu motoarele Diesel.

Manualul este util și pentru perfecționarea cadrelor didactice din învățământul preuniversitar tehnic și specialiștilor din transportul auto la cursurile de perfecționare și recalificare.

Autorii

CUPRINS

1. CINEMATICA ȘI DINAMICA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ.....	7
1.1. Cinematica mecanismului bielă-manivelă.....	7
1.2. Forțele care acționează în mecanismul bielă-manivelă.....	17
1.3. Momentul dezvoltat la arborele cotit.....	23
1.4. Influența neuniformității momentului motor asupra variației vitezei unghiulare a arborelui cotit. Alegerea volantului motorului.....	27
1.5. Forțele care acționează pe fusul maneton și lagărul bielei. Diagramele polare ale acestora.....	31
1.6. Forțele care acționează asupra fusului și lagărului palier.....	36
1.7. Ordinea de funcționare a cilindrilor și poziția relativă a manivelor arborelui cotit.....	40
2. ECHILIBRAREA MOTOARELOR.....	45
2.1. Echilibrarea motorului monocilindric.....	45
2.2. Echilibrarea motorului cu doi cilindri.....	47
2.3. Echilibrarea motorului cu 3 cilindri în linie.....	51
2.4. Echilibrarea motorului cu patru cilindri.....	53
2.5. Echilibrarea motorului cu șase cilindri.....	57
2.6. Echilibrarea motorului cu 8 cilindri în V.....	60
3. CONSIDERAȚII PRIVIND PROIECTAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE.....	64
3.1. Cerințe principale față de motoarele pentru automobile și tractoare.....	64
3.2. Criterii privind stabilirea parametrilor de bază ai motoarelor pentru automobile și tractoare și tendințele evoluției acestora.....	65
4. MECANISMUL BIELĂ-MANIVELĂ.....	71
4.1. Construcția blocului motor.....	71
4.1.1. Blocul motor al motoarelor răcite cu lichid.....	73
4.1.2. Blocul motoarelor răcite cu aer.....	81
4.2. Construcția cilindrului.....	82
4.2.1. Cilindri pentru motoarele răcite cu lichid.....	83
4.2.2. Cilindri pentru motoarele răcite cu aer.....	88
4.2.3. Elemente de etanșare a cilindrilor.....	89
4.3. Construcția chiulasei.....	93
4.3.1. Chiulasa motorului răcit cu lichid.....	94
4.3.2. Chiulasa motorului răcit cu aer.....	101

4.4. Construcția grupului piston.....	102
4.4.1. Construcția pistonului.....	102
4.4.2. Construcția segmentilor de piston.....	118
4.4.3. Construcția bolțului.....	126
4.5. Construcția bielei.....	130
4.6. Construcția arborelui cotit.....	138
4.7. Considerații privind calculul pieselor mecanismului bielă-manivelă.....	146
5. MECANISMUL DE DISTRIBUȚIE A GAZELOR.....	172
5.1. Mecanisme de distribuție prin supape.....	173
5.2. Mecanisme de distribuție prin sertare.....	177
5.3. Construcția mecanismului de distribuție.....	179
5.3.1. Grupa supapei.....	179
5.3.2. Organele de acționare a supapei.....	187
5.3.3. Reglări ale mecanismului de distribuție.....	193
5.4. Materiale pentru organele mecanismului de distribuție.....	195
5.5. Calculul mecanismului de distribuție.....	197
5.6. Colectoarele de gaze.....	205
5.7. Amortizoarele de zgomot.....	209
6. INSTALAȚIA DE UNGERE.....	215
6.1. Construcția instalației de ungere.....	216
6.2. Filtrele de ulei.....	222
6.3. Radiatorul de ulei.....	226
6.4. Aparate de siguranță și control.....	227
6.5. Conducte și canalizații.....	228
6.6. Amplasarea filtrelor în circuitul de ungere.....	229
6.7. Ventilația carterului.....	231
6.8. Ungerea motoarelor în doi timpi cu baleiaj prin carter.....	232
6.9. Consumul de ulei.....	233
6.10. Calculul instalației de ungere.....	234
7. SISTEMUL DE RĂCIRE.....	240
7.1. Principii de funcționare a sistemului de răcire.....	240
7.1.1. Construcția sistemului de răcire cu lichid.....	245
7.1.2. Radiatorul.....	247
7.1.3. Pompa de apă.....	251
7.1.4. Ventilatorul.....	254
7.1.5. Termostatul.....	257
7.1.6. Analiza comparativă a sistemelor de răcire.....	259

7.2. Calculul sistemului de răcire cu lichid	260
7.3. Construcția și calculul sistemului de răcire cu aer	264
8. INSTALAȚIA DE ALIMENTARE CU COMBUSTIBIL	268
8.1. Instalația de alimentare la M.A.S.	268
8.1.1. Amestecul carburant	268
8.1.2. Regimurile de funcționare ale motorului	271
8.1.3. Carburatorul elementar	272
8.1.4. Caracteristica carburatorului elementar	278
8.1.5. Dispozitivul principal de dozare	279
8.1.6. Dispozitive auxiliare ale carburatorului	282
8.1.7. Clasificarea carburatoarelor	286
8.1.8. Carburatorul 26/36 CSIC	289
8.1.9. Carburatoare cu comandă electronică	289
8.2. Alimentarea M.A.S prin injecție	294
8.2.1. Procedee de injecție a benzinei	295
8.2.2. Instalații pentru injectarea indirectă a benzinei	297
8.2.3. Comanda electronică a aprinderii	323
8.2.4. Dozajul carburantului	325
8.2.5. Reglarea coeficientului de exces de aer λ	328
8.2.6. Avantajele și dezavantajele injectiei de benzină	330
8.3. Instalația de alimentare a motoarelor cu aprindere prin comprimare	331
8.3.1. Scheme de alimentare	331
8.3.2. Pompă de injecție	334
8.3.3. Pompa de injecție cu elemente grupate într-un agregat	335
8.3.4. Pompa cu distribuitor rotativ	341
8.3.5. Regulatoare de turație	343
8.3.6. Caracteristicile de regulator la M.A.C	350
8.3.7. Variatoare automate de avans	352
8.3.8. Injectorul	352
8.3.9. Elemente comune ale instalațiilor de alimentare pentru M.A.S. și M.A.C.	356
BIBLIORGAFIE	368
ANEXE	371

1. CINEMATICA ȘI DINAMICA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ

1.1. Cinematica mecanismului bielă-manivelă

Analizele cinematice și calculul dinamic al mecanismului bielă-manivelă sunt necesare pentru determinarea forțelor care acționează asupra pieselor motorului. Cercetările de detaliu ale cinematicii mecanismului bielă-manivelă din cauza regimului variabil de funcționare, sunt foarte complexe. La determinarea sarcinilor pe piesele motorului se folosesc însă formule simplificate obținute în ipoteza unei viteze unghiulare constante a arborelui cotit și la regim stabilizat, care dau o precizie suficientă și ușurează esențial calculul.

La o viteză unghiulară constantă de rotație a arborelui cotit, unghiul de rotație este proporțional cu timpul și prin urmare toate mărimile cinematice pot fi exprimate în funcție de unghiul α de rotație a arborelui cotit.

În calcule se consideră că poziția inițială pentru măsurarea unghiului α este poziția corespunzătoare pentru care pistonul este la distanța maximă de la axa arborelui cotit.

În construcția de motoare se întâlnesc scheme ale mecanismului *bielă-manivelă de tip axat*, când axa cilindrului intersectează axa arborelui cotit și *dezaxat*, când cele două axe nu se intersectează.

Pe schema principală a mecanismului bielă-manivelă axat (fig. 1.1), s-au făcut următoarele notații:

α – unghiul de rotație al manivelei la un moment dat, care se măsoară de la axa cilindrului în sensul de rotație al arborelui cotit (sensul acelor de ceasornic);

β – unghiul de înclinare al axei bieiei, în planul ei de oscilație, de o parte a axei cilindrului;

ω – viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit ($\omega = \frac{\pi n}{30}$);

$S = 2R$ – cursa pistonului, sau distanța între p.m.s. și p.m.i.;

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

L – lungimea bieiei;

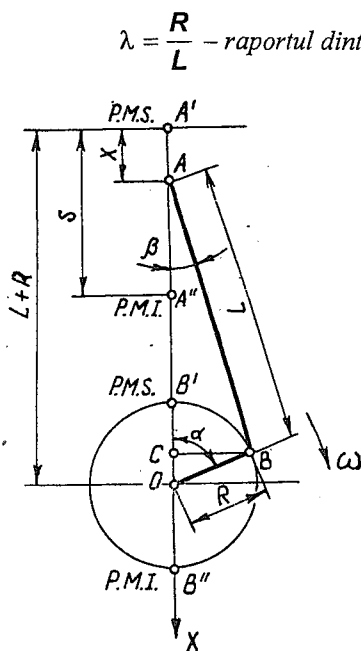


Fig. 1.1. Mecanismul bielă-manivelă cu piston axat

inițială va fi:

$$\overline{AA'} = \overline{A'O} - \overline{AO} = R + L - \overline{AO}.$$

Din $\triangle AOB$ se poate determina $\overline{AO}$:

$$\overline{AO} = \overline{AC} + \overline{CO} = L \cos \beta + R \cos \alpha.$$

Deci:

$$S_x = \overline{AA'} = R + L - (L \cos \beta + R \cos \alpha).$$

sau

$$S_x = R[(L - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos \beta)]. \quad (1.1)$$

Din $\triangle AOB$ se determină dependența dintre unghiurile α și β :

$$L \sin \beta = R \sin \alpha.$$

de unde:

La motoarele contemporane de automobile și tractoare

$$\beta_{\max} = 12 \dots 18^\circ, \text{ iar } \lambda = \frac{1}{3,0} \dots \frac{1}{3,8}$$

(motoare de automobile) și

$$\lambda = \frac{1}{3,2} \dots \frac{1}{4,2} \text{ (motoare de tractoare).}$$

Mărimile S și L sunt principalii parametri constructivi ai mecanismului bielă-manivelă.

Cinematica mecanismului bielă-manivelă implică determinarea deplasării, vitezei și accelerației pistonului și viteza unghiulară a bielei.

Deplasarea pistonului. Legea de variație a deplasării S_x a pistonului în funcție de unghiul α se determină analitic.

Cu notațiile din fig. 1.1, la rotația manivelei cu unghiul α , deplasarea pistonului (S_x) de la poziția

$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha. \quad (1.2)$$

Dar

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}},$$

poate fi dezvoltat folosind regula dezvoltării binomului Newton:

$$(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) \lambda^4 \sin^4 \alpha - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) \left(\frac{1}{2} - 2 \right) \lambda^6 \sin^6 \alpha + \dots$$

Cu suficientă precizie, pentru calculele practice, se iau în considerare numai primii doi termeni ai seriei:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha. \quad (1.3)$$

În mod real pentru $\alpha = 90^\circ$ și $\alpha = 270^\circ$, pentru o valoare a lui $\lambda = \frac{1}{3,5}$, valorile termenilor al treilea și a patrulea vor fi 0,00083 și respectiv 0,000034.

Înlocuind în relația (1.1) valoarea lui $\cos \beta$ din (1.3), se obține:

$$S_x = R[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha].$$

Dar:

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha),$$

și

$$S_x = R[(1 - \cos \alpha) \pm \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)]. \quad (1.4)$$

Semnul (+) din relația (1.4) corespunde deplasării pistonului măsurată de la p.m.s. la p.m.i., iar (-) - pentru deplasare măsurată de la p.m.i. la p.m.s.

Cursa pistonului reprezintă suma a două deplasări armonice, una de ordinul întâi și alta de ordinul doi:

$$S_x = S_{xI} + S_{xII}.$$

Cursa care descrie deplasarea pistonului, în dependență de variația lui α , reprezintă suma a $n+1$ componente armonice. Aceste componente, superioare celui de-al doilea termen, așa cum s-a arătat mai sus, exercită o influență foarte mică asupra valorii lui S_x , de aceea în calcule se va ține cont numai de primele două armonice:

$$S_{xI} = R(1 - \cos \alpha), \quad (1.5)$$

$$S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha). \quad (1.6)$$

Cursa deplasării pistonului are cea mai mare deviație de la mișcarea simplă armonică, datorită lungimii finite a bielei atunci când

$$\frac{dS_{xII}}{d\alpha} = R \frac{\lambda}{4} \sin 2\alpha = 0, \text{ adică la } \alpha=90^\circ \text{ și } \alpha=270^\circ.$$

$$\text{În aceste cazuri } S_x = R \frac{\lambda}{2}.$$

Această analiză a deplasării pistonului este necesară și pentru calculul volumelor generate de piston pentru diverse faze ale ciclului, ținând seama că volumul pentru o fracțiune S_x a cursei S este dată de relația:

$$V_P = \frac{\pi D^2}{4} S_x. \quad (1.7)$$

Determinarea deplasării pistonului funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit se poate face și grafic cu ajutorul diagramei bicentrice (metoda F. Brix). Pentru aceasta din bicentrul O' și la o depărtare de $R \frac{\lambda}{2}$

de centrul O spre p.m.i. se duce o dreaptă înclinată cu un unghi α în raport cu diametrul $B'B''$. Proiecția C' a punctului de intersecție C pe axa verticală reprezintă locul în care se găsește pistonul la unghiul dat α , iar segmentul $B'C'$ reprezintă deplasarea pistonului (fig. 1.2).

Deplasarea $\overline{B'C'} = S_x$ poate fi exprimată astfel:

$$\overline{B'C'} = \overline{B'B_I} + \overline{B_I C'} = \overline{B'O} - \overline{B_I O} + \overline{B_I C'}.$$

Considerând pentru arcul $\overline{BC}$, segmentul $\overline{BC}$ perpendicular pe $\overline{O'C}$, se poate scrie:

$$\overline{B'C} = (R - R \cos \alpha) + \overline{BC} \sin \alpha = R(1 - \cos \alpha) + \overline{OO'} \sin \alpha \cdot \sin \alpha,$$

și exprimând pe $\sin^2 \alpha$ prin cosinusul unghiului dublu, vom avea:

$$\overline{B'C'} = R[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)] = S_x.$$

Această demonstrație a metodei grafice de generare a deplasării pistonului în funcție de unghiul de rotație α s-a făcut și pentru a elucida modul de generare experimentală a diagramelor indicate cu ajutorul unor traductori excentrici cu diferite excentricități în funcție de mărimea raportului dintre raza manivelei și lungimea bielei.

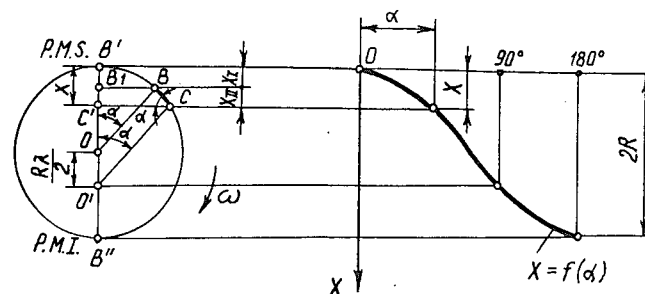


Fig. 1.2. Determinarea grafică a deplasării pistonului

Viteza pistonului. Derivând relația (1.4) în raport cu timpul, se obține dependența analitică dintre unghiul de rotație al arborelui cotit și viteza pistonului:

$$V = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dS_x}{d\alpha} \cdot \omega. \quad (1.8)$$

Deci:

$$V = R\omega (\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha). \quad (1.9)$$

Viteza pistonului poate fi considerată ca suma a două armonice:

$$V_I = R\omega \sin \alpha; \quad (1.10)$$

$$V_{II} = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha. \quad (1.11)$$

Construcția grafică a variației vitezei pistonului în funcție de unghiul de rotație al manivelei se poate obține trasând sinusoida de ordinul unu:

$$V_I = R\omega \sin \alpha \text{ și sinusoida de ordinul de al doilea:}$$

$$V_{II} = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \text{ și apoi adunând algebric ordonatele lor.}$$

În relația (1.8) se observă că la $\alpha=0$ și $\alpha=180^\circ$ (adică în *p.m.s.* și *p.m.i.*) viteza pistonului este egală cu zero, ceea ce condiționează în aceste puncte schimbarea direcției de mișcare a pistonului. La $\alpha=90^\circ$, $V=R\omega$, viteza pistonului este egală cu viteza de rotație a fusului maneton.

Armonica de gradul doi, care ține seama de lungimea finită a bieiei, deplasează valoarea maximă a vitezei pistonului spre *p.m.s.*, deci $\alpha_{Vmax} < 90^\circ$.

Viteza pistonului are valoarea maximă când:

$$\frac{dV}{d\alpha} = R\omega(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = R\omega[\cos \alpha + \lambda(2\cos^2 \alpha - 1)] = 0.$$

Astfel:

$$2\lambda \cos^2 \alpha + \cos \alpha - \lambda = 0$$

sau

$$\cos^2 \alpha + \frac{1}{2\lambda} \cos \alpha - \frac{1}{2} = 0.$$

Rezolvând ecuația de gradul doi de mai sus, se obține:

$$\cos \alpha_{Vmax} = \frac{1}{4\lambda} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda}\right)^2 + \frac{1}{2}}.$$

Semnul din fața radicalului trebuie considerat pozitiv, deoarece în caz contrar mărimea reală a lui λ dă $\cos \alpha > 1$.

Rezultă:

$$\alpha_{Vmax} = \arccos \left[\sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda}\right)^2 + \frac{1}{2}} - \frac{1}{4\lambda} \right] = f(\lambda). \quad (1.12)$$

Mărimea α_{Vmax} calculată după această formulă pentru diferite valori ale λ se dă în tabelul 1.1.

Tabelul 1.1

Calculul raportului V_{max}/V_{med} în funcție de λ

λ	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2
α_{Vmax}	74° 28'	75° 10'	75° 50'	76° 26'	77° 0'	77° 32'
V_{max}/V_{med}	1,637	1,631	1,626	1,622	1,617	1,614

Poziția vitezei maxime a pistonului poate explica forma uzurii cilindrului în lungul axei sale.

Unul din parametrii care caracterizează construcția motorului este viteza medie a pistonului:

$$V_{med} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{2R\omega}{\pi}. \quad (1.13)$$

Viteza medie a pistonului la motoarele autovehiculelor contemporane variază între limitele 6,5-15 m/s. Valorile mai mari se referă la motoarele autoturismelor, iar cele mici la motoarele de tractoare și camioane.

Deoarece uzura cilindrului, pistonului și segmentilor e aproximativ proporțională cu viteza medie a pistonului, pentru mărirea fiabilității motorului se tinde spre reducerea ei.

Raportul V_{max}/V_{med} se poate scrie astfel:

$$\frac{V_{max}}{V_{med}} = \frac{R\omega \left(\sin \alpha_{Vmax} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_{Vmax} \right)}{2 \frac{R\omega}{\pi}}$$

sau

$$\frac{V_{max}}{V_{med}} = \frac{\pi}{2} \left(\sin \alpha_{Vmax} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_{Vmax} \right).$$

Valoarea acestui raport pentru diferite valori ale lui λ se abate foarte puțin de la mărimea 1,625, ceea ce permite cu suficientă aproximație pentru calculele practice să se ia:

$$V_{max} = 1,625 V_{med} = 1,625 \frac{S \cdot n}{30}. \quad (1.14)$$

Accelerația pistonului. Derivând în raport cu timpul expresia vitezei pistonului, se obține:

$$j = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \omega \quad (1.15)$$

sau

$$j = R\omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha). \quad (1.16)$$

Expresia accelerației este compusă din suma a două armonici:

$$j_I = R\omega^2 \cos \alpha, \quad (1.17)$$

$$j_{II} = R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (1.18)$$

Accelerația atinge valoarea maximă când:

$$\frac{dj}{d\alpha} = R\omega^2 (\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha) = 0,$$

Astfel:

$$\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha = \sin \alpha + 4\lambda \sin \alpha \cos \alpha = \sin \alpha (1 + 4\lambda \cos \alpha) = 0.$$

Dacă $\sin \alpha = 0$, accelerația maximă va fi pentru $\alpha = 0$ și $\alpha = 180^\circ$, adică în *p.m.s.* și *p.m.i.*

Deci:

$$j_{\alpha=0} = R\omega^2 (1 + \lambda), \quad (1.19)$$

$$j_{\alpha=180^\circ} = R\omega^2 (1 - \lambda). \quad (1.20)$$

Forma curbei accelerației pistonului în acest caz se prezintă în fig. 1.3, a.

În al doilea caz, când

$$\alpha = \arccos\left(-\frac{1}{4\lambda}\right) \text{ numai pentru}$$

mecanismele cu $\lambda > \frac{1}{4}$, accelerația atinge o a doua valoare maximă negativă:

$$j_{\alpha'} = R\omega^2 (\cos \alpha' + \lambda \cos 2\alpha') = R\omega^2 [\cos \alpha' + \lambda (2 \cos 2\alpha' - 1)],$$

Deci:

$$j_{\alpha'} = R\omega^2 \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right). \quad (1.21)$$

Curba accelerației pistonului în acest caz are forma din fig. 1.3, b.

Mărimea absolută a diferenței dintre cele două valori negative maxime ale accelerației pistonului este:

$$j_{\alpha'} - j_{\alpha=180^\circ} = R\omega^2 \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right) - R\omega^2 (1 - \lambda) = R\omega^2 \frac{(4\lambda - 1)^2}{8\lambda}.$$

Pentru $\lambda = \frac{1}{4}$ această diferență devine egală cu zero.

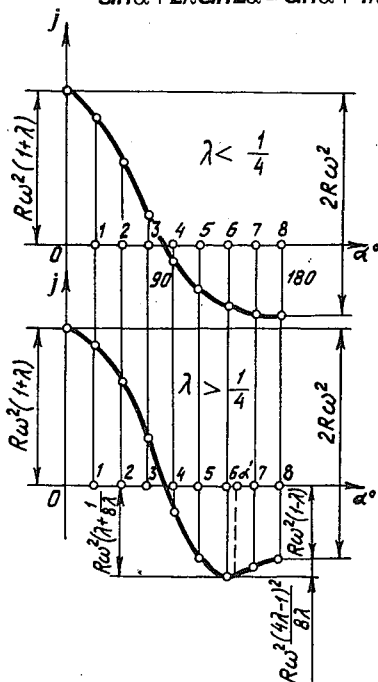


Fig. 1.3. Diagrama accelerației pistonului

Unghiul de rotație al arborelui cotit, la care accelerația pistonului este egală cu zero, corespunde unghiului la care viteza pistonului are valoarea maximă.

Mecanismul bielă-manivelă dezaxat, la care axa cilindrului nu intersectează axa arborelui cotit, se prezintă în schema din fig. 1.4.

El se caracterizează prin mărimea dezaxării

relative $K = \frac{a}{R}$ ($K = 0,05 \dots 0,2$ la motoarele cu ardere internă).

Poziția manivelei corespunde în *p.m.s.* și *p.m.i.* suprapunerii axei manivelei cu axa bielei pe aceeași linie dreaptă și este determinată de unghiurile α_1 și α_2 .

Din triunghiurile $\Delta A'E \equiv 0$ și $\Delta A''E \equiv 0$ se poate scrie:

$$\sin \alpha_1 = \frac{a}{L+R} = \frac{\lambda K}{1+\lambda}; \quad (1.22)$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{a}{L-R} = \frac{\lambda K}{1-\lambda}. \quad (1.23)$$

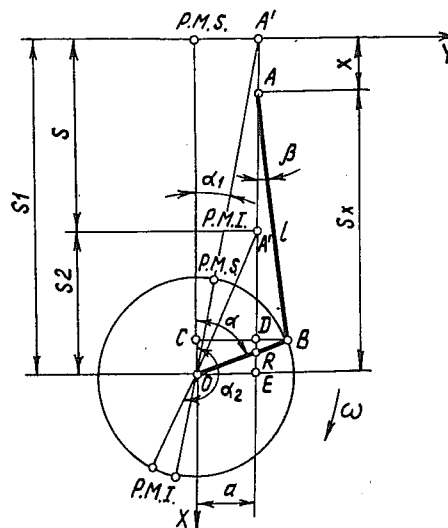


Fig. 1.4. Mecanismul bielă-manivelă dezaxat

Unghiul de rotație al manivelei de la *p.m.s.* la *p.m.i.* este $(\alpha_2 - \alpha_1)180^\circ$, iar unghiul de rotație de la *p.m.i.* la *p.m.s.* devine $(360 - (\alpha_2 + \alpha_1)) < 180^\circ$.

Din triunghiurile ΔABD și ΔBOC se stabilește legătura între α și β : $L \sin \beta = R \sin \alpha - a$,

de unde

$$\sin \beta = \lambda (\sin \alpha - K). \quad (1.24)$$

La suprapunerea bielei peste axa cilindrului ($\sin \alpha = K$ și $\alpha = \arcsin K$), unghiul $\beta = 0$.

Când $\sin \alpha = 1$ ($\alpha = 90^\circ$ și $\alpha = 270^\circ$), unghiul β are valoarea maximă și $\sin \beta_{\max} = \pm \lambda (1 - K)$. (1.25)

Cursa pistonului la mecanismul dezaxat este mai mare decât la cel normal în condiții aproximativ egale.

Cursa S se exprimă astfel:

$$S = S_1 - S_2$$

unde

$$S_1 = \sqrt{(L+R)^2 - a^2} = R \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - K^2},$$

$$S_2 = \sqrt{(L-R)^2 - a^2} = R \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - K^2}.$$

Deci:

$$S = R \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - K^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - K^2} \right].$$

Descompunând ambii radicali cu ajutorul binomului lui Newton și neglijând termenii de ordin superior se obține:

$$S \approx 2R \left[1 + \frac{K}{2\left(\frac{1}{\lambda^2} - 1\right)} \right].$$

Expresia din paranteze este mai mare ca unitatea $S > 2R$.

Deplasarea pistonului va fi în acest caz:

$$X = S_1 - S_x,$$

unde

$$S_x = R \cos \alpha + L \cos \beta = R \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right).$$

Prin urmare:

$$X = R \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - K^2} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right].$$

Exprimând $\cos \beta$ prin $\sin \beta$:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

și înlocuind $\sin \alpha$ din relația (1.24) se obține:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2}.$$

Dezvoltând ambii radicali în serie rezultă:

$$X \approx R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) - k\lambda \sin \alpha \right]. \quad (1.26)$$

Viteza pistonului devine:

$$V = \frac{dX}{dt} = \frac{dX}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dX}{d\alpha}.$$

Deci:

$$V \approx R\omega \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - k\lambda \cos \alpha \right). \quad (1.27)$$

Accelerația pistonului va fi:

$$j \approx R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + k\lambda \sin \alpha). \quad (1.28)$$

La motoarele cu ardere internă cu mecanism bielă-manivelă dezaxat, expresiile cursei, vitezei și accelerației pistonului se deosebesc de expresiile obținute pentru mecanismul normal axat doar prin cel de-al treilea termen, care ia în considerare influența dezaxării ($K\lambda=0,01...0,06$).

1.2. Forțele care acționează în mecanismul bielă-manivelă

În timpul funcționării motorului, asupra mecanismului bielă-manivelă acționează forțele date de presiunea gazelor din cilindru și forțele de inerție ale maselor acestui mecanism aflate în mișcare. Forțele de frecare se neglijează în calculul dinamic al mecanismului. Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare sunt constituite din forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare alternativă de translație (indice j) și forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare de rotație (indice r). Analiza acestor forțe este necesară pentru efectuarea calculului pieselor acestui mecanism, pentru determinarea sarcinilor în lagăre, pentru cercetarea oscilațiilor de torsiune etc.

La determinarea forțelor din elementele mecanismului bielă-manivelă este recomandabil să se înceapă cu determinarea forțelor care acționează de-a lungul axei cilindrului, cercetând separat forțele de presiune a gazelor și forțele de inerție.

Forța de presiune a gazelor. Variația de presiune a gazelor în funcție de cursa pistonului sau unghiului de rotație al arborelui cotit se determină după diagrama indicată. La proiectare, diagrama indicată se construiește pe baza calculului termodinamic. Această diagramă redă în mod normal variația presiunii gazelor în funcție de cursa pistonului. Cu metoda Brix se desfășoară diagrama indicată în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit.

Forța de presiune a gazelor pe piston se determină cu expresia:

$$F_g = (p_g - p_o) A_p, \quad (1.29)$$

unde

A_p - aria suprafeței capului pistonului;

p_g - presiunea gazelor în cilindru după diagrama indicată;

p_o - presiunea mediului ambiant.

Prin urmare, diagrama indicată desfășurată va reprezenta la o scară corespunzătoare variația forței dată de presiunea gazelor în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, $F_g = f(\alpha)$. Forța de presiune a gazelor este îndreptată după axa cilindrului și poate fi considerată aplicată în axa bolțului de piston. Această forță este considerată pozitivă când este orientată spre axa arborelui cotit și negativă când este orientată în sens invers (la $p_g < p_o$). Forța maximă se consideră, de obicei, în *p.m.s.*

Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare de translație (F_j) se determină prin multiplicarea acestor mase (m_j), considerate în axa bolțului de piston, cu accelerația pistonului, adică:

$$F_j = -m_j \cdot j. \quad (1.30)$$

Masele aflate în mișcare de translație sunt constituite din masa pistonului asamblat (m_p), cuprinzând masa pistonului, segmentilor, bolțului și siguranțelor acestuia și o parte din masa bielei m_{lb} , care se consideră concentrată în axa piciorului acesteia. Astfel:

$$m_j = m_p + m_{lb}. \quad (1.31)$$

Întreaga masă a bielei se consideră aproximativ concentrată în cele două axe în care este articulată, respectiv în axa piciorului bielei (m_{lb}) și în axa capului bielei (m_{2b}). Prima componență a masei bielei m_{lb} este

luată în calcul la determinarea forței de inerție F_j , iar a doua componentă m_{2b} se adaugă maselor rotitoare ale manivelei.

Pentru majoritatea motoarelor de autovehicule repartizarea masei bielei pe cele două componente se află în limitele următoare:

$$m_{lb} = (0,2 \dots 0,3) m_b \text{ și } m_{2b} = (0,8 \dots 0,7) m_b, \quad (1.32)$$

putându-se lua $m_{lb} = 0,275 m_b$ și $m_{2b} = 0,725 m_b$.

Forțele de inerție F_j se pot exprima, ținând seama de expresia generalizată a accelerației pistonului, sub forma următoare:

$$F_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + k\lambda \sin \alpha). \quad (1.33)$$

Forța de inerție F_j poate fi considerată ca sumă a două forțe corespunzătoare primelor două armonice ale accelerației pistonului, respectiv:

$$F_j = F_{jI} + F_{jII}, \quad (1.34)$$

$$\text{unde } F_{jI} = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + k\lambda \sin \alpha) \quad (1.35)$$

$$\text{și } F_{jII} = -m_j \lambda R \omega^2 \cos 2\alpha$$

Cu suficientă precizie se poate exprima forța de ordinul I astfel:

$$F_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos(\alpha - \Delta\alpha), \quad (1.36)$$

$$\text{unde } \Delta\alpha = k\lambda \cos 57,3.$$

Forțele de inerție acționează de-a lungul axei cilindrului în cazul când axa bolțului intersectează axa cilindrului.

Dacă se practică o dezaxare a axei bolțului față de axa pistonului a, forțele de inerție F_j vor acționa după o dreaptă care trece prin centrul de masă al sistemului de mase m_p și m_{lb} situată între axa bolțului și a cilindrului. Dezaxările bolțului sunt însă de regulă foarte mici și pentru calculul dinamic se pot neglija. În cazul dezaxării bolțului apare și un moment al forței gazelor aF_g față de axa bolțului care preia jocul dintre piston și cilindru.

Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcarea de rotație (F_r) se pot exprima prin relația următoare:

$$F_r = -m_r \cdot R \cdot \omega^2. \quad (1.37)$$

Masele rotitoare m_r sunt constituite din masa fusului maneton m_{fm} , masa brațelor de manivelă redusă la raza R și masa bieiei considerată pe axa manetonului m_{2b} , adică:

$$m_r = m_{fm} + 2(m_{br})_R + m_{2b} \quad (1.38)$$

Masa brațelor manivelei, având centrul de masă la raza ρ , se poate reduce la raza R a manivelei, pornindu-se de la egalitatea:

$$(m_{br})_R \cdot R\omega^2 = m_{br} \cdot \rho \cdot \omega^2,$$

de unde:

$$(m_{br})_R = m_{br} \cdot \frac{\rho}{R}. \quad (1.39)$$

În cazul existenței unor contragreutăți pe brațele manivelei trebuie să se țină seama de masa acestora, reducând-o la raza R și scăzând-o din masa brațelor manivelei.

Masele pistonului și bieiei se pot calcula, pornind de la masele constructive, raportate la unitatea de suprafață a capului pistonului date în tabelul 1.2.

Tabelul 1.2

Masele constructive ale pistonului și bieiei

Tipul motorului	Masa pistonului din aliaje de Al, [kg/m ² (g/cm ²)]	Masa bieiei, [kg/m ² (g/cm ²)]
M.A.S. cu D=60-100 mm	100-150 (10-15)	120-200 (12-20)
M.A.C. cu D=80-120 mm	200-300 (20-30)	250-350 (25-35)

Pentru părțile neechilibrate ale arborelui cotit fără contragreutăți se recomandă următoarele mase constructive (tabelul 1.3).

Tabelul 1.3

Masele constructive ale arborelui cotit

Tipul arborelui cotit	M.A.S. D=60-100 mm, [g/cm ²]	M.A.C. D=80-120 mm, [g/cm ²]
Turnat din fontă cu găuri de ușurare.	8-20	13-32
Matrițat din oțel negăurit.	13-20	20-40

Forțele sumare care acționează în mecanismul bielă-manivelă rezultă din acțiunea concomitentă a forțelor de presiune a gazelor asupra pistonului și a forțelor de inerție a maselor mecanismului aflate în mișcare.

Forța sumară care acționează de-a lungul axei cilindrului este egală cu suma algebrică a forței create de presiunea gazelor F_g și forța de inerție F_j , adică:

$$F = F_g + F_j. \quad (1.40)$$

Forța F aplicată în axa bolțului (fig. 1.5) se descompune în două componente, una de sprijin, normală pe axa cilindrului și una după axa bieiei.

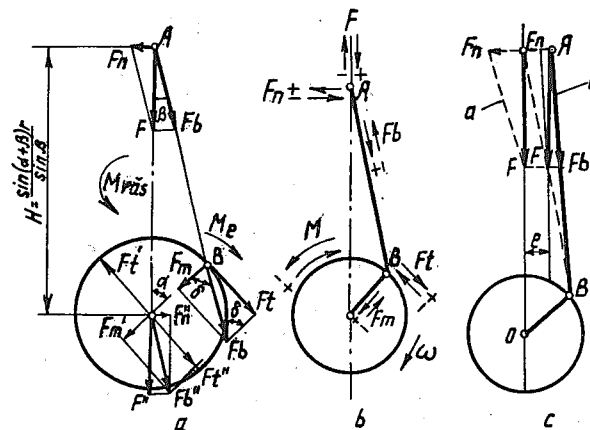


Fig. 1.5. Forțele și momentele care acționează în mecanismul bielă-manivelă

Pe baza schemei din fig. 1.5 forța normală va fi:

$$F_n = F \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (1.41)$$

Această componentă dă naștere unui moment care tinde să rotească blocul motorului în jurul arborelui cotit în sens invers față de sensul de rotație al acestuia, moment ce se transmite la punctele de fixare a motorului pe șasiu. Momentul dat de forța F_n este egal ca valoare absolută cu momentul dezvoltat de forțele active pe manivela arborelui cotit. Forța F_n

este considerată pozitivă când este orientată în direcția opusă sensului de rotație al arborelui cotit și negativă când coincide cu sensul de rotație.

Forța care acționează după axa corpului bielei este dată de următoarea relație:

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta} \quad (1.42)$$

Această forță se transmite la fusul maneton și se consideră pozitivă când comprimă biela, respectiv este negativă când soliciță biela la întindere.

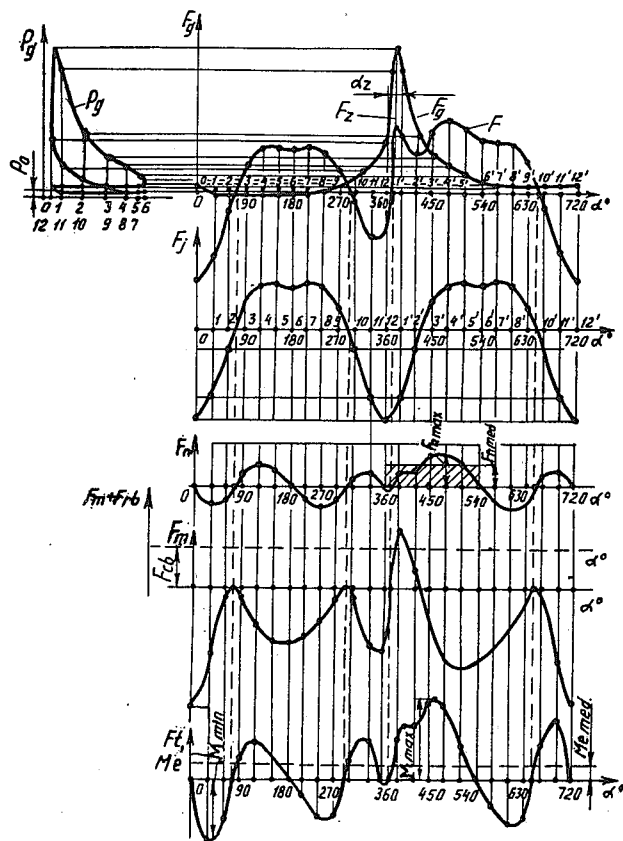


Fig. 1.6. Variația forțelor și momentelor în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit

În axa fusului maneton forța F_b se descompune în două componente, una radială F_m și una tangențială F_t , ale căror expresii sunt următoarele:

$$F_t = F_b \sin(\alpha + \beta) = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (1.43)$$

$$F_m = F_b \cos(\alpha + \beta) = F \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (1.44)$$

Forța tangențială F_t se consideră pozitivă când este orientată în sensul de rotație al arborelui cotit și negativă când este de sens invers. Forța radială F_m este considerată pozitivă când este de sens invers. Forța tangențială F_t este singura forță care acționează spre motor, expresia acestuia fiind următoarea:

$$M = F_t \cdot R = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot R. \quad (1.45)$$

Raza manivelei R fiind constantă, curba de variație a forței tangențiale F_t în funcție de unghiul de rotație al manivelei poate servi și drept curbă a momentului motor, evident la o scară adecvată. În fig. 1.6 se prezintă variația tuturor forțelor din elementele mecanismului bielă-manivelă, în funcție de unghiul de rotație al manivelei, inclusiv momentul dezvoltat pe manivelă de forța F_t .

1.3. Momentul dezvoltat la arborele cotit

Momentul produs la o manivelă a arborelui cotit de către forța tangențială F_t este considerat moment motor instantaneu corespunzător unui cilindru.

Momentul motor mediu pentru un cilindru este momentul constant care dezvoltă același lucru mecanic cu momentul motor instantaneu pentru un interval unghiular sau de timp dat, care corespunde intervalului unui ciclu al proceselor termodinamice. Pentru un interval unghiular Φ_c pe care se calculează momentul motor mediu, lucrul mecanic dezvoltat

$$L = \int_0^{\Phi_c} M d\alpha = \bar{M} \cdot \Phi_c \quad (1.46)$$

Variația momentului motor în funcție de unghiul de rotație al manivelei nu este descrisă de o relație care să permită rezolvarea analitică sau integrarea analogică a expresiei (1.46) și din acest motiv valoarea integralei se obține prin planimetrare în cazul reprezentării grafice sau prin calcul numeric pe intervale mici.

Momentul motor mediu se poate obține astfel:

$$\bar{M} = \frac{1}{\Phi_c} \int_0^{\Phi_c} M d\alpha \quad (1.47)$$

iar puterea indicată dezvoltată:

$$P_i = \frac{1}{955} \bar{M} \cdot n$$

În cazul unui motor policilindric, momentul motor instantaneu dezvoltat de toți cilindrii se obține însumând momentul motor instantaneu dezvoltat concomitent la fiecare dintre manivelele arborelui cotit al motorului.

Considerând un decalaj funcțional între cilindrii motorului, egal distribuit pe intervalul unghiular al unui ciclu Φ_c , rezultă intervalul unghiular pentru calculul momentului mediu al motorului policilindric astfel:

$$\Phi_M = \frac{\Phi_c}{i}, \quad (1.48)$$

unde i - numărul de cilindri.

Pentru motoarele în patru timpi $\Phi_M = \frac{4\pi}{i} = \frac{720}{i}$, iar pentru motoarele în doi timpi: $\Phi_M = \frac{2\pi}{i} = \frac{360}{i}$.

În fig. 1.7 se prezintă pentru exemplificare modul cum se însumează momentele motoare de la toate manivelele în cazul unui motor cu patru cilindri în patru timpi. Curba de variație a momentului la o manivelă în funcție de unghiul de rotație α este identică pentru toate manivelele arborelui cotit, dacă cilindrii sunt identici. Pentru însumarea momentului motor instantaneu corespunzător întregului motor, curba momentului corespunzător unei manivele pe intervalul unghiular al unui

ciclu se împarte într-un număr i de părți egale, care apoi se suprapun și se însumează segmentele pe fiecare poziție unghiulară.

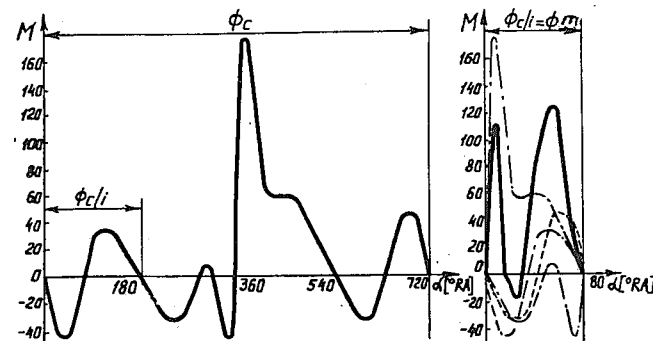


Fig. 1.7. Însumarea momentelor motoare de la toate manivelele în cazul unui motor cu patru cilindri în patru timpi

Lucrul mecanic dezvoltat la toate manivelele în perioada Φ_M este egal cu lucrul mecanic produs la o singură manivelă în perioada întregului ciclu, putându-se scrie egalitatea:

$$\int_0^{\frac{\Phi_c}{i}} M_{\Sigma} d\alpha = \int_0^{\Phi_c} M d\alpha = \bar{M} \cdot \Phi_c \quad (1.49)$$

Momentul motor mediu pentru motorul policilindric se poate exprima astfel:

$$M_{\Sigma med} = \frac{1}{\frac{\Phi_c}{i}} \int_0^{\frac{\Phi_c}{i}} M_{\Sigma} d\alpha = i \bar{M} \quad (1.50)$$

Momentul motor calculat cu relația (1.50) este moment indicat, deoarece este obținut din diagrama indicată a motorului.

Din relațiile (1.49) și (1.50) se observă că momentul motor are mari variații în funcție de unghiul de rotație al manivelei, variații ce se apreciază prin raportul dintre amplitudinea maximă a momentului motor și valoarea sa medie, raport denumit grad de neuniformitate:

$$\delta_m = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{\bar{M}} \text{ sau } \delta_m = \frac{M_{\Sigma \max} - M_{\Sigma \min}}{\bar{M}_{\Sigma}} \quad (1.51)$$

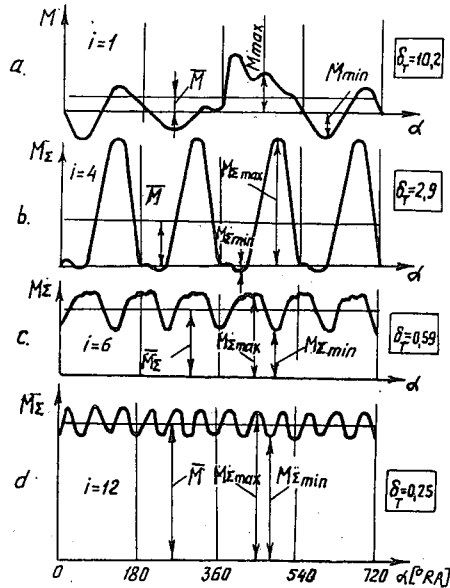


Fig. 1.8. Variația gradului de neuniformitate la motoare în patru timpi

În fig. 1.8 se prezintă variația gradului de neuniformitate la motoare în patru timpi, cu același alezaj și aceeași cursă și după cum se vede, mărirea numărului de cilindri conduce la creșterea rapidă a uniformității momentului motor. Gradul de neuniformitate la motorul în patru timpi se reduce de aproximativ 40 de ori prin mărirea numărului de cilindri de la unul la 12.

În cazul motoarelor în doi timpi gradul de neuniformitate este mai mic, deoarece ciclul are o perioadă mai mică decât la motorul în patru timpi.

Mărirea gradului de neuniformitate pentru același motor variază cu modificarea regimului de funcționare, deoarece forțele de inerție influențează numai asupra valorilor maxime și minime ale momentului, în timp ce momentul mediu nu depinde de forțele de inerție pe ciclu, ele fiind nule.

În consecință, compararea gradului de neuniformitate se poate face numai pentru regimul puterii nominale. La motoarele policilindrice, în cazul distribuirii uniforme a aprinderilor, cu mărirea numărului de cilindri gradul de neuniformitate se micșorează.

1.4. Influența neuniformității momentului motor asupra variației vitezei unghiulare a arborelui cotit. Alegerea volantului motorului

Variația momentului motor conduce la accelerări și decelerări ale arborelui cotit, cu acumulări de energie cinetică în mecanismul motor sau restituire a acestei energii în perioadele de decelerare.

Ecuația de echilibru pentru ansamblul mecanismului motor redus la axa arborelui cotit se poate scrie astfel:

$$M_{\Sigma} - M_R = J_o \varepsilon, \quad (1.52)$$

unde

J_o – momentul de inerție al mecanismului bielă-manivelă, redus la axa arborelui cotit;

ε – accelerația unghiulară a arborelui cotit,

M_R – momentul rezistent egal cu momentul mediu dezvoltat la regimul de funcționare considerat;

M_{Σ} – momentul motor instantaneu dezvoltat la același regim de funcționare.

Influența neuniformității momentului motor asupra variației vitezei unghiulare a arborelui cotit se evidențiază mai ușor cu ajutorul reprezentării grafice din fig. 1.9.

După cum se vede, dacă mărirea momentului instantaneu M_{Σ} este mai mare decât momentul rezistent M_R , excedentul de lucru mecanic $(M_{\Sigma} - M_R)d\alpha$ produce o accelerare a arborelui cotit, mărindu-se viteza unghiulară ω . Dacă momentul motor instantaneu este mai mic decât momentul rezistent, se produce o decelerare a arborelui cotit, micșorându-se viteza unghiulară a arborelui.

În cazul egalizării celor două momente rezultă:

$$M_{\Sigma} - M_R = 0; J_o \varepsilon = 0; \varepsilon = 0. \quad (1.53)$$

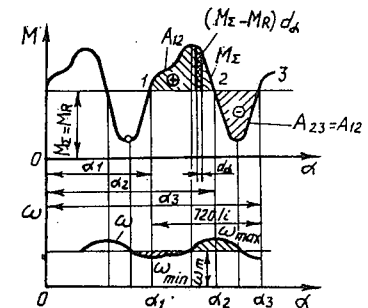


Fig. 1.9. Influența neuniformității momentului motor asupra vitezei unghiulare a arborelui cotit

În acest caz viteza unghiulară va fi:

$$\omega = \omega_{\max} \text{ sau } \omega = \omega_{\min} \quad (1.54)$$

Variațiile vitezei unghiulare în timpul unui ciclu, în regim staționar de funcționare a motorului, se apreciază prin gradul de neuniformitate a vitezei unghiulare δ_ω care este dat de raportul dintre amplitudinea maximă a vitezei unghiulare pe valoarea sa medie, adică:

$$\delta_\omega = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\bar{\omega}} \quad (1.55)$$

Valoarea gradului de neuniformitate a vitezei unghiulare se alege din condiții funcționale impuse pentru motorul considerat sau pentru autovehicul, corelându-se cu valoarea momentului de inerție al volantului, în general având următoarele valori:

$$\delta_\omega = \frac{1}{40} \dots \frac{1}{50}, \text{ pentru motoarele de automobile;}$$

$$\delta_\omega = \frac{1}{80} \dots \frac{1}{150}, \text{ pentru motoarele de tractoare și mașini agricole.}$$

Pentru alegerea volantului trebuie să se determine mărimea lucrului suplimentar din graficul reprezentat în fig. 1.9 și să se calculeze energia cinetică acumulată în mecanismul motor, pornind de la ecuația de echilibru 1.52 scrisă astfel:

$$(M_\Sigma - M_R) = J_o \cdot \varepsilon = J_o \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = J_o \omega \cdot \frac{d\omega}{d\alpha}$$

sau

$$(M_\Sigma - M_R) d\alpha = J_o \cdot \omega \cdot d\omega \quad (1.56)$$

Integrând ultima expresie se poate scrie:

$$A_{12} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_\Sigma - M_R) d\alpha = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} J_o \omega \cdot d\omega = \frac{J_o}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad (1.57)$$

Pentru a putea determina momentul de inerție al volantului trebuie să se planimetreze aria A_{12} , reprezentând lucrul mecanic suplimentar care conduce la creșterea vitezei unghiulare a arborelui cotit și să se introducă gradul de neuniformitate a vitezei unghiulare în expresia energiei cinetice acumulate de piesele în mișcare ale sistemului motor.

Diferența pătratelor vitezelor unghiulare maxime și minime se poate scrie astfel:

$$\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2 = 2\bar{\omega}(\omega_{\max} - \omega_{\min}) \frac{\bar{\omega}}{\bar{\omega}} = 2\bar{\omega}^2 \cdot \delta_\omega \quad (1.58)$$

Revenind la ecuația (1.57), rezultă:

$$A_{12} = J_o \delta_\omega \cdot \bar{\omega}^2 \quad (1.59)$$

Cunoscând aria A_{12} și alegând gradul de neuniformitate δ_ω , se poate determina momentul de inerție necesar J_o al pieselor aflate în mișcare de rotație care să garanteze gradul de neuniformitate impus.

Dar momentul de inerție J_o include momentele de inerție ale pieselor mecanismului bielă-manivelă reduse la axa arborelui cotit și momentul de inerție al volantului care este considerabil mai mare decât cel al celorlalte piese ale motorului aflate în mișcare.

În cazul când volantul are formă de disc cu coroană, momentul de inerție depinde în principal de dimensiunile coroanei.

În fig. 1.10 se prezintă schema de calcul pentru alegerea dimensiunilor volantului.

Din schemă rezultă pentru masa elementară dispusă la raza r :

$$D_m = \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot b \cdot dr, \quad (1.60)$$

unde ρ - densitatea materialului volantului.

Momentul de inerție al elementului de masă D_m rezultă:

$$D_j = r^2 dr = 2\pi r^3 \cdot b \cdot \rho \cdot dr \quad (1.61)$$

Pentru întreaga coroană momentul de inerție este:

$$J = 2\pi \rho b \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr = 2\pi \rho b \cdot \frac{1}{4} (r_2^4 - r_1^4) \quad (1.62)$$

Având în vedere că:

$$r_2^4 - r_1^4 = (r_2^2 + r_1^2)(r_2 + r_1)(r_2 - r_1),$$

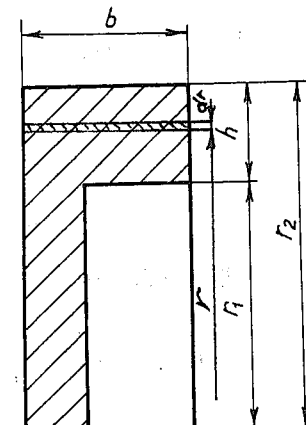


Fig. 1.10. Schema de calcul la dimensionarea volantului

iar

$$h = r_2 - r_1 \text{ și } r_{med} = \frac{r_2 + r_1}{2}.$$

rezultă următoarea expresie aproximativă pentru momentul de inerție al volantului:

$$J_V \approx J = 2\pi r_{med} \cdot b \cdot h \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{2} = m_r \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{2}, \quad (1.63)$$

unde m_V reprezintă masa coroanei volantului.

$$\text{Se poate aproxima în plus: } \frac{r_1^2 + r_2^2}{2} \approx r_{med}^2.$$

Deci, se poate exprima momentul de inerție al volantului astfel:

$$J_V = m_V r_{med}^2 = \frac{m_V D_{med}^2}{4}. \quad (1.64)$$

Momentul de inerție al volantului reprezintă 80-90% din momentul de inerție al tuturor pieselor motorului aflate în mișcare de rotație, redus la axa arborelui cotit:

$$J_V = (0,8 \div 0,9) J_0.$$

Prin urmare, se poate calcula cu aproximație momentul de inerție necesar pentru volant, considerând $J_0 = J_V$. Astfel:

$$J_V = \frac{A_{12}}{\delta_\omega \omega^2} \quad (1.65)$$

sau

$$\frac{m_V \cdot D_{med}}{4} = \frac{A_{12}}{\delta_\omega \omega^2}.$$

Respectiv:

$$m_V D_{med}^2 = 4 \frac{A_{12}}{\delta_\omega \omega^2} \quad (1.66)$$

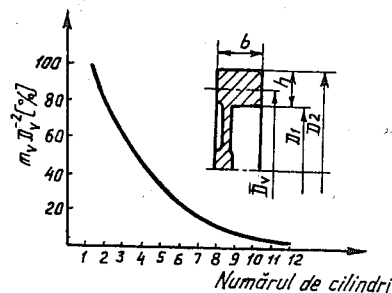


Fig. 1.11. Dependenta dimensiunilor relative ale volantului de numărul de cilindri

Diametrul volantului trebuie ales în așa fel, ca viteza periferică să nu depășească 65 m/s pentru volanții din fontă și 100 m/s pentru volanții din oțel.

Pentru un grad de neuniformitate a vitezei inghiulare δ_ω impus, dimensiunile volantului vor depinde de neuniformitatea momentului motor, respectiv de mărimea ariei A_{12} de pe curba momentului, care, la rândul său, depinde de numărul de cilindri. Dependența dimensiunilor relative ale volantului de numărul de cilindri se prezintă în fig. 1.11.

După cum se vede, la creșterea numărului de cilindri se poate obține același grad de neuniformitate a vitezei unghiulare cu un volant de dimensiuni mult mai mici. Spre exemplu, prin trecerea de la monocilindru la un motor cu patru cilindri, produsul $m_V \cdot D_{med}^2$ se reduce cu mai mult de 50%.

1.5. Forțele care acționează pe fusul maneton și lagărul bieiei. Diagramele polare ale acestora

Asupra fusului maneton acționează forța tangențială F_t , forța radială F_m și forța centrifugă de inerție F_r a masei m_{2b} a bieiei aflate în mișcare de rotație.

Prin urmare, forța rezultantă care acționează asupra fusului maneton va fi:

$$\bar{R}_m = \bar{F}_t + \bar{F}_m + \bar{F}_{rb}, \quad (1.67)$$

unde

$$F_{rb} = -m_{2b} \cdot R \cdot \omega^2.$$

Deoarece forțele F_m și F_{rb} au aceeași direcție, se poate scrie:

$$\bar{R}_m = \bar{F}_t + \bar{F}_m'', \quad (1.68)$$

unde

$$\bar{F}_m'' = \bar{F}_m + \bar{F}_{rb}.$$

Având în vedere, că forțele F_t și F_m'' sunt perpendiculare între ele, rezultanta lor se poate determina din formula următoare:

$$R_m = \sqrt{F_t^2 + (F_m'')^2}$$

În acest fel, forța R_m poate fi calculată pe cale analitică pentru fiecare valoare a unghiului α , folosind formula precedentă, iar direcția

acestei forțe poate fi determinată de către unghiul φ dintre axa manivelei și vectorul $\bar{R}_{fm}$ cu ajutorul formulei următoare:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_t}{F_m + F_{rb}} = \frac{F_t}{F_m} \quad (1.69)$$

Forța rezultantă R_m pentru fiecare valoare a unghiului α necesară pentru calculul dinamic, de regulă se determină pe cale grafică. Determinarea grafică a forței $\bar{R}_m$ se face, însumând vectorial forțele $\bar{F}_b$ și $\bar{F}_{rb}$, adică

$$\bar{R}_m = \bar{F}_{rb} + \bar{F}_b \quad (1.70)$$

Pentru ca forța rezultantă să fie orientată față de fusul arborelui, construcția grafică se execută sub formă de diagramă polară. La construcția diagramei polare, convențional se consideră manetonul fix, iar cilindrul motorului rotitor — cu o viteză unghiulară egală, însă de sens invers față de viteza unghiulară reală a arborelui cotit (fig. 1.12).

Construcția diagramei se realizează în felul următor. Cu o rază

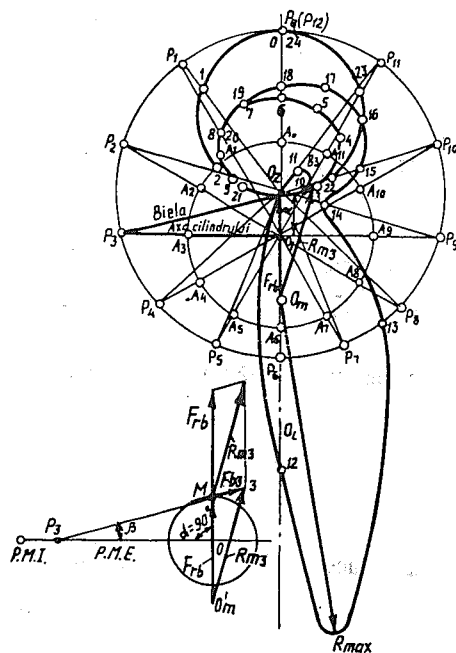


Fig. 1.12. Diagrama polară a forțelor rezultante ale fusului maneton

egală cu raza manivelei se trasează un cerc cu centrul O_1 ca în fig. 1.12. Din p.m.s. se trasează un cerc cu raza egală cu lungimea L a bielei, la aceeași scară și cu centrul în O_2 . Primul cerc se împarte în 12 părți egale și prin punctele $A_0, A_1, A_2, A_3, A_4...$ se trasează din centrul O_1 raze prelungite până la cercul cu centrul O_2 , obținându-se punctele $P_0, P_1, P_2, P_3...$. Unind punctele $P_0, P_1, P_2, P_3...$ cu O_2 se obține direcția axei bielei pentru diferite

unghiuri de rotație a axei cilindrului față de fusul arborelui, care corespund cu punctele de divizare de pe primul cerc. Segmentii $O_1A_1, O_1A_2, O_1A_3...$ reprezintă poziția axei cilindrului. Din punctele $P_0, P_1, P_2, P_3...$ după direcția axei bielei se depun din O_2 vectorii forțelor $\bar{F}_b$ ținând cont de semnele forței (v. fig. 1.5, b). Vârfurile vectorului $\bar{F}_b$ pentru $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ...$ se unesc printr-o curbă continuă care este diagrama polară a forței $\bar{F}_b$ cu polul în centrul O_2 .

Pentru obținerea diagramei forței R_m trebuie ca polul O_2 , din diagrama polară a forței $\bar{F}_b$, să se deplaseze pe verticală cu mărimea F_{rb} până în punctul O_M . Curbă care are polul în punctul O_M (axa manetonului) este diagrama polară a sarcinii pe fusul maneton. Această diagramă, construită după $\bar{F}_b$ pentru un motor cu carburator în patru timpi, se arată în fig. 1.12.

Din diagrama forței rezultante R_m se vede că proiecția pe verticală a unui vector oarecare determină mărimea corespunzătoare a forței radiale $F_m'' = F_m + F_{rb}$, iar proiecția pe orizontală dă mărimea forței tangențiale F_t și prin urmare:

$$R_m = \sqrt{F_t^2 + (F_m'')^2} \quad (1.71)$$

În acest fel diagrama polară a forței R_m permite să se determine mărimea și direcția forței R_m și să se găsească punctele sale de aplicație pe suprafața fusului de bielă, ceea ce este necesar pentru stabilirea poziției canalului de ungere din fus. La motoarele în V , la fiecare fus maneton se transmit forțele de la două bielee. În acest caz la construirea diagramei polare a sarcinii ce revine fusului maneton, pentru fiecare valoare a unghiului α trebuie să se însumeze vectorial forțele $\bar{F}_b'$ și $\bar{F}_b''$, care acționează după axele celor două bielee și numai după aceea să se determine forța rezultantă R_m .

Pentru calculul cuzinetului de bielă trebuie să se știe mărimea medie a forței rezultante R_m pentru ciclul de lucru. Pentru determinarea forței rezultante medii $(R_m)_{med}$, diagrama polară se desfășoară în funcție de unghiul α ca în fig. 1.13.

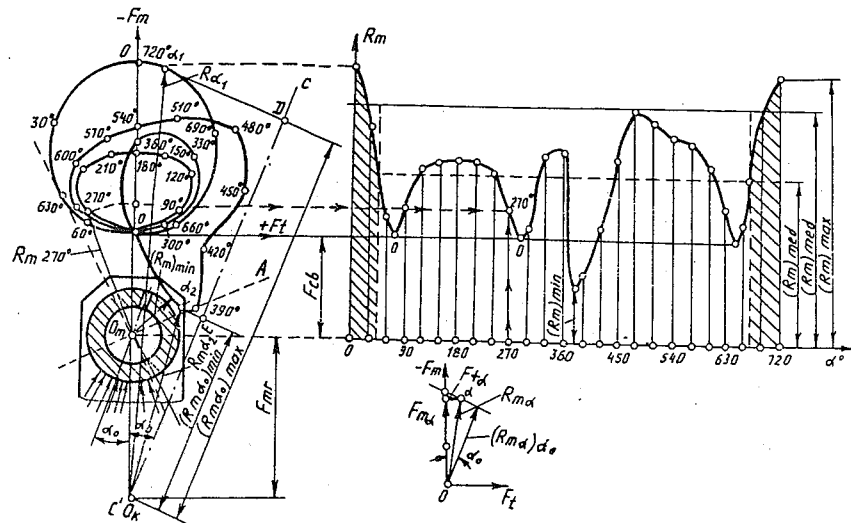


Fig. 1.13. Desfășurarea diagramei polare a forțelor rezultante

Diagrama obținută permite să se determine forța rezultantă medie $(R_m)_{med}$ și, prin urmare, și sarcina medie pe cuzinet raportată la proiecția suprafeței diametrale, adică:

$$p_{med} = \frac{(R_m)_{med}}{d_{fm} l_{cb}} [MPa], \quad (1.72)$$

unde d_{fm} – diametrul fusului maneton;
 l_{cb} – lungimea cuzinetului de bielă.

După diagrama polară a forței R_m se poate construi așa-numita diagramă de uzură a fusului, care dă o imagine asupra caracterului uzurii.

La construirea diagramei de uzură se consideră convențional că forța R_m , care încarcă fusul la un moment dat, se transmite pe suprafața fusului la 60° în ambele părți față de punctul de aplicație. Diagrama de uzură se construiește în felul următor. Cu o rază egală cu raza fusului manivelei se descrie un cerc la care se adună vectorii forței R_m deduși din diagrama polară. Față de direcția fiecărei forțe, la 60° în ambele părți, se trasează în interiorul cercului o suprafață inelară de înălțime proporțională cu mărimea forței corespunzătoare. Suprafața sumară a segmentelor inelare reprezintă diagrama de uzură.

În fig. 1.14 se dă diagrama de uzură a fusului maneton construită după diagrama polară dată mai înainte.

Diagrama polară se poate utiliza și pentru determinarea forțelor de calcul la înconvoiere a fusului maneton.

Pentru aceasta, din polul O_M se duce linia CC' la unghiul α_0 paralelă cu dreapta diametrală ce trece prin orificiul de ungere (fig. 1.13, a). Cu două perpendiculare la dreapta CC' , tangente în punctele extreme α_1 și α_2 ale diagramei polare, se intersectează această dreaptă determinând segmentele $O_M D$ și $O_M E$. Aceste segmente corespunzătoare pentru unghiurile de rotație ale arborelui, determinate de α_1 și α_2 , reprezintă la scară forțele maxime și minime după proiecția pe direcția găurii de ungere $(R_m \alpha_0)_{max}$ și $(R_m \alpha_0)_{min}$, ale forțelor rezultante $R_m \alpha_1$ și $R_m \alpha_2$ (fig. 1.13, c).

Aceste forțe pot fi scrise astfel:

$$(R_m \alpha_0)_{max} = F_m \alpha_1 \cos \alpha_0 + F_t \alpha_1 \sin \alpha_0; \quad (1.73)$$

$$(R_m \alpha_0)_{min} = F_m \alpha_2 \cos \alpha_0 + F_t \alpha_2 \sin \alpha_0.$$

Aceste forțe rezultante se folosesc pentru calculul fusului maneton la înconvoiere.

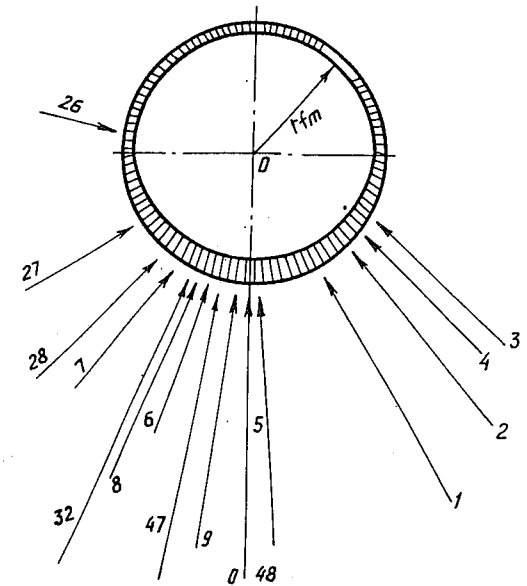


Fig. 1.14. Diagrama de uzură a fusului maneton

Forța rezultantă totală R_{fp} se determină ca sumă vectorială a celor două rezultante parțiale, adică:

$$\vec{R}_{fp} = \vec{R}_p^{dr} + \vec{R}_p^{st} \quad (1.81)$$

În acest fel, mărimea forței $F_{R_{fp}}$ pentru fiecare valoare a unghiului α poate fi determinată fie analitic, fie grafic. La determinarea grafică a forței $F_{R_{fp}}$ se construiește

diagrama polară, pornind de la diagramele polare ale forțelor din manetoane (fig. 1.17). O diagramă polară se construiește pentru manetonul din dreapta și una pentru manetonul din stânga. Polul fiecărei diagrame polare se deplasează după direcția razei manivelei cu mărimea forței centrifuge a manivelei F_r . După suprapunerea polilor diagramelor într-un singur punct O_p , se

efectuează însumarea vectorială a două câte două forțe din cele două diagrame în ordinea

Fig. 1.17. Determinarea grafică a forței rezultante, care acționează fusul palier

de funcționare a cilindrilor. Fiecare din forțele rezultante reprezintă dublul forței R_{fp} la unghiul α considerat. Extremitățile vectorilor rezultanți se unesc cu o curbă continuă care reprezintă diagrama polară a fusului palier. Scara acestei diagrame se ia de două ori mai mare decât scara diagramelor polare pentru fusurile manetoane pentru ca mărimea vectorilor rezultanți să exprime valoarea forțelor R_{fp} . Diagrama este construită pentru un motor cu 6 cilindri în linie, în patru timpi, cu ordinea de funcționare 1-4-2-6-3-5, considerându-se fusul palier dintre manivelele 1 și 2.

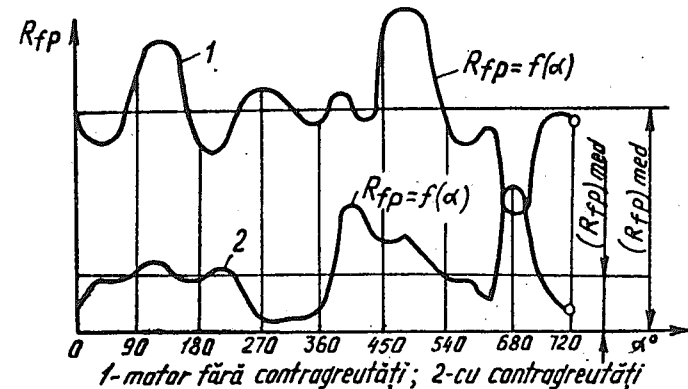


Fig. 1.18. Desfășurarea sarcinii sumare

Centrul O_{pr} este polul pentru cazul aplicării unor contragreutăți, care să echilibreze complet forța centrifugă a manivelelor F_r și a bielei F_{rb} , cazul redus. Din diagrama polară se poate obține diagrama desfășurată $R_{fp} = f(\alpha)$, care servește pentru calculul sarcinii medii $(R_{fp})_{med}$ (fig. 1.18).

Cu valoarea medie obținută se calculează încărcarea medie a cuzinetului:

$$p_p = \frac{(R_{fp})_{med}}{d_p \cdot l_p} \quad (1.82)$$

unde d_p - diametrul fusului palier;

l_p - lungimea cuzinetului palier.

Utilizând diagrama polară a forței R_{fp} , se poate construi diagrama de uzură a fusului. Construirea diagramei de uzură a fusului palier se face la fel ca diagrama de uzură a fusului maneton.

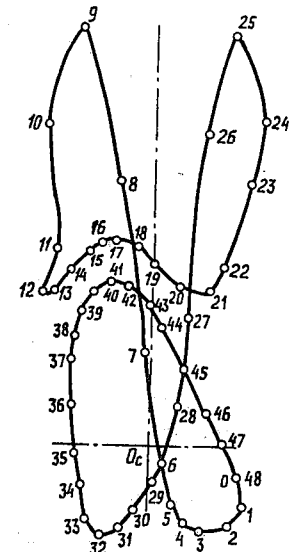


Fig. 1.19. Diagrama polară a forțelor care acționează pe fusul palier

Forțele care acționează asupra cuzinetului palier sunt egale ca mărime cu forțele ce acționează asupra fusului palier, însă sunt de sens contrar.

Prin urmare, forța rezultantă care acționează asupra cuzinetului palier și diagrama polară a acestei forțe se poate obține din diagrama polară a forțelor din fusul palier, analog ca la maneton. În acest caz vectorii din diagrama polară a forțelor de pe fusul palier se rotesc în jurul polului cu un unghi egal cu 180° în sensul de rotație a arborelui cotit (fig. 1.19).

1.7. Ordinea de funcționare a cilindrilor și poziția relativă a manivelor arborelui cotit

La stabilirea poziției relative a manivelor arborelui cotit trebuie să se aibă în vedere posibilitățile de realizare a unei succesiuni optime de funcționare a cilindrilor motorului și o echilibrare naturală cât mai completă a forțelor de inerție și momentelor acestor forțe.

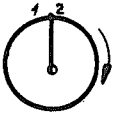
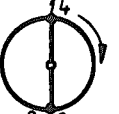
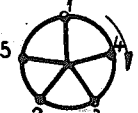
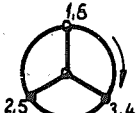
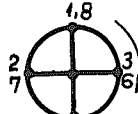
Succesiunea optimă de funcționare a cilindrilor se stabilește din condiția distribuției uniforme a exploziilor succesive la doi cilindri vecini, pentru a nu rezulta sarcini medii prea mari pe fusurile paliere dintre acestea. De asemenea trebuie să se aibă în vedere și circulația încărcăturii proaspete în conducta de admisie, respectiv asigurarea unei frecvențe de curgere a curentului în conducta de admisie și evitarea interceptării încărcăturii destinate unui cilindru cu canal de admisie mai lung de către curentul unui cilindru vecin, cu canal de admisie mai scurt, interceptare care provoacă o creștere a neuniformității umplerii cilindrilor.

Pentru a asigura o echilibrare naturală cât mai completă a forțelor de inerție trebuie să se caute pozițiile relative ale manivelor pentru care forțele centrifuge și forțele de inerție de ordinul unu și doi se echilibrează reciproc la două manivele ale arborelui cotit, iar pentru echilibrarea momentelor date de forțele de inerție, trebuie ca manivele arborelui cotit să fie dispuse "în oglindă", adică manivelele egal depărtate față de mijlocul arborelui cotit să fie orientate în aceeași direcție.

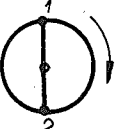
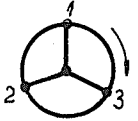
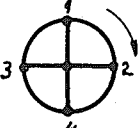
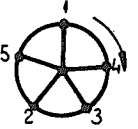
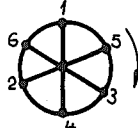
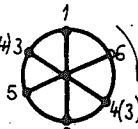
În tabelul 1.4 sunt date pozițiile manivelor și ordinea de lucru pentru diferite motoare cu cilindri în linie, iar în tabelul 1.5 sunt prezentate aceleași date geometrice și funcționale pentru motoarele cu cilindri în V.

Tabelul 1.4

Schema de așezare a coturilor arborelui cotit și ordinea de lucru la motoarele cu cilindri în linie

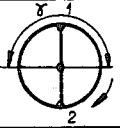
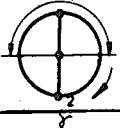
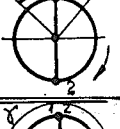
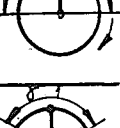
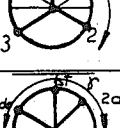
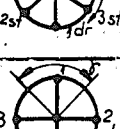
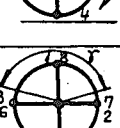
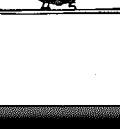
Motoare în patru timpi			
Nr. de cilindri	Schema de așezare a manivelor	Unghiul între explozii în ardere	Ordinea de lucru a cilindrilor
2		360	1-2
2		180 și 540	1-2
3		240	1-2-3
4		180	1-2-4-3 1-3-4-2
5		144	1-2-4-5-3
6		120	1-2-3-6-5-4 1-5-3-6-2-4 1-2-4-6-5-3 1-5-4-6-2-3
8		90	1-2-4-6-7-5-3

Continuarea tabelului 1.4

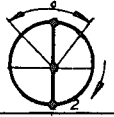
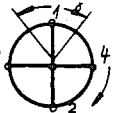
Motoare în doi timpi			
Nr. de cilindri	Schema de așezare a manivelor	Unghiul între explozii în ardere	Ordinea de lucru a cilindrilor
2		180	1-2
3		120	1-2-3
4		90	1-3-4-2
5		72	1-5-2-3-4
6		60	1-6-2-4-3-5
6		60	1-3-5-2-4-6 1-4-5-2-3-6

Tabelul 1.5

Schema de așezare a coturilor arborelui cotit și ordinea de lucru pentru motoarele cu cilindri în V

Motoare în patru timpi					
Nr. de cil.	Schema de așezare a manivelor	Unghiul între rândurile cilindrilor, grade	Unghiul între manivelele arborelui, grade	Unghiul între explozii, grade	Ordinea de lucru a cilindrilor
2		180	180	360	1-2
4		180	180	180	1-4-3-2 1-2-3-4
4		90	180	90-180 270-180	1-4-3-2
4		90	0	180	1-4-2-3
6		90	120	90-150-90 150-90-150	1-3-2-5-4-6 1-4-2-5-3-6
		120	120	120	1-3-2-6-4-5
6		180	60	120	1-2-3-4-5-6
8		90	90	90	1-3-7-2-6-5-4-8
		120	90	90	1-4-5-3-6-7-2-8 1-7-2-8-6-4-5-3
16		45	90	45	1-16-3-14-4-13-2-15- 8-9-6-11-3-12-7-10
		135	90	45	1-15-3-16-4-14-2-13- 8-10-6-9-5-11-7-12

Continuarea tabelului 1.5

Motoare în doi timpi					
Nr. de cil.	Schema de așezare a manivelor	Unghiul între rândurile cilindrilor, grade	Unghiul între manivelele arborelui, grade	Unghiul între explozii, grade	Ordinea de lucru a cilindrilor
4		90	180	90	1-3-2-4
6		60	120	60	1-4-2-5-3-6
		90	120	90 și 30	1-4-2-5-3-6
8		45	90	45	1-5-3-7-2-6-4-8
		90	90	45 și 0	(1-8)(3-5)(2-7)(4-6)
12		45	60	45 și 15	1-7-6-12-2-8-4-10-3-9-5-11
		60	60	60 și 0	(1-11)(6-7)(2-12)(4-8)(3-10)(5-9)
		90	60	30	1-11-6-7-2-12-4-8-3-10-5-9
16		45	45	45 și 0	(1-15)(8-9)(2-16)(6-10)(4-14)(5-12)(3-13)(7-11)
		67,5	45	22,5	1-15-8-9-2-16-6-10-4-14-5-12-3-3-13-7-11

2. ECHILIBRAREA MOTOARELOR

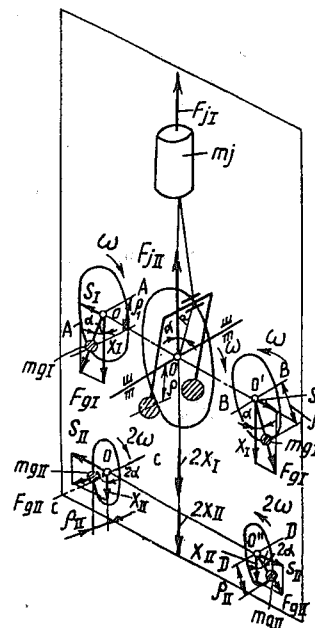


Fig. 2.1. Echilibrarea monocilindrului

Un motor se consideră echilibrat dacă la regim staționar de funcționare forțele și momentele ce se transmit la punctele sale de sprinjin sunt constante ca mărime și sens.

La motoarele neechilibrate forțele și momentele ce se transmit ramei automobilului sau tractorului sunt variabile ca mărime și sens, provoacă în anumite condiții vibrații ale ramei, caroseriei sau ale altor părți ale autovehiculului. Vibrațiile ramei sau altor agregate sunt deosebit de periculoase în cazul suprapunerii perioadei de oscilație a acestora cu perioadele forțelor și momentelor neechilibrate, ce se transmit de la motor la punctele sale de sprinjin.

Cauzele neechilibrării motorului sunt variațiile periodice ale forțelor de inerție și ale momentelor lor, precum și neuniformitatea momentului motor.

Echilibrarea motorului practic se realizează pe calea alegerii corespunzătoare a numărului și dispunerii cilindrilor, dispunerii manivelor și alegerea contragreutăților corespunzătoare. În cele ce urmează se va analiza echilibrarea principalelor motoare în linie și în V.

2.1. Echilibrarea motorului monocilindric

La motorul monocilindric sunt neechilibrate forțele de inerție de ordinul unu F_{jI} și doi F_{jII} (armonicele de ordin mai mare sunt neglijabile), forțele centrifuge F_r și momentele transmise la reazeme M_r .

Forțele de inerție F_{JI} și F_{JII} pot fi echilibrate cu ajutorul unui sistem de contragreutăți ca în fig. 2.1.

Echilibrarea forțelor de inerție de ordinul unu $F_{JI} = m_j R \omega^2 \cos \alpha$ se realizează prin montarea unor contragreutăți de masă m_{cgl} pe doi arbori **AA** și **BB** paraleli cu axa arborelui cotit și simetric dispuși față de axa cilindrului. Acești arbori se rotesc în sensuri opuse cu aceeași viteză unghiulară ca arborele cotit. Contragreutățile se montează în așa fel ca prin rotație ele să facă cu verticala un unghi egal cu unghiul α de rotație a arborelui cotit, fiind dispuse în partea opusă manivelei.

În timpul funcționării motorului, fiecare contragreutate de masă m_{cgl} , rotindu-se, provoacă o forță centrifugă dată de relația:

$$F_{cgl} = m_{cgl} \cdot \omega^2 \cdot \rho_I. \quad (2.1)$$

Descompunând cele două forțe centrifuge după verticală și orizontală, se observă că forțele orizontale S_I se echilibrează între ele la orice unghi α , iar componentele verticale X_I dau următoarea forță de echilibrare:

$$R_I = 2X_I = 2F_{cgl} \cos \alpha = 2m_{cgl} \rho_I \omega^2 \cos \alpha. \quad (2.2)$$

Forța de echilibrare obținută acționează după axa cilindrului ca și forța F_{JI} și este de sens contrar față de aceasta.

Masa contragreutăților m_{cgl} rezultă:

$$m_{cgl} = 0,5 m_j \frac{R}{\rho_I}. \quad (2.3)$$

Echilibrarea forțelor de inerție de ordinul doi F_{JII} se face la fel, cu deosebirea că pe arborii **CC** și **DD** contragreutățile m_{cgl} se rotesc cu viteză unghiulară 2ω , iar dispunerea contragreutăților trebuie să fie în așa fel ca la un unghi α al manivelei arborelui cotit acestea să aibă față de verticală un unghi egal cu 2α și să fie situată în sens opus față de manivelă.

Componentele verticale de echilibrare a forțelor de inerție vor da în acest caz rezultanta R_{II} egală și de sens contrar cu F_{JII} dată de expresia următoare:

$$R_{II} = 2X_{II} = 2F_{cgl} \cos 2\alpha = 2m_{cgl} \rho_{II} (2\omega)^2 \cos 2\alpha. \quad (2.4)$$

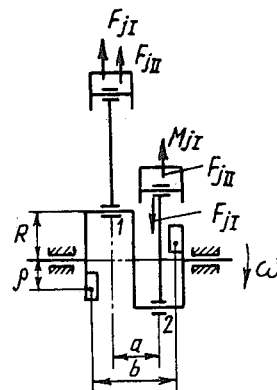


Fig. 2.2. Echilibrarea motorului cu doi cilindri în linie și manivelele dispuse la 180°

Masa contragreutăților necesare pentru echilibrarea forțelor de inerție de ordinul II rezultă din egalarea expresiilor celor două forțe, adică:

$$R_{II} = F_{JII};$$

$$2m_{cgl} \rho_{II} (2\omega)^2 \cos 2\alpha = m_j \cdot \lambda \cdot R \cdot \omega^2 \cos 2\alpha,$$

de unde:

$$m_{cgl} = \frac{1}{8} m_j \cdot \lambda \cdot \frac{R}{\rho_{II}}. \quad (2.5)$$

Acest sistem de echilibrare nu se aplică la motoarele monocilindrice de propulsie pentru automobile și tractoare din cauza complexității construcției, echilibrarea cu arbori suplimentari aplicându-se numai la motoare staționare destinate cercetărilor experimentale.

Forța centrifugă $F_r = m_r \cdot R \omega^2$ la motorul monocilindric se echilibrează complet cu ajutorul contragreutăților asamblate pe brațele arborelui cotit în partea opusă manetonului, masa fiecărei contragreutăți fiind următoarea:

$$m_{cg} = \frac{m_r \cdot R}{2\rho}. \quad (2.6)$$

Momentul reactiv M_r nu se echilibrează și el se transmite ramei automobilului sau tractorului. Volantul acestui motor va avea un moment de inerție mai mare pentru a asigura uniformitatea dorită a vitezei unghiulare.

2.2. Echilibrarea motorului cu doi cilindri

Motorul cu doi cilindri în linie are manetoanele dispuse la 180° ca în fig. 2.2. Forța de inerție de ordinul I pentru primul cilindru este:

$$F_{JI} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha. \quad (2.7)$$

Pentru al doilea cilindru, al cărui maneton va fi dispus în momentul respectiv la un unghi de $(180^\circ + \alpha)$, forța de inerție rezultă:

$$F_{j_{l_2}} = -m_j \omega^2 \cos(180^\circ + \alpha) = m_j R \omega^2 \cos \alpha. \quad (2.8)$$

Se observă că forțele de inerție de ordinul I în acest caz sunt egale și de sens contrar, deci se echilibrează. Rămâne neechilibrat momentul acestor forțe care tinde să răstoarne motorul în direcție longitudinală și care este dat de expresia următoare:

$$M_{jI} = a \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha. \quad (2.9)$$

Echilibrarea momentului M_{jI} se poate obține prevăzând două contragreutăți pe doi arbori suplimentari, care să se rotească cu aceeași viteză unghiulară ca arborele cotit și care să creeze un moment, egal și de sens contrar cu M_{jI} .

Forța de inerție de ordinul doi pentru primul cilindru este:

$$F_{j_{II_1}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (2.10)$$

Pentru cilindrul doi această forță de inerție va fi:

$$F_{j_{II_2}} = -m_j \cdot R \omega^2 \lambda \cos 2(180^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (2.11)$$

Pentru ambii cilindri forța de inerție de ordinul II este:

$$\Sigma F_{j_{II}} = -2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (2.12)$$

Echilibrarea forței $F_{j_{II}}$ este posibilă folosind doi arbori suplimentari cu contragreutăți dispuse simetric și care să se rotească în sensuri inverse cu o viteză unghiulară dublă față de cea a arborelui cotit.

Momentul forțelor de inerție de ordinul doi este nul, adică $M_{j_{II}} = 0$.

Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare de rotație sunt egale și de sens invers la cei doi cilindri, deci se echilibrează:

$$\Sigma F_r = 0 \quad (2.13)$$

Momentul forțelor centrifuge F_r acționează în planul manetoanelor și are expresia:

$$M_r = a \cdot m_r \cdot R \cdot \omega^2. \quad (2.14)$$

Acest moment poate fi complet echilibrat cu două contragreutăți montate pe brațele manetoanelor.

Dacă se utilizează două contragreutăți ca în schema din fig. 2.2, masa lor se deduce astfel:

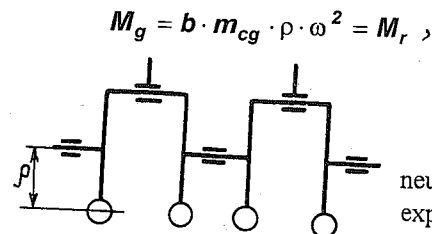


Fig. 2.3. Echilibrarea motorului cu doi cilindri în linie și amplasarea manivelor în același plan

$$m_{cg} = m_r \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{R}{\rho}. \quad (2.15)$$

La acest motor rezultă o neuniformitate a ciclurilor, respectiv exploziile sunt după 180° și 540° RAC.

O altă schemă a arborelui cotit cu 2 manivele este dată în fig. 2.3, având cicluri uniforme la 360° RAC.

În acest caz rezultă:

$$\Sigma F_{jI} = -2m_j R \omega^2 \cos \alpha; \quad (2.16)$$

$$\Sigma F_{j_{II}} = -2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \quad (2.17)$$

$$\Sigma M_{jI} = 0; \quad (2.18)$$

$$\Sigma M_{j_{II}} = 0; \quad (2.19)$$

$$\Sigma F_r = -2m_r \cdot R \omega^2; \quad (2.20)$$

$$m_{cg} = \frac{m_r}{2} \cdot \frac{R}{\rho}; \quad (2.21)$$

$$\Sigma M_r = 0. \quad (2.22)$$

Motorul cu doi cilindri în V cu un singur maneton și cu cilindri dispuși la 90° are schema din fig. 2.4.

Forța de inerție de ordinul unu pentru cilindrul din stânga este:

$$F_{j_{Ist}} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha, \quad (2.23)$$

iar pentru cilindrul din dreapta:

$$F_{j_{Idr}} = -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - \gamma + \alpha); \quad (2.24)$$

$$F_{j_{Idr}} = -m_j R \omega^2 \cos(270^\circ + \alpha). \quad (2.25)$$

Rezultanta forțelor respective pentru cei doi cilindri este:

$$\Sigma F_{jI} = \sqrt{F_{j_{Ist}}^2 + F_{j_{Idr}}^2} = m_j \cdot R \omega^2 \sqrt{\cos^2 \alpha + \cos^2(270^\circ + \alpha)}; \quad (2.26)$$

$$\Sigma F_{jI} = m_j \cdot R \omega^2 \sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha} = m_j \cdot R \omega^2, \quad (2.27)$$

deoarece $\cos(270^\circ + \alpha) = \sin \alpha$.

Unghiul dintre direcția rezultantei ΣF_{jl} și axa cilindrului din stânga (forța F_{jlst}) este egal cu unghiul α , deoarece:

$$\frac{F_{jlst}}{\Sigma F_{jl}} = \frac{m_j R \omega^2 \cos \alpha}{m_j R \omega^2} = \cos \alpha. \quad (2.28)$$

Prin urmare, forța rezultantă de inerție de ordinul I va fi constantă ca mărime și orientată după raza manivelei, deci poate fi complet echilibrată prin contragreutăți montate pe brațele manivelei pentru echilibrarea forțelor centrifuge.

Masele suplimentare adăugate la fiecare contragreutate se determină din ecuația următoare:

$$2\Delta m_{cg} \cdot \rho \cdot \omega^2 = m_j \cdot R \cdot \omega^2, \quad (2.29)$$

de unde:

$$\Delta m_{cg} = 0,5 m_j \frac{R}{\rho}. \quad (2.30)$$

Momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul I este nul ($\Sigma M_{jl} = 0$) deoarece forțele F_{jlst} și F_{jldr} sunt dispuse într-un singur plan perpendicular pe axa arborelui cotit.

Forțele de inerție de ordinul doi vor fi:

$$F_{jllst} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \quad (2.31)$$

$$F_{jlldr} = -m_j R \omega^2 \cos 2(270^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (2.32)$$

Rezultanta acestor forțe este:

$$\begin{aligned} \Sigma F_{jll} &= \sqrt{F_{jllst}^2 + F_{jlldr}^2} = m_j R \omega^2 \sqrt{2 \cos^2(2\alpha)} = \\ &= \sqrt{2} m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Unghiul dintre această forță și axa primului cilindru (forța F_{jllst}) este 45° , deoarece:

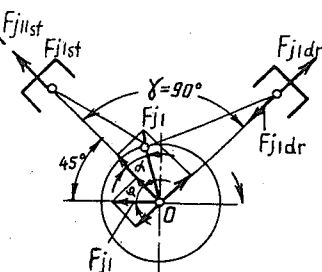


Fig. 2.4. Echilibrarea motorului cu doi cilindri în V

$$\cos \varphi = \frac{F_{jllst}}{\Sigma F_{jll}} = \frac{m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha}{\sqrt{2} m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha} = \frac{1}{\sqrt{2}} = \cos 45^\circ. \quad (2.34)$$

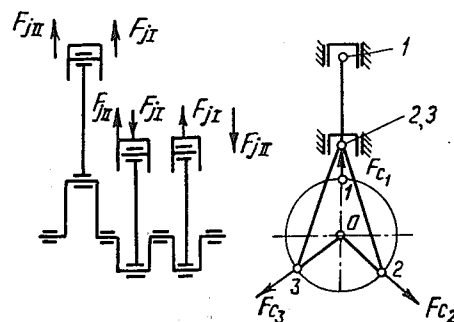


Fig. 2.5. Echilibrarea motorului cu trei cilindri în linie

Prin urmare, forța rezultantă de inerție de ordinul doi este variabilă ca mărime și are direcția orizontală, putând fi complet echilibrată numai cu un sistem de arbori cu contragreutăți rotite în sensuri opuse cu viteza unghiulară 2ω ca la monocilindru.

Momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul doi este nul ($\Sigma M_{jll} = 0$), deoarece forțele F_{jllst} și F_{jlldr} sunt dispuse într-un singur plan perpendicular pe axa arborelui cotit.

Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare de rotație de la ambii cilindri sunt concentrate într-o rezultantă care se poate echilibra complet prin contragreutăți date de următoarea relație:

$$2m_{cg} \cdot \rho \cdot \omega^2 = m_r R \omega^2, \text{ de unde } m_{cg} = \frac{m_r}{2} \cdot \frac{R}{\rho} \quad (2.35)$$

Momentul sumăr al forțelor centrifuge este nul, între forțele respective neexistând nici-un braț, deci $\Sigma M_r = 0$.

2.3. Echilibrarea motorului cu 3 cilindri în linie

Arborele cotit are coturile dispuse la 120° ca în fig. 2.5.

Forțele centrifuge sunt egale și orientate după razele manivelor. Rezultanta acestor forțe este nulă, deoarece

$$\Sigma F_r = F_{r1} - F_{r2} \cos 60^\circ - F_{r3} \cos 60^\circ = 0. \quad (2.36)$$

Forțele de inerție de ordinul I sunt:

$$F_{jl1} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha; \quad (2.37)$$

$$F_{j1_2} = -m_j R \omega^2 \cos(120^\circ + \alpha); \quad (2.38)$$

$$F_{j1_3} = -m_j R \omega^2 \cos(240^\circ + \alpha). \quad (2.39)$$

Rezultanta lor este de asemenea nulă, adică $\Sigma F_{ji} = 0$.

Forțele de inerție de ordinul doi sunt:

$$F_{j11_1} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \quad (2.40)$$

$$F_{j11_2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(120^\circ + \alpha); \quad (2.41)$$

$$F_{j11_3} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(240^\circ + \alpha). \quad (2.42)$$

Și rezultanta acestor forțe este nulă, adică:

$$\Sigma F_{j11} = 0.$$

Forțele centrifuge și forțele de inerție de ordinul I și II dau naștere unor momente de răsturnare a motorului în plan longitudinal în jurul centrului său de greutate.

Momentul forțelor centrifuge calculat după schema din fig. 2.6 este:

$$\sum_{i=1}^3 \sqrt{(aF_r)^2 + (aF_r)^2 - 2(aF_r)(aF_r)\cos 120^\circ} = aF_r \sqrt{3}. \quad (2.43)$$

Acest moment resultant acționează într-un plan la 30° față de planul primei manivelei, ceea ce rezultă din relația:

$$\Sigma M_r \cdot \sin \varphi = M_r \cos 30^\circ,$$

$$\text{de unde } \sin \varphi = \frac{aF_r \cos 30^\circ}{aF_r \sqrt{3}} = \frac{1}{2}; \quad \varphi = 30^\circ. \quad (2.44)$$

Forțele de inerție de ordinul I și II, acționând în planul axelor cilindrilor, dau următoarele momente rezultante (pentru intervalul $30^\circ < \alpha < 90^\circ$ în care se află maximum):

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 M_{ji} &= F_{j1_1} \cdot a - F_{j1_3} \cdot a = a m_j R \omega^2 [\cos \alpha - \cos(240^\circ + \alpha)] = \\ &= \frac{\sqrt{3}}{2} a m_j R \omega^2 (\sqrt{3} \cos \alpha - \sin \alpha); \end{aligned} \quad (2.45)$$

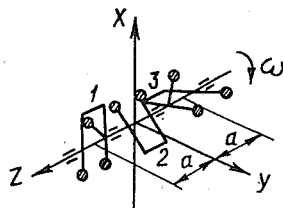


Fig. 2.6. Schema de dispunere a contragreutăților la motorul cu trei cilindri

$$\sum_{i=1}^3 M_{ji} = F_{j1_1} \cdot a - F_{j1_3} \cdot a = \frac{\sqrt{3}}{2} a m_j R \omega^2 \lambda [\sqrt{3} \cos 2\alpha - \sin 2\alpha]. \quad (2.46)$$

Pentru reducerea momentelor date de forțele centrifuge se prevăd contragreutăți la fiecare braț de manivelă, având masa dată de relația:

$$m_{cg} = \frac{m_r}{2} \cdot \frac{R}{\rho}. \quad (2.47)$$

Numărul contragreutăților se poate reduce de la 6 la 4, dacă între cilindrii 1 și 2, respectiv 2 și 3, se așează câte o singură contragreutate la 60° , adică după bisectoarea unghiului dintre cele două brațe vecine cum se arată în fig. 2.6.

2.4. Echilibrarea motorului cu patru cilindri

Motorul cu patru cilindri în linie cu manivele la 180° are schema specifică motoarelor în patru timpi (fig. 2.7).

Forțele de inerție de ordinul unu pentru cilindrii unu și patru sunt egale, adică:

$$F_{j1_1} = F_{j1_4} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha, \quad (2.48)$$

iar pentru cilindrii doi și trei, la fel:

$$F_{j1_2} = F_{j1_3} = -m_j R \omega^2 \cos(180^\circ + \alpha) = m_j R \omega^2 \cos \alpha. \quad (2.49)$$

Prin urmare, suma forțelor de inerție de ordinul unu pentru toți cilindrii este nulă, adică:

$$\sum_{i=1}^4 F_{ji} = 0. \quad (2.50)$$

Datorită dispunerii simetrice a acestor forțe de inerție, față de mijlocul arborelui, momentul sumar al lor este nul:

$$\sum_{i=1}^4 M_{ji} = 0. \quad (2.51)$$

Forțele de inerție de ordinul doi pentru cilindrii 1 și 4 sunt:

$$F_{j11_1} = F_{j11_4} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha, \quad (2.52)$$

iar pentru cilindrii 2 și 3 rezultă:

$$F_{j11_2} = F_{j11_3} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos^2(180^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (2.53)$$

Rezultanta acestor forțe pentru toți cilindrii este:

$$\sum_{i=1}^4 F_{ji} = F_{ji_1} + F_{ji_2} + F_{ji_3} + F_{ji_4} = -4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (2.54)$$

Echilibrarea acestei forțe rezultante se poate realiza prin două contragreutăți dispuse pe arbori suplimentari care să se rotească în sensuri inverse cu turație dublă față de arborele cotit, ca la mono-cilindru.

Momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul doi este nul, deoarece forțele F_{ji} acționează în același plan, sunt egale și sunt dispuse simetric față de mijlocul

arborelui, deci $\sum_{i=1}^4 M_{ji} = 0$.

Forțele centrifuge F_r sunt egale la toate manivelele, iar la cele extreme sunt de sens contrar față de cele din mijloc. Prin urmare, suma forțelor centrifuge este nulă, respectiv $\sum_{i=1}^4 F_{ri} = 0$.

Momentul forțelor centrifuge de la primele două manivele este egal și de sens contrar cu momentul forțelor de la ultimele două manivele, deci datorită dispunerii manivelor "în oglindă" momentul sumăr al forțelor centrifuge este nul, respectiv $\sum_{i=1}^4 M_{ri} = 0$.

La acest tip de motor care este echilibrat cu excepția forțelor F_{ji} , introducerea unor contragreutăți are doar rolul de a descărca lagărele paliere de forțele centrifuge ale fiecărui maneton sau de momentele acestora mai ales în cazul motorului cu trei lagăre de sprijin.

Motorul cu patru cilindri în doi timpi cu manivelele dispuse la 90° are următoarea schemă pentru ambielaj (fig. 2.8).

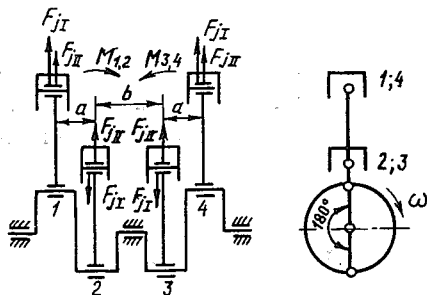


Fig. 2.7. Echilibrarea motorului în patru timpi cu patru cilindri în linie

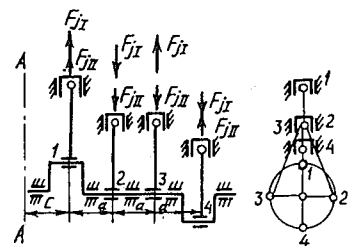


Fig. 2.8. Echilibrarea motorului în 2 timpi cu patru cilindri și manivelele la 90°

Suma forțelor de inerție de ordinul I pentru toți cilindrii este:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 F_{ji} &= F_{ji_1} + F_{ji_2} + F_{ji_3} + F_{ji_4} = \\ &= -m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(90^\circ + \alpha) + \\ &\quad + \cos(270^\circ + \alpha) + \cos(180^\circ + \alpha)] = \\ &= -m_j R \omega^2 (\cos \alpha - \sin \alpha + \sin \alpha - \cos \alpha) = 0. \end{aligned} \quad (2.55)$$

Prin urmare, forțele de inerție de ordinul unu sunt complet echilibrate.

Suma momentelor forțelor de inerție de ordinul unu față de planul transversal AA este:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{ji} &= F_{ji_1} c + F_{ji_2} (c + a) + F_{ji_3} (c + 2a) + F_{ji_4} (c + 3a). \\ \text{După transformări rezultă:} \\ \sum_{i=1}^4 M_{ji} &= am_j R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sin \alpha). \end{aligned} \quad (2.56)$$

Momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul unu atinge valoarea maximă la unghiul $\alpha_{\max}$, mărimea căruia se determină prin anularea derivatei momentului în funcție de α , adică:

$$\frac{d\left(\sum_{i=1}^4 M_{ji}\right)}{d\alpha} = 0,$$

de unde rezultă: $\alpha_{\max} = \pm 161^\circ 34'$ și $\alpha_{\max} = \pm 341^\circ 34'$.

$$\text{Prin urmare: } \left(\sum_{i=1}^4 M_{ji}\right)_{\max} = \pm 3,162 m_j R \omega^2 \cdot a. \quad (2.57)$$

Momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul unu trebuie să fie echilibrat printr-un sistem de contragreutăți dispuse pe arbori suplimentari la unghiurile $\alpha_{\max}$ determinate mai înainte.

În cazul motoarelor în doi timpi cu evacuarea prin supape se mai adaugă un arbore suplimentar și cu cel de distribuție formează sistemul de echilibrare a momentului $\sum M_{ji}$.

Suma forțelor de inerție de ordinul doi pentru toți cilindri este:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 F_{ji_i} &= F_{ji_1} + F_{ji_2} + F_{ji_3} + F_{ji_4} = \\ &= -m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(90^\circ + \alpha) + \\ &+ \cos 2(270^\circ + \alpha) + \cos 2(180^\circ + \alpha)] = \\ &= -m_j R \omega^2 \lambda (\cos 2\alpha - \cos 2\alpha - \cos 2\alpha + \\ &+ \cos 2\alpha) = 0. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Prin urmare, forțele de inerție de ordinul doi se echilibrează complet. Suma momentelor acestor forțe față de planul AA este:

$$\sum_{i=1}^4 M_{ji_i} = F_{ji_1} c + F_{ji_2} (c+a) + F_{ji_3} (c+2a) + F_{ji_4} (c+3a) = 0. \quad (2.59)$$

Suma forțelor centrifuge pentru toți cilindrii este nulă, adică:

$$\sum_{i=1}^4 F_{r_i} = 0.$$

Momentul sumăr al forțelor centrifuge se poate calcula după schema din fig. 2.9.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{r_i} &= \sqrt{(3aF_r)^2 + (aF_r)^2} = \\ \sqrt{10} \cdot aF_r &= 3,162a \cdot m_r \cdot R \cdot \omega^2. \end{aligned} \quad (2.60)$$

Unghiul planului în care acționează momentul rezultat va fi:

$$\cos \varphi = \frac{3aF_r}{\sqrt{10}aF_r} = \frac{3}{\sqrt{10}} = \frac{3}{3,162},$$

deci: $\varphi = 18^\circ 26'$.

Acest moment acționează într-un plan dispus la $18^\circ 26'$ față de prima manivelă și poate fi echilibrat prin două contragreutăți cum se arată în fig. 2.10. Masa contragreutăților se calculează din expresia următoare:

$$m_g = 3,162 \frac{a}{b} \cdot \frac{F_r}{\rho \omega^2} = 3,162 \frac{a}{b} \cdot \frac{R}{\rho} \cdot m_r. \quad (2.61)$$

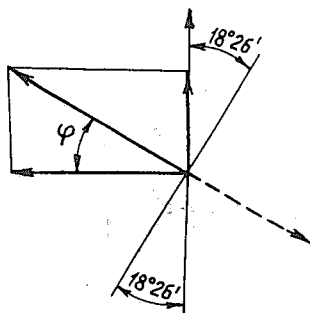


Fig. 2.9. Schema pentru calculul momentului sumăr

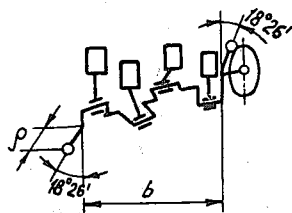


Fig. 2.10. Schema de dispunere a contragreutăților într-un motor în 2 timpi cu patru cilindri

2.5. Echilibrarea motorului cu șase cilindri

Motorul cu șase cilindri în linie, în patru timpi, are manetoanele dispuse la 120° cum se arată în schema din fig. 2.11.

Suma forțelor de inerție de ordinul unu pentru toți cilindrii la acest motor este dată de expresia:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^6 F_{ji_i} &= F_{ji_1} + F_{ji_2} + F_{ji_3} + F_{ji_4} + F_{ji_5} + F_{ji_6} = -m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \\ &+ \cos(120^\circ + \alpha) + \cos(240^\circ + \alpha) + \cos(240^\circ + \alpha) + \\ &+ \cos(120^\circ + \alpha) + \cos \alpha] = 0, \end{aligned} \quad (2.55)$$

deoarece:

$$\begin{aligned} \cos(120^\circ + \alpha) + \cos(240^\circ + \alpha) &= 2 \cos \frac{(120^\circ + \alpha) + (240^\circ + \alpha)}{2} \times \\ &\times \frac{(240^\circ + \alpha) - (120^\circ + \alpha)}{2} = 2 \cos(180^\circ + \alpha) \cos 60^\circ = \\ &= -2 \cos \alpha \cdot 0,5 = -\cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.62)$$

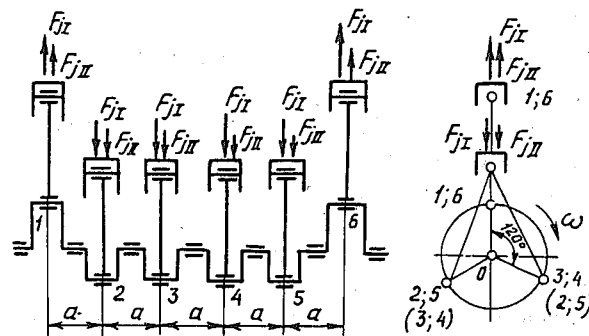


Fig. 2.11. Echilibrarea motorului în 4 timpi cu șase cilindri în linie

Prin urmare, forțele de inerție de ordinul unu sunt complet echilibrate.

Momentul sumăr al acestor forțe este nul, întrucât manivelele sunt dispuse "în oglindă". Prin urmare:

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{jli} = 0.$$

Suma forțelor de inerție de ordinul doi, pentru toți cilindri este:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{i=6} F_{jli} &= F_{jli_1} + F_{jli_2} + F_{jli_3} + F_{jli_4} + F_{jli_5} + F_{jli_6} = \\ &= -m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(120^\circ + \alpha) + \cos 2(240^\circ + \alpha) \\ &+ \cos(240^\circ + \alpha) + \cos(120^\circ + \alpha) + \cos 2\alpha] = 0. \quad (2.63) \end{aligned}$$

Momentul lor sumar este de asemenea nul, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{jli} = 0.$$

Suma forțelor centrifuge pentru toți cilindrii este nulă, deoarece sunt doi arbori de trei cilindri, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=6} F_{ri} = 0.$$

Momentul sumar al acestor forțe este de asemenea nul, manivelele fiind "în oglindă", adică:

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{ri} = 0.$$

În concluzie, motorul de șase cilindri cu manivelele dispuse la 120° este complet echilibrat.

Motorul cu șase cilindri în V de 120° are arborii cotit cu trei manivele ca în linie (fig. 2.5).

Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare de translație acționează după axele cilindrilor, deci pentru cei trei cilindri din stânga, respectiv pentru cei din dreapta analiza echilibrării acestor forțe va fi identică cu cea de la motorul cu trei cilindri.

Forțele de ordinul unu raportate la poziția primului cilindru din stânga sunt:

$$F_{jli_{st}} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$F_{jli_{2st}} = -m_j R \omega^2 \cos(120^\circ + \alpha);$$

$$F_{jli_{3st}} = -m_j R \omega^2 \cos(240^\circ + \alpha);$$

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{jli_{st}} = 0.$$

(2.64)

$$F_{jli_{dr}} = -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$F_{jli_{2dr}} = -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - 120^\circ + 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$F_{jli_{3dr}} = -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - 120^\circ + 240^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{jli_{dr}} = 0.$$

În mod analog, forțele de ordinul doi rezultă:

$$F_{jli_{st}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$F_{jli_{2st}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(240^\circ + \alpha);$$

$$F_{jli_{3st}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(240^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(120^\circ + \alpha);$$

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{jli_{st}} = 0.$$

$$F_{jli_{dr}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(360^\circ - 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$F_{jli_{2dr}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(360^\circ - 120^\circ + 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$F_{jli_{3dr}} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(360^\circ - 120^\circ + 240^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{jli_{dr}} = 0.$$

Forțele centrifuge de la cele trei manivele se echilibrează, iar rezultantele

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{ri} = 0.$$

Momentele forțelor de inerție nu se echilibrează, iar rezultantele sunt date de expresiile următoare:

$$\sum M_{jl} = 2,6 m_j R \omega^2 \cdot a;$$

$$\sum M_{jli} = 2,6 m_j R \omega^2 \lambda \cdot a;$$

$$\sum M_r = 1,732 m_r R \omega^2 \cdot a;$$

unde a este distanța dintre axele cilindrilor vecini de pe același arbore sau distanța dintre axele manivelelor vecine.

Motorul cu șase cilindri în V de 90° are arborii cotit cu trei cilindri, manivelele dispuse tot la 120° ca la motorul cu trei cilindri.

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{jli} = 0.$$

Suma forțelor de inerție de ordinul doi, pentru toți cilindri este:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{i=6} F_{jli} &= F_{jll_1} + F_{jll_2} + F_{jll_3} + F_{jll_4} + F_{jll_5} + F_{jll_6} = \\ &= -m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(120^\circ + \alpha) + \cos 2(240^\circ + \alpha) \\ &+ \cos(240^\circ + \alpha) + \cos(120^\circ + \alpha) + \cos 2\alpha] = 0. \end{aligned} \quad (2.63)$$

Momentul lor sumat este de asemenea nul, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{jli} = 0.$$

Suma forțelor centrifuge pentru toți cilindrii este nulă, deoarece sunt doi arbori de trei cilindri, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=6} F_{ri} = 0.$$

Momentul sumat al acestor forțe este de asemenea nul, manivelele fiind "în oglindă", adică:

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{ri} = 0.$$

În concluzie, motorul de șase cilindri cu manivelele dispuse la 120° este complet echilibrat.

Motorul cu șase cilindri în V de 120° are arborile cotit cu trei manivele ca în linie (fig. 2.5).

Forțele de inerție ale maselor aflate în mișcare de translație acționează după axele cilindrilor, deci pentru cei trei cilindri din stânga, respectiv pentru cei din dreapta analiza echilibrării acestor forțe va fi identică cu cea de la motorul cu trei cilindri.

Forțele de ordinul unu raportate la poziția primului cilindru din stânga sunt:

$$\begin{aligned} F_{jl_1st} &= -m_j R \omega^2 \cos \alpha; \\ F_{jl_2st} &= -m_j R \omega^2 \cos(120^\circ + \alpha); \\ F_{jl_3st} &= -m_j R \omega^2 \cos(240^\circ + \alpha); \\ \sum_{i=1}^{i=3} F_{jli, st} &= 0. \end{aligned} \quad (2.64)$$

$$\begin{aligned} F_{jl_1dr} &= -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \cos(240^\circ + \alpha); \\ F_{jl_2dr} &= -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - 120^\circ + 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \cos \alpha; \\ F_{jl_3dr} &= -m_j R \omega^2 \cos(360^\circ - 120^\circ + 240^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \cos(120^\circ + \alpha); \\ \sum_{i=1}^{i=3} F_{jli, dr} &= 0. \end{aligned} \quad (2.65)$$

În mod analog, forțele de ordinul doi rezultă:

$$\begin{aligned} F_{jll_1st} &= -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \\ F_{jll_2st} &= -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(240^\circ + 2\alpha); \\ F_{jll_3st} &= -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(240^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(120^\circ + 2\alpha); \\ \sum_{i=1}^{i=3} F_{jlli, st} &= 0. \\ F_{jll_1dr} &= -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(360^\circ - 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(120^\circ + 2\alpha); \\ F_{jll_2dr} &= -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(360^\circ - 120^\circ + 120^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \\ F_{jll_3dr} &= -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(360^\circ - 120^\circ + 240^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(240^\circ + 2\alpha); \\ \sum_{i=1}^{i=3} F_{jlli, dr} &= 0. \end{aligned} \quad (2.66)$$

Forțele centrifuge de la cele trei manivele se echilibrează, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{ri} = 0.$$

Momentele forțelor de inerție nu se echilibrează, iar rezultantele sunt date de expresiile următoare:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{jl} &= 2,6 m_j R \omega^2 \cdot a; \\ \Sigma M_{jll} &= 2,6 m_j R \omega^2 \lambda \cdot a; \\ \Sigma M_r &= 1,732 m_r R \omega^2 \cdot a; \end{aligned} \quad (2.68)$$

unde a este distanța dintre axele cilindrilor vecini de pe același rând sau distanța dintre axele manivelor vecine.

Motorul cu șase cilindri în V de 90° are arborele cotit cu manivelele dispuse tot la 120° ca la motorul cu trei cilindri.

Analiza echilibrării forțelor de inerție ale maselor aflate în mișcare de translație se face pe rândurile de cilindri din stânga, respectiv din dreapta, rezultând:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{i=3} F_{j1,st} &= 0; & \sum_{i=1}^{i=3} F_{j1,dr} &= 0; \\ \sum_{i=1}^{i=3} F_{j2,st} &= 0; & \sum_{i=1}^{i=3} F_{j2,dr} &= 0. \end{aligned} \quad (2.69)$$

Echilibrarea forțelor centrifuge este convenabil să se analizeze considerând trei motoare cu câte doi cilindri în V de 90° .

Pentru fiecare manivelă va rezulta o forță sumară provenită de la rezultanta forțelor de ordinul unu pentru cilindrii din stânga și din dreapta și din forța centrifugă a manivelei considerate:

$$\sum F_{ji} + F_r = -(m_j R \omega^2 + m_r R \omega^2) = -(m_j + m_r) R \omega^2. \quad (2.70)$$

Această rezultantă poate fi echilibrată cu contragreutăți pe fiecare manivelă pentru a evita apariția momentului forțelor de ordinul unu și a forțelor centrifuge. Masa contragreutăților necesare dispuse la rază ρ va fi:

$$m_g = \frac{m_j + m_r}{2} \cdot \frac{R}{\rho}. \quad (2.71)$$

Rămâne neechilibrat momentul forțelor de ordinul doi, care are expresia următoare:

$$\sum M_{ji} = 2,449 m_j R \omega^2 \lambda \cdot a. \quad (2.72)$$

2.6. Echilibrarea motorului cu 8 cilindri în V

Motorul cu 8 cilindri în V în patru timpi, cu unghiul dintre cilindri de 90° , are schema din *fig. 2.12*.

Acest motor poate fi privit ca fiind constituit din patru motoare cu câte doi cilindri în V . Cum s-a arătat la motorul cu doi cilindri în V , forța sumară de inerție de ordinul unu este $m_j R \omega^2$ și este orientată radial după axa manivelei. Datorită dispunerii opuse a manivelor, rezultanta forțelor de inerție de ordinul unu este nulă:

$$\sum F_{ji} = 0.$$

Rezultanta forțelor de inerție de ordinul doi, pentru fiecare pereche de cilindri în V , ținând seama de dispunerea manivelor, va fi:

-la prima manivelă:

$$\begin{aligned} \sum F_{j11} &= \sqrt{F_{j11st}^2 + F_{j11dr}^2} = m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{\cos^2 2\alpha + \cos^2 2(270^\circ + \alpha)} = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2\alpha}; \end{aligned} \quad (2.75)$$

-la a doua manivelă:

$$\sum F_{j12} = m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2(90^\circ + \alpha)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2\alpha}; \quad (2.76)$$

-la manivela a treia:

$$\sum F_{j13} = m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2(270^\circ + \alpha)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2\alpha}; \quad (2.77)$$

-la manivela a patra:

$$\sum F_{j14} = m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2(180^\circ + \alpha)} = +m_j R \omega^2 \lambda \sqrt{2 \cos 2\alpha}. \quad (2.78)$$

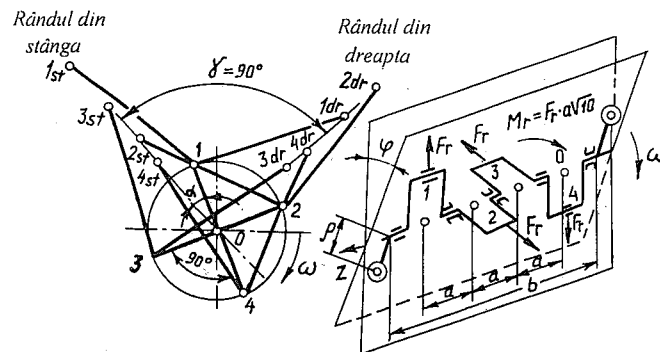


Fig. 2.12. Echilibrarea motorului în 4 timpi cu 8 cilindri în V

Forțele sumare de inerție de ordinul doi pentru toate perechile de cilindri sunt în planul orizontal, dar trece prin axa arborelui cotit. Ele sunt egale ca mărime, fiind două câte două de sensuri opuse. Prin urmare, forța sumară de inerție de ordinul doi pentru toți cilindrii este nulă, respectiv:

$$\sum_{i=1}^{i=8} F_{jii} = 0.$$

Momentul sumar al forțelor de inerție de ordinul doi pentru prima și a doua pereche de cilindri este egal și de sens contrar cu cel de la perechea a treia și a patra.

Prin urmare, momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul doi va fi nul, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=8} M_{jji} = 0.$$

Forța sumară centrifugă pentru fiecare manivelă este:

$$\sum F_r = m_r R \omega^2$$

Întrucât manivelele sunt dispuse două câte două în același plan și în sensuri opuse, forța centrifugă sumară pentru toți cilindrii va fi nulă, adică:

$$\sum_{i=1}^{i=8} F_{ri} = 0.$$

Momentul sumăr al forțelor de inerție de ordinul unu nu este echilibrat. Mărimea sa se determină ca sumă a momentelor forțelor centrifuge F_r și forțelor F_{ji} față de mijlocul manetonului patru (punctul O din fig. 2.12).

Pentru primul maneton va fi: $M_{rj1} = 3a(F_r + F_{j1})$

Pentru manetoanele 2 și 3 rezultă:

$$2a(F_r + F_{j1}) - a(F_r + F_{j1}) = a(F_r + F_{j1})$$

Momentul sumăr pentru toți cilindrii devine:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{i=8} M_{rji} &= \sqrt{[3a(F_r + F_{j1})]^2 + [a(F_{j1} + F_r)]^2} = \\ &= a(F_{j1} + F_r)\sqrt{10} = 3,162 \cdot a \cdot (F_r + F_{j1}) \end{aligned} \quad (2.79)$$

Planul în care va acționa acest moment sumăr este determinat de unghiul φ față de planul primei manivele care este dat de expresia:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a(F_r + F_{j1})}{3a(F_r + F_{j1})} = \frac{1}{3} \text{ sau } \varphi = 18^\circ 26'.$$

Momentul sumăr $\sum_{i=1}^{i=8} M_{rji}$ se poate echilibra complet cu ajutorul a

două contragreutăți montate la capătul arborelui cotit în planul în care acționează momentul. Masa fiecărei contragreutăți se determină din condiția egalității momentelor:

$$m_{cg} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b = 3,162a(F_r + F_{j1}),$$

de unde:

$$m_{cg} = 3,162 \frac{a}{b} \frac{(F_r + F_{j1})}{\rho \omega^2} = 3,162 \cdot \frac{a}{b} \frac{R}{\rho} (m_r + m_j).$$

3. CONSIDERAȚII PRIVIND PROIECTAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

3.1. Cerințe principale față de motoarele pentru automobile și tractoare

Pentru motoarele de automobile și tractoare se impun valori înalte ale tuturor indicilor de perfecțiune prezentați în acest capitol.

Durabilitatea și fiabilitatea tuturor sistemelor și pieselor componente trebuie să atingă 500-800 mii km la M.A.C. pentru autocamioane și 10.000...12.000 ore la cele pentru tractoare, în timp ce la motoarele cu benzină se impun durabilități de 350...450 mii km.

Randamentul transformării energiei termice în energie mecanică utilizabilă pentru propulsie impune valori de 42...45%, iar în cazul aplicării unor cicluri combinate – de 66%.

Puterea raportată la unitatea de volum a cilindrului (*puterea litrică*) trebuie să tindă spre 100 kW/l, valorile maxime atinse de motoarele cu turații foarte înalte (12.000 min^{-1}) fiind de aproape 450 kW/l. Evident, la motoarele Diesel se pot atinge puteri litrice mult mai mici din cauza dificultăților de mărire a turației și necesității de a se apela la coeficienți măriți de exces de aer.

Puterea specifică raportată la unitatea de arie a secțiunii cilindrului tinde către 22...24 kW/dm².

Masa și dimensiunile de gabarit pentru unitatea de putere dezvoltată trebuie să tindă spre valori foarte mici, respectiv 0,5...1 kg/kW, iar puterea pe unitatea de volum de gabarit – spre 270...325 kW/m³.

Nivelul emisiunilor poluante din gazele de evacuare trebuie să satisfacă restricțiile impuse de cele mai severe norme pentru perspectiva următorilor 4...5 ani.

Așa, spre exemplu, pentru anul 1996 în țările Europei Occidentale după normele EURO-II se limitează emisiile poluante la valorile următoare [g/(kW·h)]: CO-4,0; HC-1,1; NO_x-7,0; particule - 0,15.

Pentru anul 1999 după normele EURO-III se preconizează următoarele valori [g/(kW·h)]: CO-2,0; HC-0,6; NO_x-5,0; particule - 0,1.

Nivelul zgomotului la funcționarea motorului trebuie diminuat considerabil atât prin controlul proceselor de ardere și de schimbare a

gazelor, cât și prin aplicarea unor soluții constructive adecvate, inclusiv prin izolarea fonică a surselor de zgomot.

Simplitatea și tehnologia construcției trebuie să aibă în vedere atât reducerea costului fabricației, cât și facilități în realizarea lucrărilor de întreținere tehnică și de reparație, deoarece cheltuielile de întreținere și reparație depășesc de mai multe ori cheltuielile de fabricație.

Siguranța pornirii motorului trebuie să atingă performanțele impuse unor motoare de destinație specială (bărci de salvare), atât pentru a da satisfacție utilizatorului, cât și pentru a diminua emisiile poluante și uzurile la pornire.

Perspectivile menținerii motorului în fabricație trebuie mărite pe calea modernizării sale succesive pe măsura dezvoltării tehnologiilor și ridicării calității materialelor utilizate.

3.2. Criterii privind stabilirea parametrilor de bază ai motoarelor pentru automobile și tractoare și tendințele evoluției acestora

La proiectarea motoarelor trebuie să se soluționeze un ansamblu de probleme legate de procesele ce se desfășoară în cilindrul motorului și în sistemele aferente și de schema constructivă a motorului. Trebuie să se ia în considerare posibilitățile existente și căile perfecționării continue a construcției motorului în vederea satisfacerii cât mai depline a cerințelor impuse motoarelor moderne.

Parametrii principali ai motorului ce trebuie avuți în vedere sunt: *viteza medie a pistonului, turația, raportul dintre cursă și alezaj, presiunea medie efectivă, numărul de cilindri și alezajul*. Totalitatea acestor parametrii caracterizează în mare măsură construcția motorului.

Viteza medie a pistonului. Se definește prin relația

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \left[\frac{m}{s} \right], \quad (9.1)$$

unde s - cursa pistonului în mm; n [rot/min] - turația motorului.

Unul dintre parametrii principali ai motorului, care depinde de tipul motorului și de destinația sa, este *viteza medie a pistonului*, care caracterizează rapiditatea motorului. Cu mărirea vitezei medii a pistonului se mărește solicitarea termică a pieselor motorului și, în primul rând, a

pieselor din grupa piston, se măresc forțele de inerție care solicită piesele mecanismului bielă-manivelă, se măresc uzurile legărilor arborelui cotit și cilindrilor, micșorându-se durata de funcționare a motorului, cresc vitezele de curgere a gazelor prin organele de distribuție, mărindu-se pierderile gazodinamice. Mărirea vitezei medii de piston se alege la proiectarea motorului în funcție de destinația acestuia.

La motoarele pentru automobile și tractoare viteza medie de piston este de 10...18 m/s pentru M.A.S. și de 8...13 m/s pentru M.A.C. La motoarele de locomotivă, dintre care unele sunt utilizate și pe autobasculante cu o capacitate de încărcare foarte mare, vitezele medii de piston sunt de 8...11 m/s.

Pentru motoarele obișnuite de autoturisme turațiile sunt de 5500...6500 min⁻¹, iar pentru cele de tractoare – 2000...2600 min⁻¹.

Raportul S/D este raportul dintre cursa pistonului S și alezajul cilindrului D fiind legat de viteza pistonului și puterea motorului. La motoarele de mare turație este de dorit să se micșoreze raportul dintre cursă și alezaj până la limitele necesare pentru obținerea unor viteze medii de piston moderate, însoțite de randamente mecanice mărite, pentru micșorarea dimensiunilor după axa cilindrului și pentru ridicarea rigidității arborelui cotit prin reducerea razei manivelei. Prin micșorarea razei manivelei devine posibilă suprapunerea fusului maneton cu cel palier pe brațul manivelei, mărindu-se cotele care concură la creșterea rigidității arborelui cotit. La micșorarea raportului dintre cursă și alezaj devine posibilă mărirea lungimii bolțului prin mărirea alezajului, ceea ce favorizează reducerea uzurii bolțului. De asemenea la micșorarea raportului S/D se asigură condiții mai favorabile pentru dispunerea organelor de distribuție în chiulasă, însă crește lungimea motorului și uneori și masa acestuia. Uzura cilindrului este dependentă de turația motorului și este relativ puțin influențată de raportul S/D .

La proiectarea motoarelor cu cilindri în V cu valori mari ale raportului S/D rezultă distanțe mărite între cilindri din cauza lungimii mari a arborelui cotit. În cazul rapoartelor mici S/D lungimea minimă a motorului determinată de dimensiunile arborelui cotit este de aceeași mărime cu lungimea determinată după dimensiunile cilindrilor și spațiilor de răcire. De aceea se preferă apelarea la rapoarte mici între cursă și alezaj în cazul motoarelor în V . Astfel se va micșora în plus și înălțimea, respectiv lățimea motorului, în special, în cazul unghiurilor mari dintre rândurile de cilindri. Se preferă curse mici și la motoarele cu cilindri opuși.

Pentru motoarele M.A.S. la care formarea amestecului este relativ simplă, valoarea raportului S/D poate fi mai mică decât la motoarele Diesel. În plus trebuie remarcat că valorile forțelor care acționează asupra principalelor piese sunt determinate în mai mare măsură de către diametrul cilindrului, decât de cursa pistonului.

Motoarele cu raportul $S/D=1$ se numesc motoare pătrate, iar cele cu raport subunitar-subpătrate. Pentru M.A.S. se folosesc în prezent rapoarte 0,9...1, cu excepția celor de turație foarte mare care ajung până la 0,7. Pentru M.A.C. se recomandă valori ale raportului în limitele 1,05...1,1, cu excepția celor pentru autoturisme care pot fi chiar pătrate.

La micșorarea raportului S/D se reduc pierderile prin răcire și crește randamentul indicat al motorului.

Presiunea medie efectivă " p_e " depinde de metoda de formare a amestecului și de calitatea acestuia, de perfecțiunea proceselor de schimb de gaze și de ardere, de randamentul mecanic, de mărirea presiunii și temperaturii încărcăturii din cilindru la sfârșitul admisiei și de numărul de timpi în care lucrează motorul.

La proiectarea motoarelor se alege valoarea presiunii medii efective pe baza unor date experimentale și apoi se stabilește valoarea sa pe baza calculului termodinamic al desfășurării ciclului. În cadrul acestui calcul sunt luate în considerare posibilitățile forțării ulterioare a motorului prin supraalimentare. Mărirea masei de aer sau amestec de combustibil și aer introdus în cilindru ca rezultat al ridicării presiunii de supraalimentare acustică sau cu compresor permite creșterea substanțială a presiunii medii efective.

Presiunea medie efectivă la motoarele de automobile și tractoare este de 0,7...1 MPa pentru M.A.S. în 4 timpi, de 0,6...0,85 MPa pentru M.A.C. în 4 timpi, nesupraalimentate, de 0,8...2 MPa la cele în 4 timpi supraalimentate și 0,5...1 MPa la cele în 2 timpi cu aprindere prin comprimare. La motoarele de locomotivă utilizabile și a autobasculantele de capacitate de încărcare foarte mare presiunile medii efective sunt de 1,5...2 MPa, cele mai puternic forțate ajungând până la 3 MPa.

Presiunea maximă a gazelor din cilindru " p_{max} ", atinsă în timpul arderii depinde de varianta ciclului după care se desfășoară procesele din motor, de raportul de comprimare, combustibilul utilizat, de proprietățile sale de aprindere și de ardere, de metoda de formare a amestecului, de alți factori. De obicei la proiectarea motorului presiunea maximă de ardere se alege, luând în considerare, în primul rând, destinația motorului și metoda

de formare a amestecului. O însemnătate hotărâtoare are în acest caz asigurarea rezistenței pieselor principale ale motorului și, în primul rând, sarcinile ce pot fi preluate de arborele cotit și de lagărele acestuia.

Pentru a compara motoarele, independent de dimensiunile lor, se apelează la următorii parametrii bazați pe teoria similitudinii:

- factorul de compartimentare $\varphi_v = \sqrt[3]{\frac{i}{V_t}} \quad [l^{-1}]$;
- factorul de putere $\varphi_a = p_e c_m \quad [kW / m^2]$,

unde i - numărul de cilindri; V_t - cilindrul totală, $[l^3]$; p_e - presiunea medie efectivă, $[MPa]$; c_m - viteza medie de piston, $[m / s]$.

Încărcarea termică a motorului " q_p " se apreciază în general prin intermediul unei expresii care explică dependența solicitării termice a pistonului de parametrii procesului și de regimul de lucru al motorului:

$$q_p = b \cdot c_m^{0,5} \cdot \left[\frac{D}{\eta_v} \cdot p_k \right]^{0,38} \cdot \left[p_e g_e \frac{T_k + 273}{T_0 + 273} \right]^{0,88},$$

unde b - constantă care are valori de 4,24 pentru motoare în 4 timpi și 7,53 pentru cele în 2 timpi; D - alezajul cilindrului $[dm]$; p_e - presiunea medie efectivă $[MPa]$; g_e - consumul specific de combustibil $[kg/kWh]$; p_k - presiunea aerului la intrarea în motor $[MPa]$; T_k - temperatura aerului la intrarea în motor $[^{\circ}C]$; c_m - viteza medie de piston $[m/s]$; $T_0 = 20^{\circ}C$; η_v - coeficientul de umplere.

Pentru solicitarea termică a pistonului q_p se admit următoarele valori: 4 - pentru pistoane din fontă și 6 pentru pistoane din aluminiu nerăcite; pentru pistoane răcite cu ulei poate fi până la 8...10.

Numărul cilindrilor motorului " i " este legat direct de diametrul cilindrului și se determină de dimensiunile impuse pentru motor sau spațiului în care urmează să se amplaseze motorul pe vehicul, de gradul de uniformitate dorit pentru cuplul motorului la volant, ce depinde de următorii factori: desfășurarea proceselor de lucru și de numărul de timpi în care lucrează motorul, solicitarea termică a pieselor din grupa piston, cerințele privind echilibrarea forțelor de inerție ale maselor aflate în mișcare alternativă de translație și valorile acestor forțe de inerție, condițiile de

fabricație în cazul motoarelor cu un număr mare de cilindri de alezaje mai mici, în special, în cadrul unor programe mari de producție. De asemenea trebuie să se ia în considerare pericolul amplificării oscilațiilor de torsiune, posibilitățile de înlesnire a pornirii ușoare a motorului pentru orice poziție de repaos a arborelui cotit.

Numărul cilindrilor pentru motoarele de automobile și tractoare este de 1...16. Ca regulă la motoarele cu cilindri în linie se ajunge până la 7, cel mult 8 cilindri, iar la cele cu cilindri în V - de la 4 la 16. În prezent se produc motoare cu o mare densitate prin unificare în cadrul unor familii care au aceeași unitate energetică la bază (*motorul monocilindric*), combinându-se numărul de cilindri în așa fel, încât să se acopere un diapazon larg de puteri pentru propulsarea autovehiculelor și să se atingă un grad de unificare maximum pentru tehnologiile de fabricație. Așa, spre exemplu, motoarele cu 4 cilindri în linie reprezintă o bază pentru motoarele cu 8 cilindri în V , cele cu 6 - pentru cele cu 12 etc. În această ordine de idei există în prezent preocupări pentru proiectarea și experimentarea unor motoare cu 7 cilindri în linie, respectiv cu 14 în V , evitându-se existența unor intervale mari între puterile motoarelor de 6 și 8 cilindri, respectiv de 12 și 16 cilindri.

Modificarea numărului de cilindri pentru un motor de putere dată influențează asupra valorilor randamentului indicat și randamentul mecanic al motorului. La motoarele cu un număr mare de cilindri, cu mărirea numărului de cilindri se micșorează diametrul acestuia și se reduc dimensiunile sale de gabarit. De asemenea scad masele aflate în mișcare de translație, ceea ce permite mărirea turației fără să se depășească tensiunile admisibile la piesele principale.

Masa motorului și dimensiunile de gabarit ale motorului sunt indicatori foarte elocvenți pentru caracterizarea performanțelor constructive. De regulă, pentru aprecierea comparativă a acestor performanțe se apelează la masa motorului pentru 1 kW putere efectivă, materialele utilizate pentru principalele piese, destinația motorului etc. Spre exemplu, motoarele cu blocuri din materiale compozite pentru care se folosesc cu preponderență masele plastice rezistente la temperaturi mari, ajung la mase specifice foarte mici deși blocul are încă nevoie de un schelet exterior din aliaje de aluminiu. Dacă se mai ține cont de faptul că s-a reușit realizarea din compozite, bazate pe mase plastice, a unor piese de importanță funcțională deosebită, cum ar fi arborele cu came, putem vorbi

de o perspectivă încurajatoare privind micșorarea în continuare a masei specifice a motoarelor.

Analiza repartizării maselor între principalele piese ale motorului demonstrează că blocul cilindrilor are în continuare cea mai mare pondere în masa totală a motorului, fapt ce impune căutarea unor noi soluții pentru micșorarea masei acestuia.

Se caută soluții avantajoase în vederea amplasării agregatelor auxiliare ale motorului care ar mări compactitatea construcției în funcție de destinația motorului. Astfel, pentru autoturisme se impune nu numai o compactitate înaltă, ci și o reducere a înălțimii motorului. În plus, pentru cazul amplasării transversale a motorului este necesară și o limitare severă a lungimii acestuia. În cazul motoarelor de autocamioane sunt exigențe deosebite în ceea ce privește reducerea lungimii și înălțimii motorului, întrucât noile forme de cabine aerodinamice impun realizarea unui compartiment mic pentru motor prevăzut a fi numai parțial amplasat sub compartimentul de bază al cabinei și preponderent sub capotajul de mică lungime, destinat accesului la sistemele principale ale motorului fără rabatarea cabinei.

În cazul tractoarelor este importantă reducerea lățimii motorului pentru a se putea realiza tractoare care să poată lucra în condițiile unor culturi cu distanțe relativ mici între rânduri, fără a se impune restricții deosebite lungimii și înălțimii motorului.

4. MECANISMUL BIELĂ-MANIVELĂ

4.1. Construcția blocului motor

Blocul motor (fig. 4.1) reprezintă organul structural al motorului, constituind scheletul motorului pe care se fixează și se amplasează diverse subansamble și mecanisme.

Întrucât blocul motor preia toate forțele și momentele care apar în timpul funcționării motorului, principala condiție pe care trebuie s-o îndeplinească este rigiditatea superioară și stabilitatea dimensională.

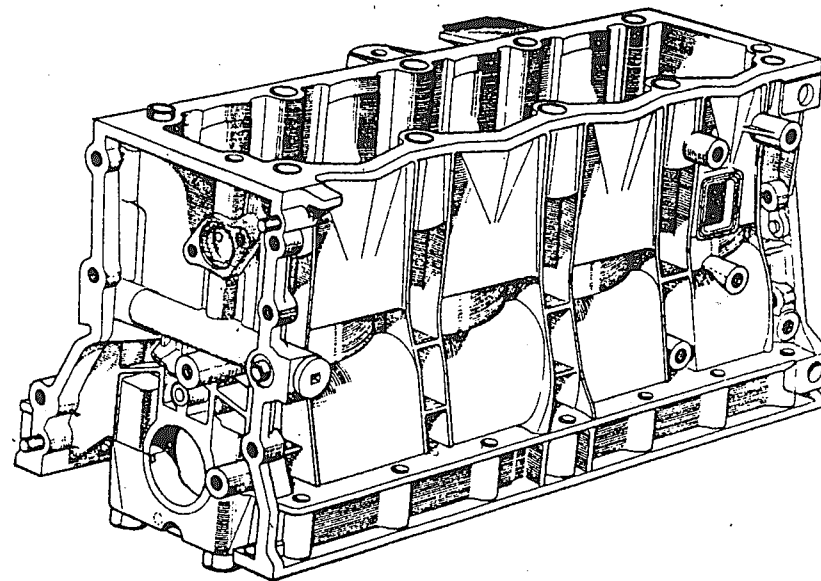


Fig. 4.1. Blocul motor

Rigiditatea blocului motor se poate obține pe mai multe căi și anume: nervurarea pereților transversali; mărirea numărului de lagăre ale arborelui cotit; prin turnarea comună a blocului de cilindri și a carterului; prin utilizarea carterului tunel, care nu are plan de separare a lagărelor paliere.

Solicitările care acționează în blocul motor sunt de două feluri:

- statice – care apar la montaj, prin strângere și în timpul funcționării prin dilatare;
- variabile, determinate de forțele de presiune, forțele de inerție și momentele lor.

Conceperea blocului sub forma unui cadru cu zăbrele permite realizarea unei construcții ușoare cu rigiditate sporită.

Rigiditatea blocului este redată convențional de următoarea relație

$$R = \frac{F}{f} \cdot 10^{-3} \left[\frac{N}{\mu m} \right], \quad (4.1)$$

unde

F - forța de încărcare pe mijloc $[N]$;

f - săgeata maximă la sprijinirea pe lagărele externe $[mm]$.

Rezultatul, nu trebuie să fie mai mic de 20...25 $N/\mu m$. Cu cât R are valori mai mari de 100...150 $N/\mu m$, cu atât pericolul apariției vibrațiilor la încovoiere și a presiunilor pe lagăre prea mari este mai redus.

În cazul în care forța F este oscilantă se determină frecvența proprie a blocului. Aceasta nu trebuie să cadă pe o armonică până la ordinul 5 față de turația arborelui cotit, altfel există pericolul de apariție a rezonanței.

Pentru a răspunde cerințelor enumerate blocul motor se confecționează pe scară largă din fontă prin turnare. Când blocul motor este prevăzut cu cilindri amovibili se confecționează dintr-o fontă mai ieftină ($Fc 200$, $Fc 210$, $Fc 240$, $Fc 280$), iar când cilindrii sunt nedemontabili, se utilizează fontă de calitate sau fontă ușor aliată. Spre exemplificare în tabelul 4.1 se dau materialele din care se toarnă blocurile motoarelor pentru autovehicule.

Soluția modernă cu bloc confecționat din aliaje de aluminiu are următoarele avantaje: densitate redusă; conductibilitate termică ridicată; rezistență la uzare corozivă; prelucrabilitate cu viteze mari; posibilitate de turnare sub presiune.

După turnare blocul din fontă se supune unui tratament de recoacere de detensionare, care constă în încălzirea lentă (80...160°/h) până la 723...773 K, menținerea la această temperatură timp de 2...8 ore și răcirea lentă (20...50°/h) până la 473...523 K.

Tabelul 4.1

Caracteristica fizico-chimică a materialelor folosite pentru blocul motor

Ma- terial	Tip	Compoziția chimică [%]										Caracteristici mecanice	
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	V		Duri- tatea [HB]	Rezist. la tract. 10^3 [N/m ²]
Fonte cenu- șii	I	3,0- 3,5	2,2- 2,5	0,5- 0,7	max. 0,20	max. 0,10	0,25- 0,5	-	0,7- 0,8	-	0,35- 0,45	217- 241	28
	II	3,2- 3,5	1,9- 2,2	0,6- 0,9	max. 0,25	max. 0,12	0,25- 0,4	0,2- 0,4	-	-	-	170- 260	28
	III	3,0- 3,3	1,9- 2,2	0,6- 0,9	max. 0,25	max. 0,12	0,25- 0,4	0,4- 0,6	-	-	-	170- 260	32
Ali- aje de alu- miniu	Si	Mg	Mn	Ti	Al	Fc	Zn	Cu	Ni	Pb	Sn	75	20
	6,5- 7,5	0,2- 0,5	0,2- 0,6	0,1- 0,2	Res- tul	max. 0,5	max. 0,3	max. 0,2	max. 0,05	max. 0,05	max. 0,05		

Blocul din aliaje de aluminiu se supune la o îmbătrânire artificială în scopul obținerii unei structuri corespunzătoare.

În funcție de zona climatică în care sunt folosite, de specificul lucrărilor pe care le execută, de particularitățile constructive și dimensionale impuse, automobilele și tractoarele pot fi echipate cu motoare cu cilindri în linie (fig. 4.2), cu cilindri dispuși în V la 90° (fig. 4.3) sau în V restrâns (fig. 4.4), cu cilindri înclinați (fig. 4.5) sau opuși (fig. 4.6, a și b). Tipul sistemului de răcire adoptat (cu lichid sau cu aer) în proiectarea motoarelor conduce la soluții constructive speciale. Astfel, la motoarele răcite cu lichid cilindrii care pot fi nedemontabili (fig. 4.2; 4.4; 4.5; 4.6, a) sau demontabili (fig. 4.3) formează un bloc comun (blocul cilindrilor), pe când la cele răcite cu aer sunt independenți și se fixează separat pe carter (fig. 4.6, b).

4.1.1. Blocul motor al motoarelor răcite cu lichid

Blocul motorului la motoarele răcite cu lichid este alcătuit din două părți: blocul cilindrilor și carterul, care formează o singură piesă (fig. 4.7).

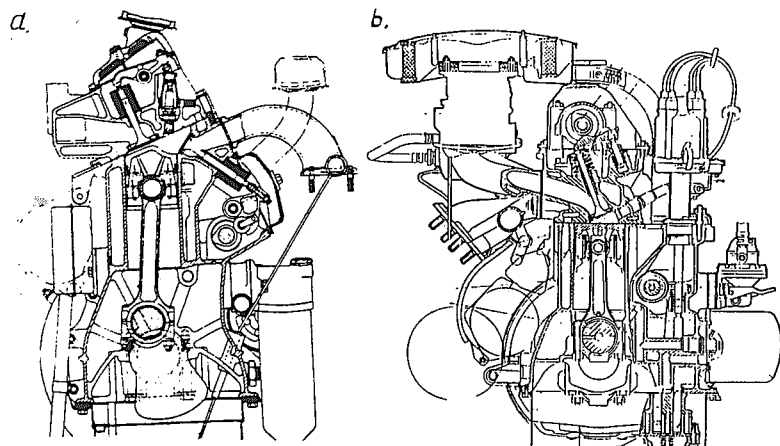


Fig. 4.2. Motor cu cilindrii în linie: a – cu amplasarea mixtă a supapelor; b – cu amplasarea suspendată a supapelor

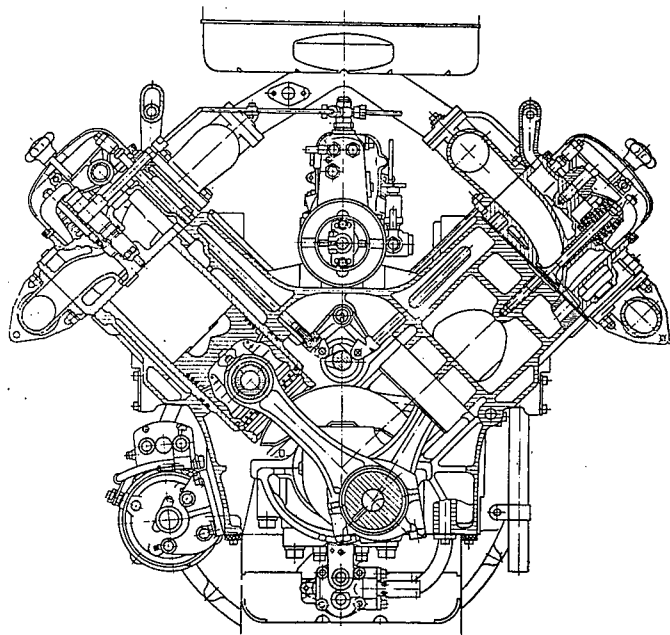


Fig. 4.3. Motor cu cilindrii dispuși în V

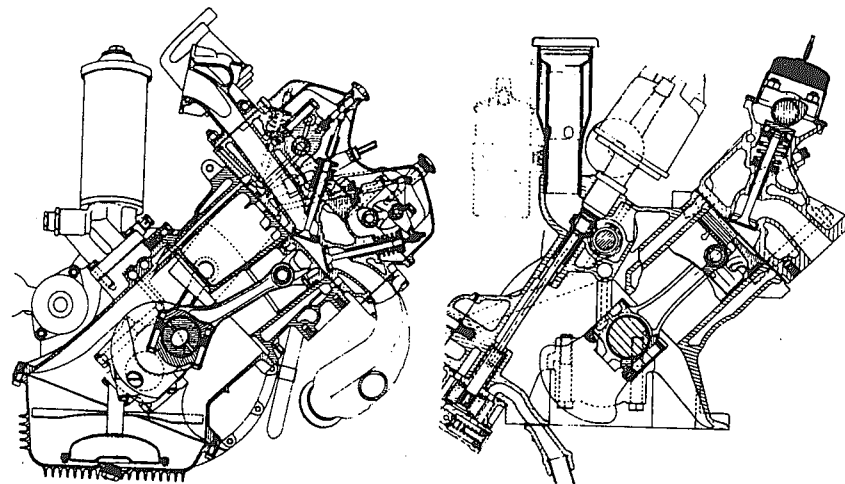


Fig. 4.4. Motor răcit cu lichid în V restrâns

Fig. 4.5. Motor cu cilindrii înclinați

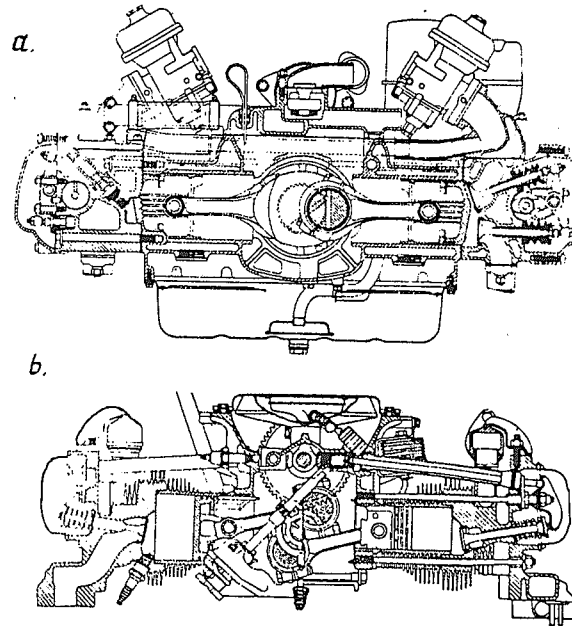


Fig. 4.6. Motor cu cilindri opuși: a – răcit cu lichid; b – răcit cu aer

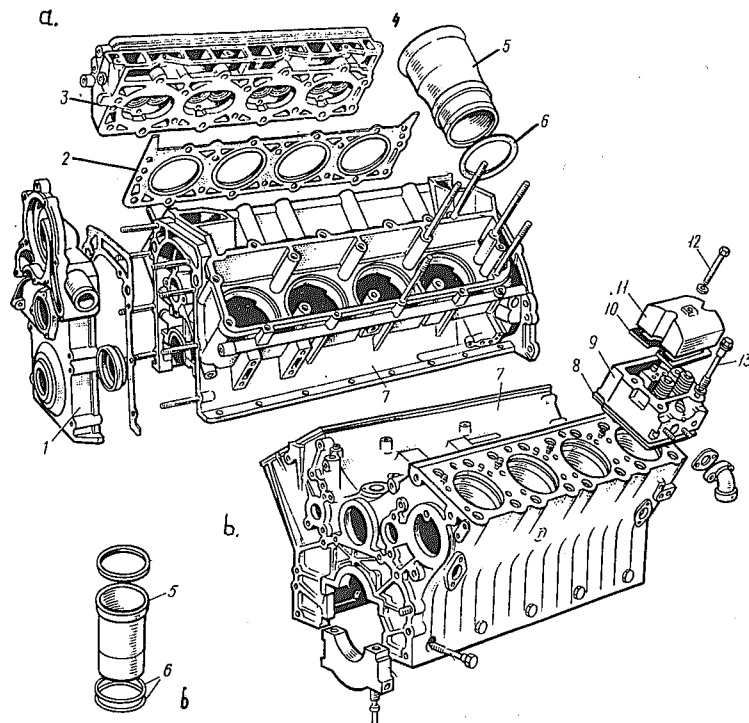


Fig. 4.7. Blocul motorului: a - cu chiulasă comună; b - cu chiulasă individuală; 1 - capacul frontal; 2 - garnitura chiulasei comune; 3 - chiulasa; 4 - capacul chiulasei; 5 - cămașa de cilindru; 6 - inel de etanșare; 7 - blocul cilindrilor; 8 - garnitura chiulasei individuale; 9 - chiulasă individuală; 10 - garnitura capacului; 11 - capacul chiulasei; 12 - șurubul de fixare a capacului; 13 - șurub de fixare a chiulasei;

Alegerea soluției constructive de bloc trebuie să se facă ținând seama de mai mulți factori. Astfel, blocul cu cilindri nedemontabili are costul de fabricație și de montaj mai redus decât al celui cu cilindri demontabili, iar rigiditatea mai mare, construcția fiind însă complicată din punct de vedere tehnologic. De asemenea, datorită vitezelor diferite și duratelor inegale de răcire a pereților interiori și exteriori, pot apărea

tensiuni interne după turnare. În plus, în timpul funcționării apar tensiuni termice mai mari. La alezaje mici, datorită grosimii reduse a pereților, deformările și tensiunile termice sau de turnare sunt foarte mici și, ca urmare, la motoarele de autoturisme și autocamioane de mic tonaj blocul se realizează cu cilindri nedemontabili.

Blocul cu cilindri demontabili prezintă un avantaj: cilindrii pot fi realizați dintr-o fontă cu calitate superioară, cu rezistență ridicată la uzură, iar blocul - dintr-un material mai puțin pretențios. Pe lângă acest avantaj se mai pot menționa și altele. Astfel se simplifică turnarea blocului, se creează posibilitatea înlocuirii cilindrilor uzați și se reduc tensiunile termice. La motoarele cu diametrul cilindrului de peste 120...140 mm se folosește numai soluția cu cilindri demontabili. Utilizarea cilindrilor demontabili de tip uscat, mărește rigiditatea blocului motor. Soluția cu cilindri umezi asigură o bună transmitere a căldurii lichidului de răcire și ușurează turnarea blocului motor.

Principalul bloc motor (fig. 4.8) este construit dintr-o placă superioară 1, pe care se așează chiulasa, o placă intermediară 2, în care se fixează partea inferioară a cilindrilor și care închide cămașa de răcire. Aceste plăci sunt legate între ele prin pereții exteriori longitudinali 3 și pereții interiori transversali 4, uniți apoi cu pereții carterului 5, care se leagă cu corpul lagărelor arborelui cotit 6.

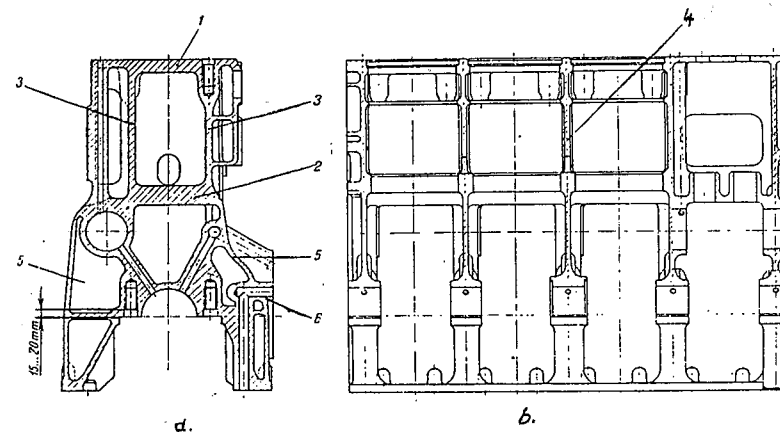


Fig. 4.8. Bloc motor cu cilindri dispuși în linie: a - secțiune transversală; b - secțiune longitudinală

Blocul motor, pentru a rezista solicitărilor mecanice, are un cadru rigid, cu nervuri dese atât la interior (fig. 4.8), cât și la exterior (fig. 4.9).

Construcția blocului motor începe de la secțiunea axială a primului cilindru și se dezvoltă în direcție longitudinală. Dacă parametrii constructivi (diametrul cilindrului, cursa pistonului, lungimea bieiei) s-au stabilit la calculul termic, apoi cu rezultatele din calculul dinamic se poate determina distanța de la axa arborelui cotit la suprafața de așezare a chiulasei. Pentru stabilirea spațiului necesar mecanismului bielă-manivelă, se trasează traiectoria descrisă de punctele exterioare ale bieiei în mișcarea sa (fig. 4.10), după care se poate stabili forma carterului și poziția celorlalte organe.

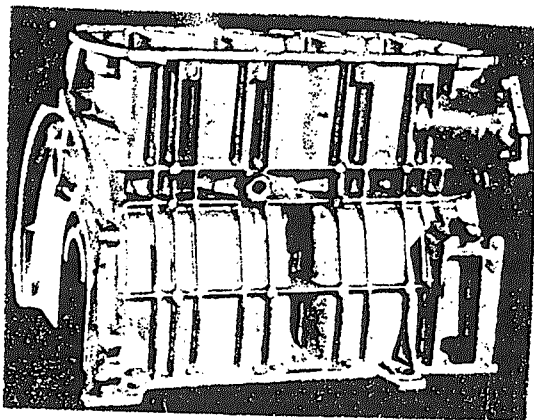


Fig. 4.9. Nervuri exterioare ale blocului

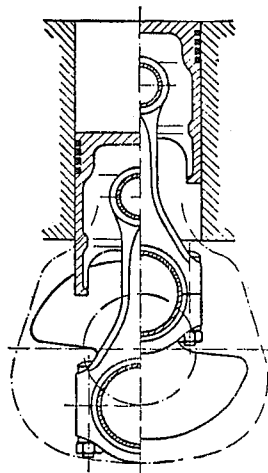


Fig. 4.10. Stabilirea grafică a spațiului necesar mișcării bieiei și manivelei

Cunoscând posibilitatea de amplasare a șuruburilor chiulasei, precum și caracterul solicitărilor, se desenează placa superioară, bosajele șuruburilor chiulasei și pereții de legătură între placa superioară, respectiv bosajele șuruburilor chiulasei și corpul lagărelor arborelui cotit. Pe cât e posibil, găurile pentru prezoanele chiulasei și șuruburile capacelor lagărelor paliere vor avea axele colineare, în condițiile în care ultimele vor fi cât mai aproape de alezajul cuzineților palierei. Diametrul prezoanelor pentru chiulasă variază între 8...12 mm, iar adâncimea de înșurubare este

$(1,5...2)d$ prezon pentru blocul din fontă și $(2,5...3)d$ prezon pentru blocul din metal ușor.

Grosimea pereților blocului motor se va adopta din condiții de rigiditate (4,5...5 mm pentru blocurile din fontă și 6...8 mm pentru blocurile din aliaje de aluminiu). În jurul cilindrilor se vor proiecta camere de răcire cu secțiuni cât mai mici (4...7 mm) pentru trecerea apei, cu scopul de a mări viteza de curgere. Aceasta nu trebuie să depășească însă 3,5 m/s, deoarece există pericolul antrenării depunerilor, care pot astupa canalele. Pentru a asigura posibilitatea curățirii perfecte, la turnare camerele de răcire, precum și celelalte cavități, trebuie să fie deschise spre exterior prin ferestre de vizitare cât mai mari. Ferestrele se închid cu capace demontabile sau nedemontabile.

Nervurile prevăzute pentru mărirea rigidității blocului se vor racorda cu raze mari la pereți, iar grosimea lor va fi cu 1...2 mm mai mare decât a pereților exteriori.

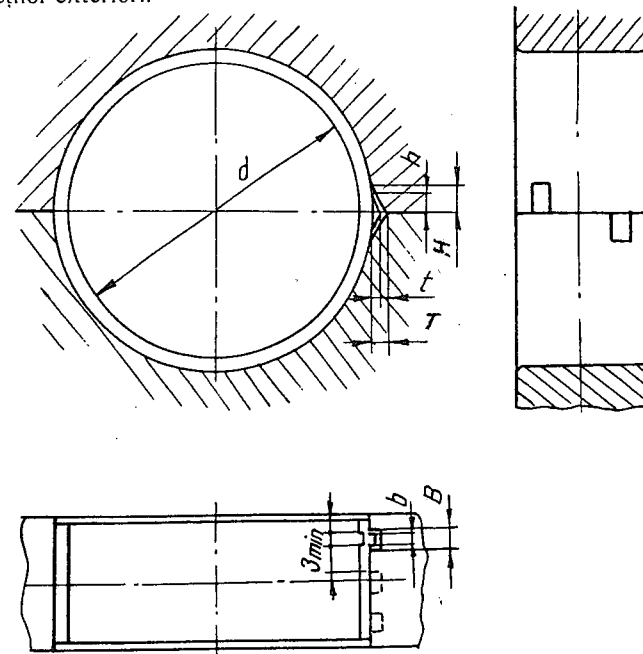


Fig. 4.11. Fixarea cuzineților în capac prin pinteni

Lagărele arborelui cotit sunt prevăzute în peretele transversal al carterului și sunt constituite din două părți separate printr-un plan orizontal, care trece prin axa arborelui cotit. Capacele lagărelor se centrează lateral în bloc, înălțimea părții de centrare fiind de 10...15 mm pentru blocul din fontă și 15...30 mm pentru blocul din aliaje din aluminiu. Ajustajul dintre capac și bloc este $H7/k6$ pentru fontă și $H7/m6$ pentru aliaje ușoare. Între suprafața de așezare a capacului și suprafața de centrare laterală se face o racordare de 3...6 mm. Pentru centrarea capacului de lagăr, care asigură cu ajutorul inelelor de centrare reglarea jocului axial al arborelui cotit, se utilizează un știft de centrare sau un guler de centrare la unul din șuruburile capacului palier. Fixarea axială a cuzineților se face prin pinteni realizați prin ștanțare, care intră în frezări ale blocului, respectiv ale capacelor. Acești pinteni împiedică în același timp rotirea semicuzineților în alezajul lagărelor. Formele și dimensiunile pintenilor **cuzineților**, precum și ale frezărilor din capac și bloc sunt prezentate în *fig. 4.11* și *tabelul 4.2*.

Pe fețele laterale ale blocului motorului se prevăd bosaje pentru prinderea organelor anexe (filtre de ulei și combustibil, răcitoare de ulei, pompă de combustibil etc). Pentru fixarea capacului roților de distribuție, a carcasei volantului și carterului inferior (baia de ulei) pe părțile frontale și pe cea inferioară se realizează flanșe. Întrucât mecanismul motor și mecanismul de distribuție trebuie uns, blocul asigură o parte din canalizația de ungere. În bloc este plasată rampa centrală de ungere cu un diametru de 12...14 mm din care se distribuie ulei prin canale cu diametrul de 6...8 mm, executate direct în acesta sau prin conducte exterioare.

Tabelul 4.2

Dimensionarea pintenilor și frezărilor din bloc

Dia- metrul arbore- lui, d	Gro- simea cuzine- tului	Lățimea pinte- nului, b	Lățimea loca- șului, B	Adân- cimea pinte- nului, t	Adân- cimea de frezare, T	Înălțimea pinte- nului, h	Înăl- țimea de frezare, H
20...40	<1,6	4,6	4,7	1	1,6	4	5,6
40...65	1,6	4,6	4,7	1	1,6	5,6	7
65...90	>1,6	6,1	6,3	1,4	2	5,6	7
Peste 90	>1,6	9,3	9,5	1,6	2,4	8,7	10,3

4.1.2. Blocul motoarelor răcite cu aer

La motoarele răcite cu aer datorită faptului că cilindrii sunt separați, carterul superior este o piesă distinctă a cărei construcție este mai simplă ca la motoarele răcite cu lichid. Pentru mărirea rigidității la unele motoare, el are formă de tunel (*fig. 4.12*).

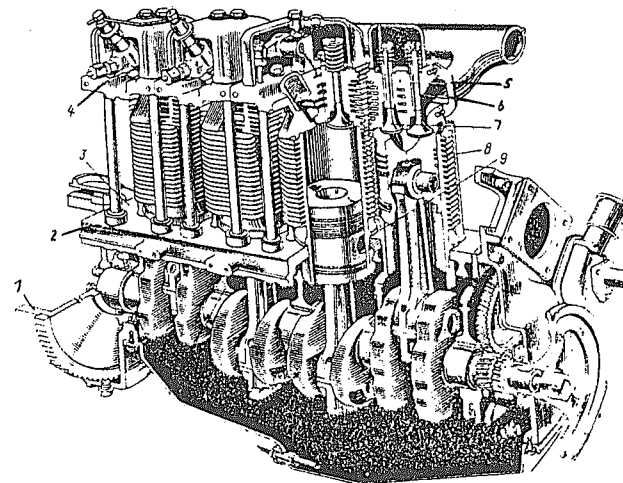


Fig. 4.12. Blocul motorului D-144 răcit cu aer

Prinderea cilindrului pe carter se face de regulă împreună cu chiulasa, folosindu-se patru prezoane (*fig. 4.13, a și b*). În cazul în care înălțimea cilindrului este mare și dilatările termice sunt însemnate, de carter se fixează cu ajutorul prezoanelor numai cilindrii (*fig. 4.13, c și d*). Uleiul necesar ungerii organelor montate pe chiulasă se trimite prin conducte exterioare sau prin tijele împingătoare.

Întrucât blocul motorului este organul structural de bază, la proiectarea lui se prevăd prescripții severe în ceea ce privește precizia dimensională și poziția reciprocă a diferitelor suprafețe. Astfel, alezajul cilindrilor, respectiv locașul pentru cămășile de cilindri, se execută după clasa 1, 2 sau 3 de precizie; planitatea suprafețelor de asamblare cu chiulasa și accesoriile se respectă în limitele 0,02...0,08 mm/100 mm. În ceea ce privește poziția reciprocă a diferitelor suprafețe, se prevede respectarea perpendicularității axelor alezajelor de cilindri pe axa alézajelor

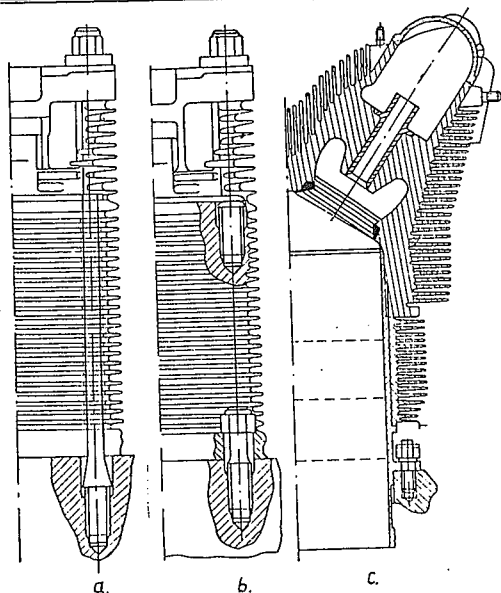


Fig. 4.13. Metode de fixare a cilindrilor pe motorul răcit cu aer

lagărelor paliere, a paralelismului axelor alezajelor lagărelor paliere ale arborelui cu came și arborelui cotit, a perpendicularității axelor alezajelor tacheților pe axa alezajelor lagărelor paliere ale arborelui cu came, a coaxilității alezajelor lagărelor paliere, a perpendicularității axei alezajelor lagărelor paliere pe suprafețele frontale ale blocului.

De respectarea acestor prescripții la realizarea blocului motor este condiționată comportarea în exploatare și durabilitatea motorului.

4.2. Construcția cilindrului

Pentru a răspunde cerințelor impuse cămășilor de cilindru (rezistență sporită la uzură, obținerea unor suprafețe cu rugozitate optimă și cu o abatere minimă de la forma cilindrică), acestea se realizează din materiale cu rezistență sporită la uzură (*fontă aliată cu Ni, Cr, Mo, Cu, Ti*) cărora li se aplică tratamente termice și termochimice (*acoperirea cu strat de cupru poros cu grosimea de 0,05...0,25mm*). În acest sens cilindrii motoarelor de automobile sunt realizați din materiale ale căror caracteristici sunt prezentate în tabelul 4.3.

Existența celor două tipuri de răcire (*cu lichid și cu aer*) impune soluții constructive diferite pentru cămașa cilindrului.

Tabelul 4.3

Caracteristici fizico-chimice ale materialelor pentru cilindri

Tipul fontei	Compoziția chimică [%]										Caracteristici mecanice		
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Cu	Sn	Durt. [HB]	Rezist. la încov. 10^5 [N/m ²]	Rezist. la întind. 10^5 [N/m ²]
Aliată cu Cr standard	3,2-3,5	1,8-2,2	0,6-1,0	0,3-0,5	max. 0,07	0,2-0,5	-	-	-	-	200-280	min. 44	min. 24
Aliată cu Cr cu rezistență mare la frecare	3,2-3,5	1,8-2,2	0,6-1,0	0,3-0,5	max. 0,07	0,2-0,5	-	-	-	-	220-280	min. 42	min. 22
Aliată cu Cr-Ni cu tezis. sporită la frecare și la solicitări mecanice	3,2-3,5	1,8-2,2	0,6-1,0	0,3-0,5	max. 0,07	0,2-0,5	0,5-0,8	-	-	-	220-280	min. 48	min. 26
Aliată cu Cr-Mo cu rezist. sporită la frecare și solicitări termice	3,2-3,5	1,8-2,2	0,6-1,0	0,3-0,5	max. 0,07	0,2-0,5	-	0,3-0,6	-	-	230-290	min. 46	min. 28
Aliată cu Cr-Mo cu conținut mare de C (calit. antifricțiune foarte bune)	3,8-4,3	1,0-1,4	0,1-0,35	0,1-0,4	max. 0,04	0,2-0,4	-	0,2-0,6	0,4-0,8	0,4-0,6	180-240	min. 40	min. 20

4.2.1. Cilindri pentru motoarele răcite cu lichid

După modul de asamblare cu blocul motor se disting trei soluții constructive de cilindri: cilindru prelucrat direct în bloc, cămașă uscată și cămașă umedă (fig. 4.14).

Cămașă uscată se utilizează la motoarele cu aprindere prin scânteie și prin compresie, având diametrul cilindrului maxim 125 mm. Ea se execută ca o bucsă simplă, presată în bloc și prelucrată ulterior (fig. 4.15, a), cu sprijin în partea superioară (fig. 4.15, b), sau în partea inferioară (fig. 4.15, c).

Cămășile uscate pot fi presate în bloc sau montate liber. La cămășile presate după montare se fac operațiile de prelucrare finală. Toleranțele de execuție ale cămășii și alezajului din bloc sunt prezentate în fig. 4.16.

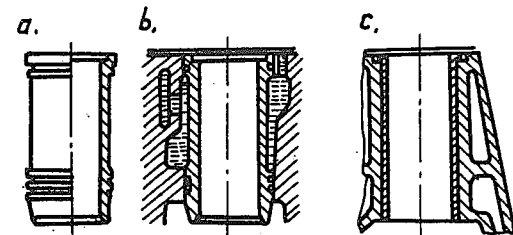


Fig. 4.14. Cămașa de cilindru (a), montarea cămășii umede (b) și uscate (c)

Pentru a ușura reparația motoarelor se utilizează cămășile uscate montate liber în bloc. Ele se uzinează definitiv atât la interior cât și la exterior, după care se introduc liber în alezajul din bloc (desenul de execuție al unei astfel de cămăși se prezintă în fig. 4.17).

Cămășile demontabile se prevăd în partea superioară cu o flanșă, care se sprijină pe un lăcaș inelar din bloc. La strângerea prezoanelor chiulasei pe suprafața de reazem trebuie să se dezvolte o presiune de $38...42 \cdot 10^5$ N/m², când blocul este din fontă și $14...18 \cdot 10^5$ N/m², când blocul este din aluminiu.

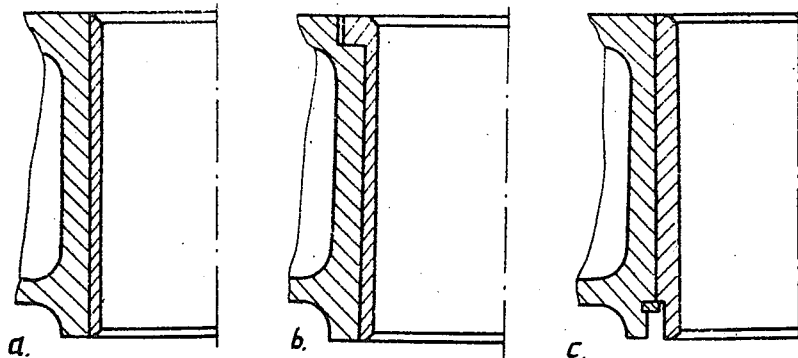


Fig. 4.15. Metode de montare a cămășilor uscate

Lungimea cămășii se determină astfel, încât mantaua pistonului să nu depășească marginea inferioară cu mai mult de 10...15 mm. Soluția camerei de răcire trebuie aleasă astfel, încât să depășească în partea superioară nivelul primului segment de compresie, când pistonul se află la

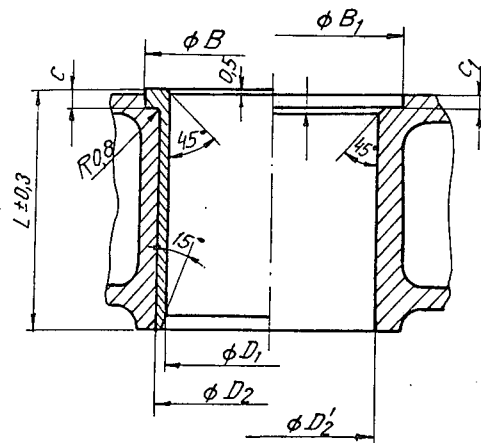


Fig. 4.16. Toleranțele cămășii și alezajului blocului

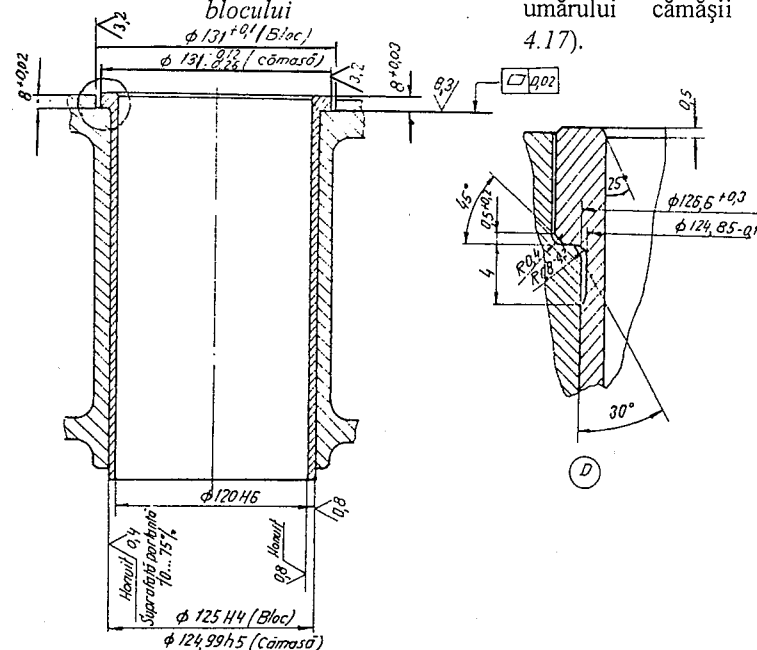


Fig. 4.17. Desen de execuție a cămășii uscate

p.m.s., iar în partea de jos să depășească nivelul segmentului de ungere când pistonul se află la p.m.i. Deoarece cămașa uscată este montată în alezajul prelucrat în bloc, grosimea ei în stare finală este de 2...3,5 mm.

Pentru evitarea deformării cămășii la strângerea chiulasei o atenție deosebită trebuie să se acorde modului de prelucrare a blocului în partea de așezare a umărului cămășii (fig. 4.17).

4.2.2. Cilindri pentru motoarele răcite cu aer

Pentru a mări suprafața de transfer de căldură cilindrii motoarelor răcite cu aer sunt prevăzuți la exterior cu aripioare de răcire. Dimensionarea acestora se face astfel, încât temperatura peretelui cămășii să nu depășească 473 K. Înălțimea și numărul aripilor sunt impuse de debitul ventilatorului și posibilitățile tehnologice de realizare a acestora. Gradul de nervurare este maxim la nivelul chiulasei și la partea superioară a cilindrului și minim la partea de jos a acestuia. La turnarea în formă sau în cochilă se obține un pas al aripilor de 6...8 mm și grosimi la vârf de 1,5 mm pentru diametre ale cilindrului sub 100 mm și 2...2,5 mm pentru cilindri cu diametre mai mari. Flancurile aripioarelor se realizează înclinat cu 2...3°, iar la bază se racordează.

Cilindrii se toarnă de obicei din fontă. Pentru îmbunătățirea schimbului de căldură se execută și cilindri din aliaje de aluminiu, având la interior un strat de crom poros de 50...60 μm depus electrolic (fig. 4.20, a). Mantaua de aluminiu cu aripioare se poate presa peste o cămașă din fontă (fig. 4.20, b) sau poate fi turnată peste ea (fig. 4.20, c).

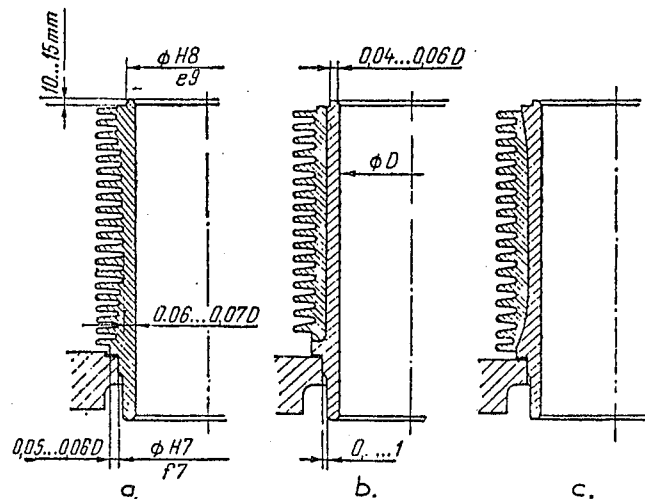


Fig. 4.20. Scheme de fixare a aripioarelor de răcire

Indiferent de procesul de realizare al cilindrului, grosimea pereților trebuie să fie de $(0,06...0,07)D$. La partea de fixare în bloc diametrul alezajului trebuie să fie egal cu cel exterior al cilindrului realizându-se un ajustaj H7/f7. În această zonă cilindrul se prevede cu un guler de lățime $(0,05...0,06)D$, iar sub guler – un diametru mai mic cu 0,5...1 mm. La partea de asamblare cu chiulasa grosimea cilindrului trebuie să fie cel puțin de $(0,03...0,04)D$, iar înălțimea părții de centrare-de 10...15 mm. Pentru o ușoară demontare a chiulasei ajustajul umărului se prevede H8/e9 sau se execută puțin conic.

4.2.3. Elemente de etanșare a cilindrilor

Cilindrul ca spațiu în care se desfășoară ciclul motor trebuie etanșat față de gaze în zona de contact cu chiulasa și față de lichidul de răcire în partea inferioară.

Etanșarea față de gaze se realizează prin garnitura de chiulasă care poate fi sub forma unei plăci (fig. 4.21, a) sau sub forma unei garnituri inelare (fig. 4.21, b).

Garnitura de chiulasă, în funcție de materialul din care se execută, poate fi metaloplastică, plastică sau metalică (tabelul 4.4).

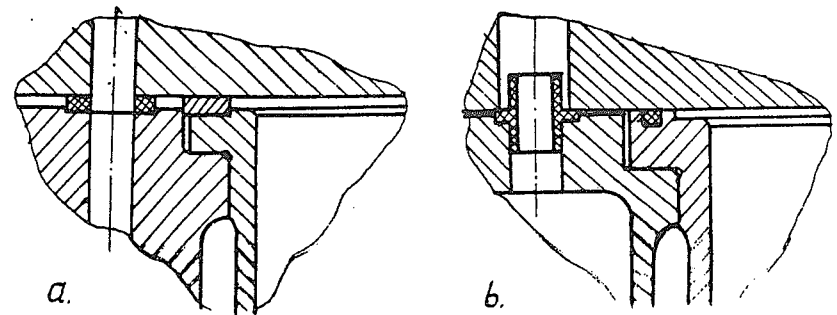


Fig. 4.21. Etanșarea de gaze cu garnitură în formă:
a – de plăci; b – inelară

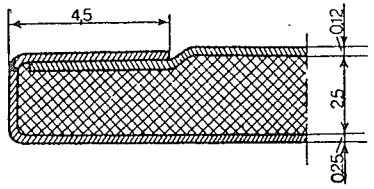
Marginile orificiilor pentru camera de ardere și uneori pentru trecerea lichidului de răcire sunt bordurate cu tablă subțire din cupru sau aluminiu. Grosimea armăturilor de bordurare este mai mare decât grosimea materialului de bază cu 0,10...0,15 mm.

Garniturile din azbest grafitat se adaptează mai bine la suprafețele pe care le îmbină, dar sunt mai puțin rezistente. Marginile degajărilor pentru camera de ardere și pentru celelalte orificii se bordurează cu tablă cositorită. La motoarele cu chiulase individuale se poate realiza etanșarea cu un inel profilat din cauciuc siliconic așezat într-un canal frontal executat în cămașa cilindrului. Această soluție constructivă impune strângerea chiulasei direct pe cămașa cilindrului, excluzându-se posibilitatea arderii garniturii. Etanșarea orificiilor pentru circulația lichidului de răcire și a lubrifiantului din bloc spre chiulasă se mai poate realiza cu garnituri din cauciuc siliconic (fig. 4.21).

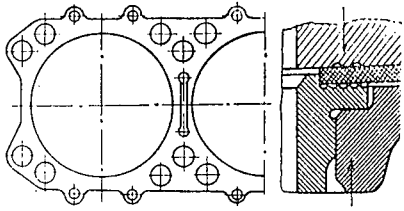
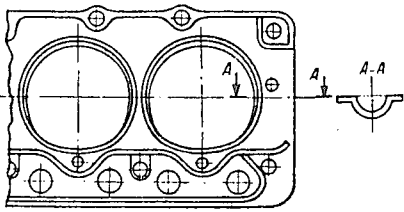
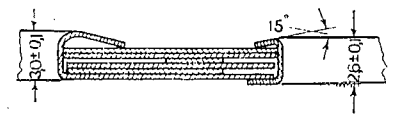
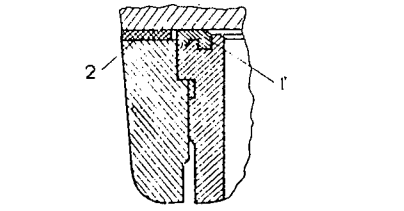
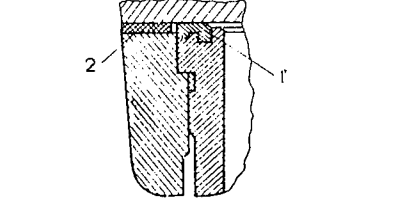
Garniturile metalice sunt de tip inelar și se folosesc la etanșarea camerelor de ardere ale motoarelor răcite cu aer. Aceste garnituri pot fi executate din tablă de aluminiu sau cupru. Etanșarea se produce după planul umărului cămășii la strângerea prezoanelor chiulasei. Garniturile metalice se pot realiza și din tablă de oțel cu conținut redus de carbon. Având grosimi între 0,4...0,6 mm, tablele din oțel asigură etanșarea prin deformarea undulațiilor de diferite adâncimi existente pe suprafața garniturii.

Tabelul 4.4

Garnituri de chiulasă

Forma garniturii	Tipul garniturii
	<i>Metaloplastică</i> – este alcătuită dintr-o foaie de azbest sau țesătură din fir metalic cu azbest învelite în tablă subțire din cupru, alamă sau fier, care îi asigură rezistența necesară și posibilitatea așezării repetate. Marginile orificiilor pentru camera de ardere și uneori pentru trecerea lichidului de răcire sunt bordurate.

Continuarea tabelului 4.4

	<i>Plastică</i> – din foi de azbest grafitate, care sunt mai puțin rezistente, se adaptează bine la neuniformitățile suprafețelor care se îmbină. Orificiile garniturii se bordurează, se montează mai ales la M.A.S.
	<i>Metalică</i> – din tablă de aluminiu sau cupru. Etanșarea se produce după planul bordurii cămășii care este proeminentă deasupra suprafeței blocului. La strângerea prezoanelor, proeminențele canalurilor practicate în chiulasă și bloc intră în garnitură. Etanșarea orificiilor pentru răcire se realizează cu inele de cauciuc. Asemenea garnituri se montează în construcțiile caracterizate printr-o mare rigiditate.
	<i>Metalică</i> – din tablă de oțel cu conținut redus de carbon de 0,4...0,6 mm, cu undulații de diferite adâncimi în jurul orificiilor necesare etanșării. La strângerea șuruburilor apare deformarea elastică a garniturii, realizându-se o îmbinare ermetică. Sunt folosite la M.A.S.
	<i>Metalică</i> – dintr-un pachet de table subțiri, este o garnitură cu rigiditate variabilă; aceasta se obține prin micșorarea numărului tablelor în anumite locuri. Locașul pentru camera de ardere se bordurează de una din tablele exterioare. Se montează la M.A.C.
	<i>Inele de etanșare pentru fiecare cilindru</i> , din cupru sau aluminiu. Partea frontală a cămășii intră în inelul 1, amplasat pe bordură. Etanșarea îmbinării pentru trecerea lichidului se realizează cu garnitura elastică 2, comună pentru toți cilindrii. Se folosesc mai ales la M.A.S. supraalimentate.

Caracteristicile materialelor folosite la confecționarea garniturilor de chiulasă sunt prezentate în tabelul 4.5.

Tabelul 4.5

Caracteristici ale materialelor pentru garnituri de chiulasă

Denumirea materialului	Rezistența la temperatură, [K]		Presiunea minimă de strângere, 10^5 [N/m ²]	Deformarea utilă, [%]	
	Fără bordură	Cu bordură		Plastică	Elastică
Metal masiv	>773	—	>1000	0,2	—
Oțel stratificat	—	773	>1000	0,5	0,2
Tablă de oțel	623	—	>1000	0,5	0,2
Azbest armat cu oțel	—	623	500	1,5	0,8
Azbest armat cu cupru	—	573	300	2,0	0,8
Didur	523	573	250	5,0	2,0
Fenolastic	—	573	150	10,0	3,0

Pentru a evita deformarea neuniformă a garniturii de chiulasă sau apariția unor deformări ale chiulasei și cilindrului, strângerea șuruburilor de chiulasă se începe de la mijloc și continuă prin alternare spre exteriorități. Șuruburile se strâng definitiv în urma a 2 sau 3 treceri.

Etanșarea față de lichidul de răcire se face cu inele de cauciuc plasate în canale executate în cămasă (fig. 4.18, a) sau în bloc (fig. 4.18, c) pentru cămășile cu umăr de sprijin în partea superioară sau mediană. La cămășile cu sprijin în partea de jos, etanșarea se face cu garnituri de hârtie sau cupru (fig. 4.18, b).

Orientativ în fig. 4.22 și în tabelul 4.6 se arată forme și dimensiuni uzuale de canale și inele. Pentru a se ușura montarea și a se evita distrugerea inelelor la montaj diametrul porțiunii, cuprinzând inelele, trebuie să fie mai mic cu 0,5...1 mm decât diametrul de sub umărul cămășii. Pentru evitarea coroziunii de interstițiu se execută un canal între inele, care adună eventualele scăpări de lichid și le evacuează prin orificii spre exteriorul blocului.

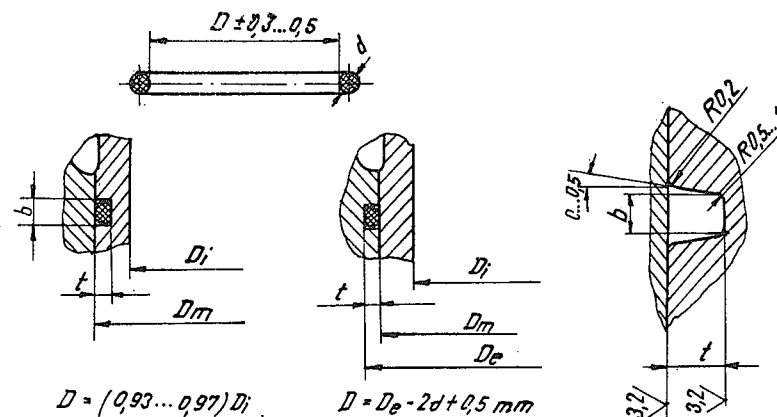


Fig. 4.22. Dimensionarea inelelor de etanșare și a canalelor uzuale

Tabelul 4.6

Dimensiuni uzuale pentru inele de etanșare și canale

D _m , [mm]	Inel O		Lățimea canalului		Adâncimea canalului		Presiunea la care rezistă 10 ⁵ , [N/m ²]	Duri-tatea inelului, [°Sh]
	d, [mm] d după SAE	Toleranțe, [mm]	b, [mm]	Toleranțe, [mm]	t, [mm]	Toleranța, [mm]		
...120	3	+/-0,1	4,2	+/-0,1	2,5	+/-0,05	...10	55
	2,62	+/-0,07	3,6	+/-0,1	2,3	+/-0,05		
100...	4	+/-0,1	5,4	+/-0,1	3,5	+/-0,05	10...20	65...70
150	3,63	+/-0,1	4,8	+/-0,1	3,1	+/-0,05		
150...	4...5,7	+/-0,12	7,7	+/-0,1	5,0	+/-0,1	20...	80...85
	3,53...5,33	+/-0,12	7,2	+/-0,1	4,8	+/-0,1		

4.3. Construcția chiulasei

Împreună cu cilindrul și pistonul chiulasa închide spațiul în care evoluează fluidul de lucru. În funcție de tipul motorului ea poate conține camera de ardere integral (M.A.S.), parțial (M.A.C. cu cameră divizată) sau poate să închidă numai volumul de lucru al fluidului motor (M.A.C. cu injecție directă).

Forma optimă a camerei de ardere cu pierderi minime de căldură este cea sferică. Întrucât constructiv nu se poate realiza o astfel de cameră cu aprindere în centru (M.A.S.), iar procesele de schimb de gaze impun anumite forme și poziții ale canalelor de admisie și evacuare, cercetările și practica au consacrat anumite forme de camere de ardere.

Soluția constructivă adoptată pentru chiulasa depinde de forma camerei de ardere, de amplasarea supapelor, bujiilor, injectoarelor, canalelor de admisie, de evacuare și de tipul sistemului de răcire.

4.3.1. Chiulasa motorului răcit cu lichid

Indiferent de tipul motorului (M.A.S. sau M.A.C.), camerei de ardere (unitară sau divizată) sau mecanismului de distribuție, (cu arborele cu came în bloc sau în chiulasă etc.), chiulasa (fig. 4.23) conține în întregime sau parțial camera de ardere 1, locașul bujiei 2 sau injectorului, ghidul 6 și scaunul supapei 8, suportul pentru arborele cu came 5 sau numai pentru axul culbutorilor 5, canalele de admisie și de evacuare 7, camerele de răcire 3.

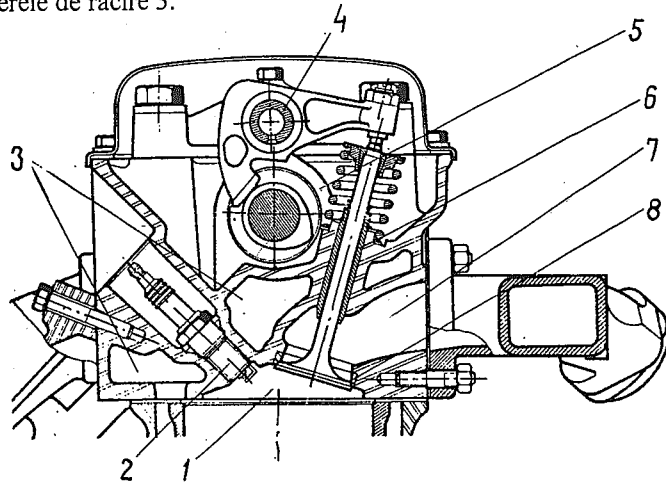


Fig. 4.23. Chiulasa motorului

Întrucât la motoarele cu aprindere prin scânteie solicitările mecanice sunt relativ mici, la proiectarea chiulasei, în general, se adoptă

soluția cu chiulasă monobloc. Camerele de ardere care au căpătat o largă răspândire datorită indicilor energetici ridicați și a performanțelor obținute în schimbul de încărcătură sunt de tip pană (fig. 4.24, a) în acoperiș (fig. 4.24, b) sau semisferică.

La motoarele cu aprindere prin comprimare cu alezaje mici se utilizează chiulase comune pentru toți cilindrii (fig. 4.25) sau pentru un grup de cilindri. La alezaje de peste 130 mm, chiulasele individuale sunt mai indicate, deoarece se reduc tensiunile termice.

Dacă la motoarele cu injecție directă chiulasele au o construcție relativ simplă (fig. 4.25) și se compun dintr-o singură piesă, apoi la motoarele cu camere de ardere divizate ele sunt realizate din două piese. Astfel, la camerele de vârtej (fig. 4.26) partea superioară face corp comun cu chiulasa (fig. 4.26, a), iar partea inferioară este o piesă detașabilă din oțel termorezistent (fig. 4.26, b), care se montează pe suprafața de reazem a chiulasei cu joc (fig. 4.27). Datorită contactului inelar al piesei detașabile, transferul de căldură prin pereții chiulasei se micșorează, iar piesa ajunge la incandescență favorizând autoaprinderea.

Geometria și traseul canalelor pentru distribuția aerului, respectiv a încărcăturii proaspete, trebuie să asigure obținerea unei umpleri cât mai bune, în condițiile diminuării gazelor reziduale reținute în cilindru la sfârșitul ciclului. Pentru aceasta canalele se execută cu secțiunea variabilă, descrescătoare spre poarta supapei pentru a reduce pierderile gazodinamice. Tot în același scop raza de curbura a canalului la ieșirea din zona scaunului supapei trebuie să fie 0,5...0,6 din diametrul talerului supapei.

La motoarele cu aprindere prin compresie cu injecție directă îmbunătățirea formării amestecului pe seama organizării mișcării aerului se obține prin dirijarea adecvată a canalelor de admisie (fig. 4.28).

Important e că la motoarele cu aprindere prin scânteie canalele de admisie și evacuare se dirijează pe aceeași parte a chiulasei (fig. 4.24, a) pentru a favoriza preîncălzirea încărcăturii proaspete, pe când la motoarele cu aprindere prin comprimare canalele de admisie se dirijează pe o parte, iar cele de evacuare pe cealaltă parte a chiulasei pentru a evita încălzirea aerului admis, care ar micșora umplerea.

Pentru a asigura obținerea unor coeficienți maximi de umplere, este necesar ca supapele să se plaseze cât mai aproape de mijlocul cilindrului, iar distanța dintre talerul supapei de admisie și peretele cilindrului să fie minimum $(0,015...0,02)D$.

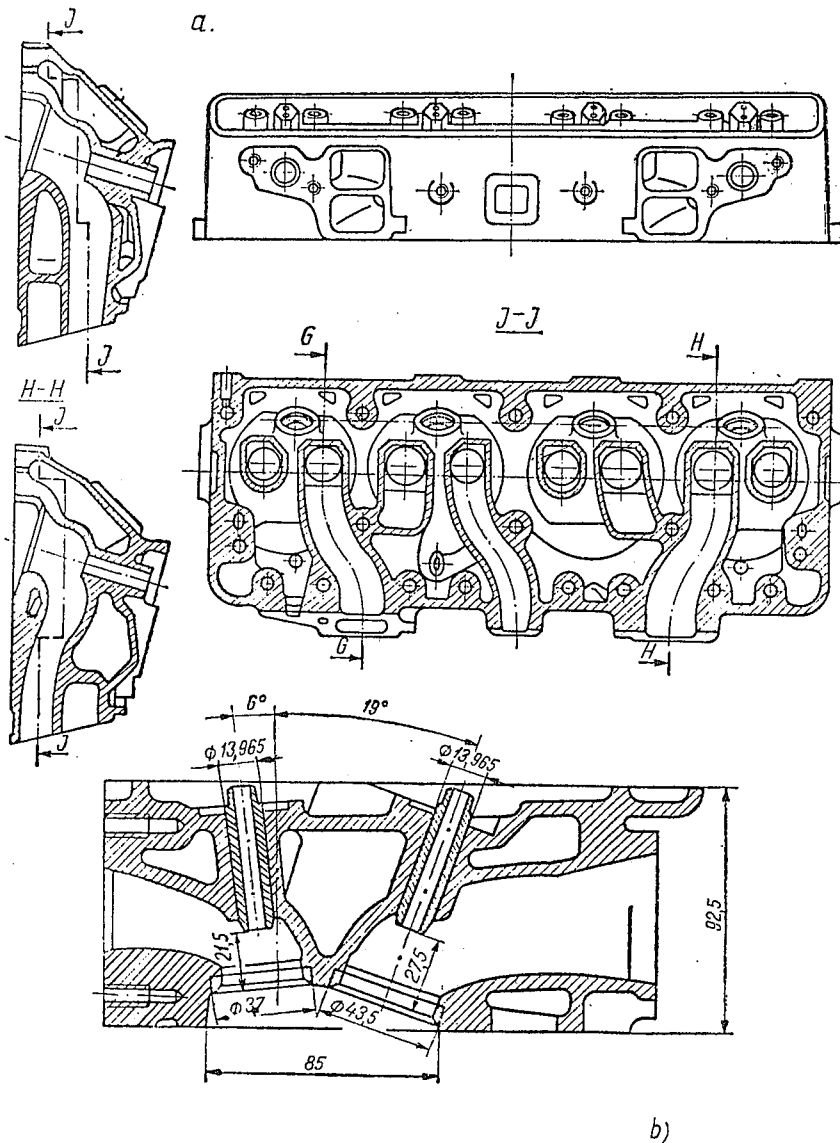


Fig. 4.24. Chiulasa monobloc cu cameră pană

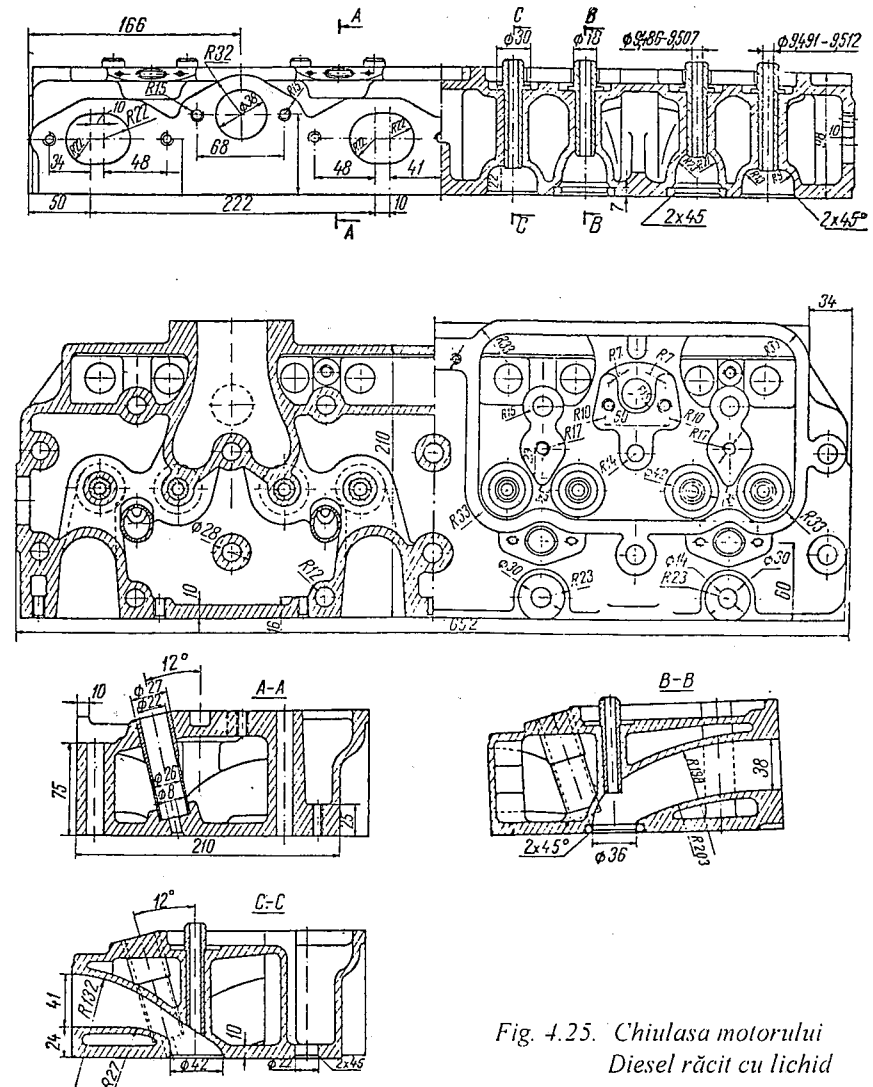
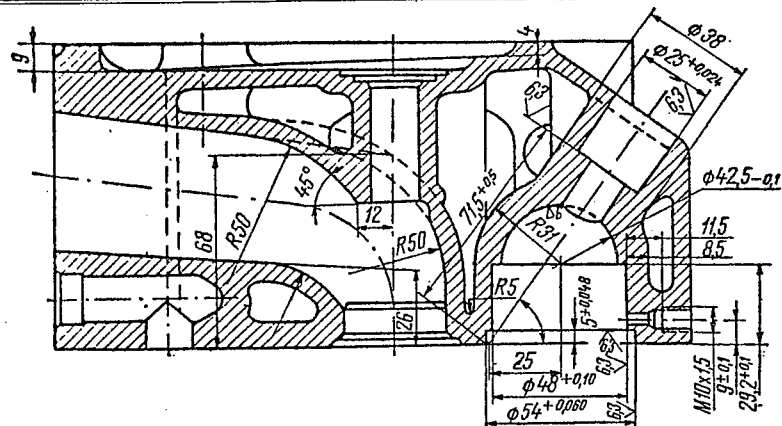


Fig. 4.25. Chiulasa motorului Diesel răcit cu lichid



a

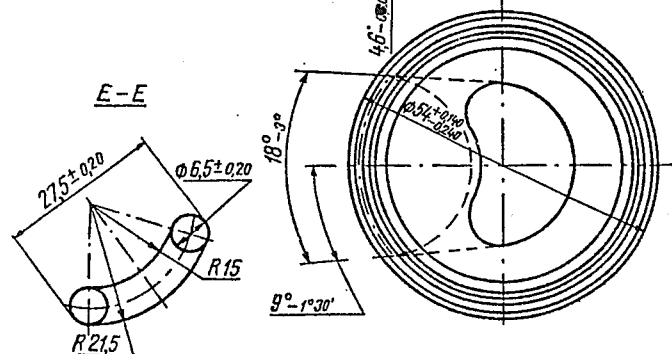
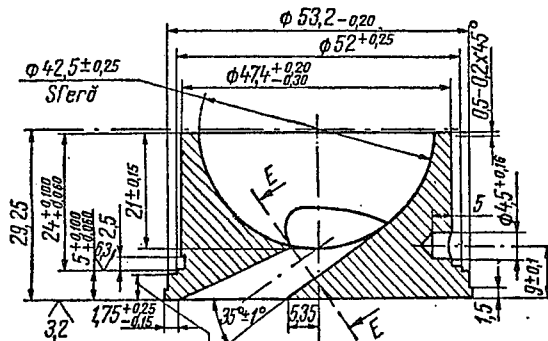


Fig. 4.26. Desen de execuție a chiulasei cu camera de vârtaj: a-corpul; b-insertia inferioară a camerei de ardere

Creșterea eficienței sistemului de răcire se poate realiza prin găsirea unor soluții constructive care să asigure răcirea pe o suprafață cât mai mare a camerei de ardere, a canalului de evacuare, a bosajelor ghidului supapei de evacuare și a bujiei sau injectorului. De asemenea, este necesar ca circuitul lichidului de răcire să fie cât mai simplu și cât mai puțin ramificat, iar viteza de circulație a apei de-a lungul pereților să fie minimum 15 m/s.

Chiulasa cu rigiditate ridicată se obține prin adoptarea grosimii peretelui suprafeței de așezare pe blocul cilindrilor de $(0,08...0,1)D$, iar pentru ceilalți pereți de 5...7 mm în medie, în funcție de alezajul cilindrului. Din cauza rezistenței miezurilor, distanțele între pereții curbi nu trebuie să fie mai mică de 8 mm. În ceea ce privește înălțimea, aceasta se apreciază ca normală, dacă este egală cu $(0,95...1,10)D$.

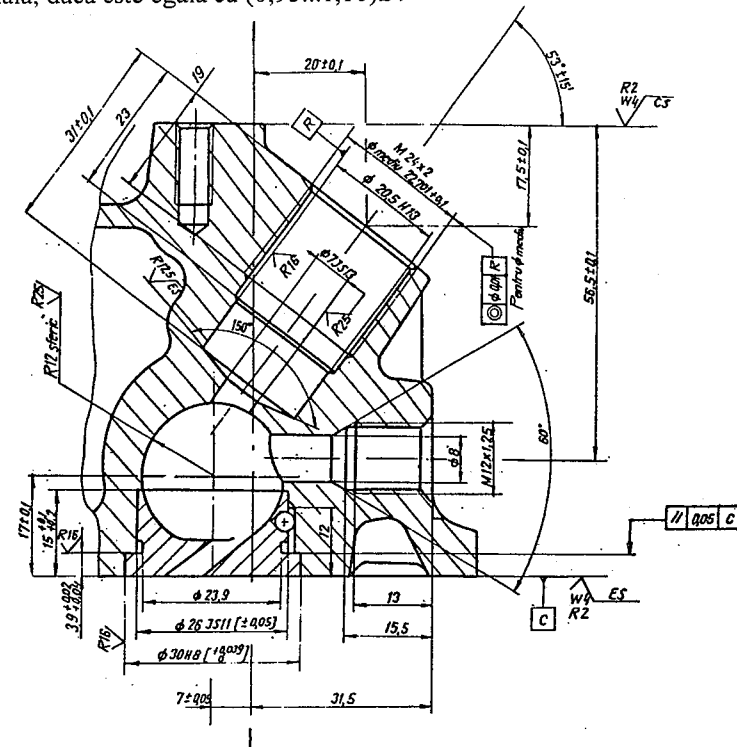


Fig. 4.27. Dimensionarea chiulasei cu cameră de vârtaj

Pentru etanșarea talerului supapei în chiulasă se prelucurează direct sau se presează scaunul supapei 8 (fig. 4.23), având o formă inelară, grosimea peretelui este de $(0,08...0,10)d_c$ (d_c – diametrul canalului), iar înălțimea – de $(0,22...0,25)d_c$. Scaunele se montează cu o strângere mică $(0,045...0,115 \text{ mm})$.

În cazul chiulasei din fontă, scaunele de supapă se folosesc îndeosebi pentru supapele de evacuare, iar la chiulasa din aluminiu se prevăd pentru ambele supape.

Asigurarea unei bune ghidări și răcirii a tijei supapei rezidă în lungimea ghidului 6 (fig. 4.23) care se cere a fi de peste șapte ori mai mare decât diametrul lui.

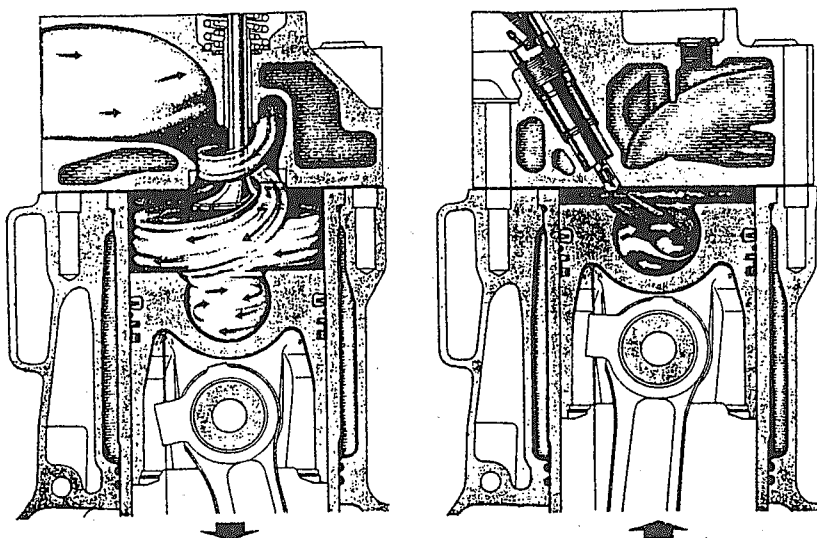


Fig. 4.28. Chiulasă motorului cu injecție directă de combustibil

La presarea ghidului în chilasă ajustajul este de 0,003...0,005 din diametrul său exterior. Jocul între tija supapei și ghid este de $(0,005...0,010)_{d_s}$ (d_s - diametrul tijei supapei) pentru supapa de admisie și $(0,008...0,012)_{d_s}$ - pentru supapa de evacuare. Grosimea peretelui ghidului este de 2,5...4 mm.

Datorită solicitărilor la care este supus, ghidul supapei se execută din fontă refractară sau bronzuri refractare (*bronzul cu aluminiu 9...15% Al; bronzul silicios 3...5% și bronzul fosforos*).

4.3.2. Chiulasa motorului răcit cu aer

De regulă la motoarele răcite cu aer chiulăsele se execută individual.

Dificultățile ce apar la dirijarea aerului de răcire spre camera de ardere conduc la soluții raționale în formula constructivă a camerei de ardere, cum sunt camera semisferică, pentru motorul cu aprindere prin scânteie și cele cu injecție directă pentru motoarele cu aprindere prin compresie.

Canalele de distribuție a gazelor pot fi dispuse după diferite scheme. De regulă, pentru a asigura condiții de funcționare bună pentru injector sau bujie, acestea se plasează la intrarea aerului.

La stabilirea formei și dimensiunilor nervurilor pentru răcire se ține cont de asigurarea unui câmp uniform de temperatură care să nu depășească 500...530K în zonele cele mai fierbinți. În acest caz soluția care presupune dispunerea nervurilor perpendicular pe suprafețele de la care acestea trebuie să conducă căldură se consideră optimă.

Dispunerea rațională a supapelor pentru motoarele cu aprindere prin compresie impune o amplasare paralelă a supapelor (fig. 4.29), iar pentru motoarele cu aprindere prin scânteie – dispunerea în V 60° , 75° sau 90° .

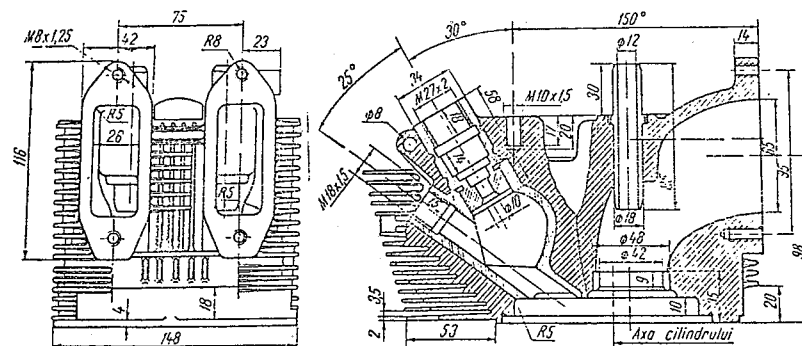


Fig. 4.29. Dimensionarea chiulasei motorului răcit cu aer

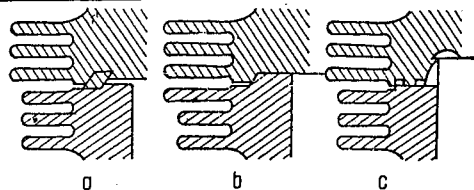


Fig. 4.30. Soluții de etanșare a chiulasei motorului răcit cu aer

Dacă cilindrul și chiulasa motoarelor răcite cu aer se execută din fontă, atunci etanșarea se realizează cu inele din cupru (fig. 4.30, a). Dacă chiulasele sunt executate din aluminiu, etanșarea se face fără garnituri, prin strunjirea unor canale inelare pe partea frontală de reazem a chiulasei (fig. 4.30, b și c).

4.4. Construcția grupului piston

4.4.1. Construcția pistonului

Grupele piston (fig. 4.31) conține: pistonul 1, segmentii de compresie 13 și de ungere 14, bolțul 10 cu inele de fixare axială 11.

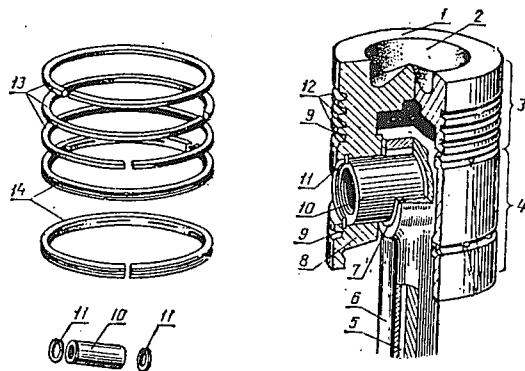


Fig. 4.31. Construcția pistonului: 1 – capul pistonului; 2 – camera de ardere; 3 – zona canalelor pentru segmenti; 4 – mantaua; 5 – canal de ungere al bolțului; 6 – biela; 7 – bucșă; 8 – piston; 9 – canalele segmentilor de ungere; 10 – bolți; 11 – inel de siguranță; 12 – canalele segmentilor de compresie; 13 – segmenti de compresie; 14 – segmenti de ungere

Pistonul este piesa care asigură evoluția fluidului motor în cilindru, având următoarele funcții:

- transmite bielei prin intermediul bolțului forța de presiune a gazelor;
- transmite cilindrului reacțiunea normală produsă de biela;
- etanșează împreună cu segmentii cilindrul în ambele sensuri;
- evacuează o parte din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului;
- crează mișcarea dirijată a gazelor în cilindru;
- conține parțial sau integral camera de ardere.

Principii de bază la proiectarea pistonului. În timpul funcționării pistonul, venind în contact cu gazele fierbinți la o presiune de 50...100 MPa, este supus unor intense solicitări termice și mecanice (fig. 4.32).

Capul pistonului este partea care vine în contact direct cu gazele fierbinți sub presiune. Profilul capului depinde de tipul motorului și de arhitectura camerei de ardere. La M.A.S. se utilizează mai des pistoanele cu capul plat (fig. 4.33), datorită simplității și suprafeței minime de schimb de căldură.

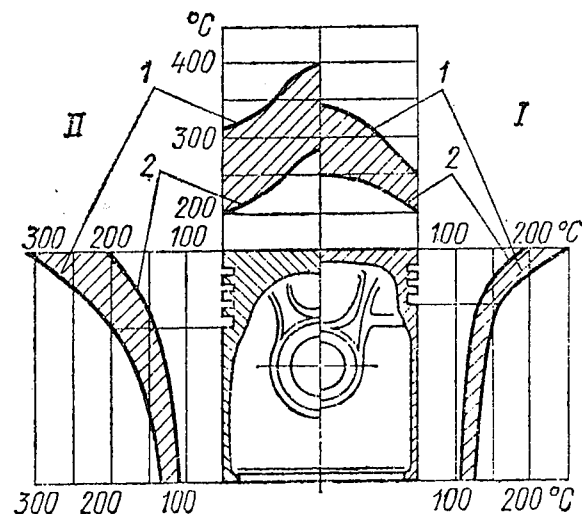


Fig. 4.32 Distribuția temperaturii pe suprafețele pistonului: I – motoarelor cu carburator; II – motoarelor Diesel cu răcire cu lichid; 1 – piston din fontă; 2 – piston din aliaje de aluminiu

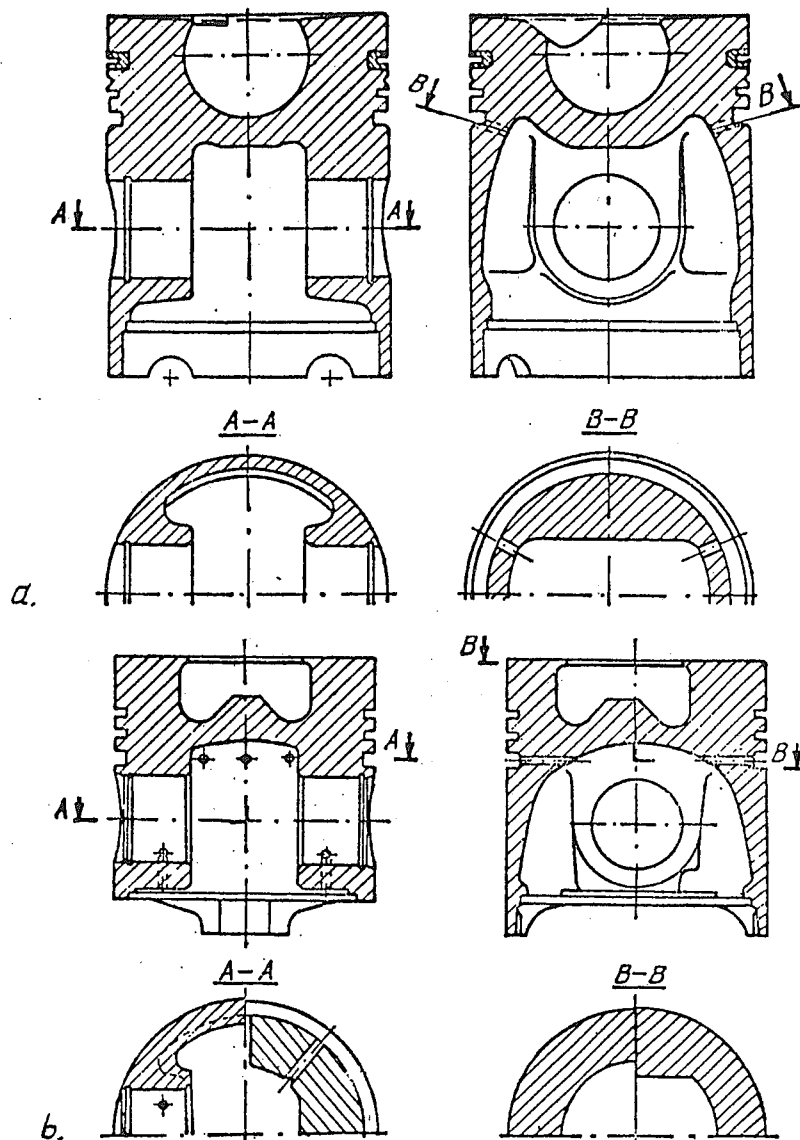


Fig. 4.35. Construcția pistonului pentru M.A.C.

Forma concavă (fig. 4.33, b) apropie camera de ardere de forma semisferică, dar în concavitate se acumulează ulei care se cocsează, formând calamină. Forma bombată (fig. 4.33, c) rezistă mai bine solicitărilor mecanice, dar are o suprafață de schimb de căldură mai mare și se obține la un cost de fabricație mai ridicat. La M.A.C. cu camere de ardere divizate (fig. 4.34) în capul pistonului se prelucrează o degajare, al cărui volum este egal cu 20-30% din volumul camerei de ardere.

La M.A.C. cu injecție directă capul este prevăzut cu o degajare sub formă de cupă (fig. 4.35, a, b).

La motoarele puternic solicitate termic în capul pistonului în dreptul jetului de flacără sau de combustibil (fig. 4.36) se prevede o inserție de fontă cenușie, fontă specială sau austenitică cu coeficient de dilatare apropiat de cel al aluminiului ori sunt răcite cu lichid, de obicei ulei (fig. 4.66), prin canale sau prin jet.

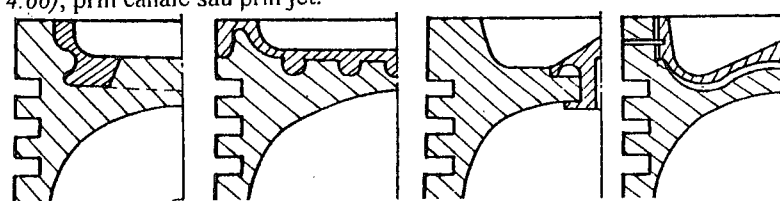


Fig. 4.36. Protejarea camerei de ardere cu inserții

Pentru a mări rigiditatea capului pistonului partea lui interioară se nervurează (fig. 4.37), nervurile favorizând evacuarea căldurii, provocând în schimb tensiuni interne de fabricație și măbind rebuturile.

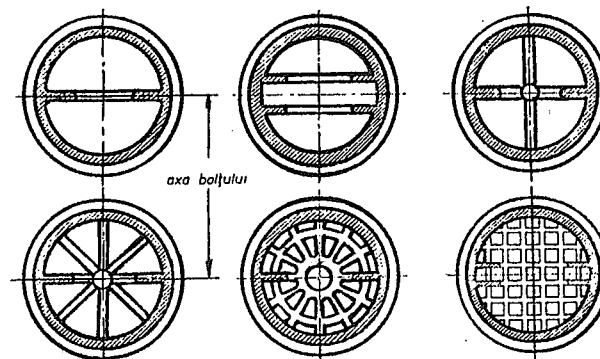


Fig. 4.37. Metode constructive de mărire a rigidității pistonului

Pentru a împiedica orientarea fluxului de căldură numai către primul segment, canalul se așează de obicei sub marginea inferioară a capului pistonului (fig. 4.38, a). În același scop se racordează larg la interior regiunea port-segmenti cu capul pistonului ($R \approx (0,05...0,10)D$) (fig. 4.38, b). Întrucât materialul din dreptul canalului primului segment își pierde mai ușor duritatea și suportă atacul agenților corozivi, o soluție foarte eficientă de protecție o constituie utilizarea unor insertii de fontă, de forma unui inel cu canale (fig. 4.38, c) sau a unui disc inelar de oțel (fig. 4.38, d).

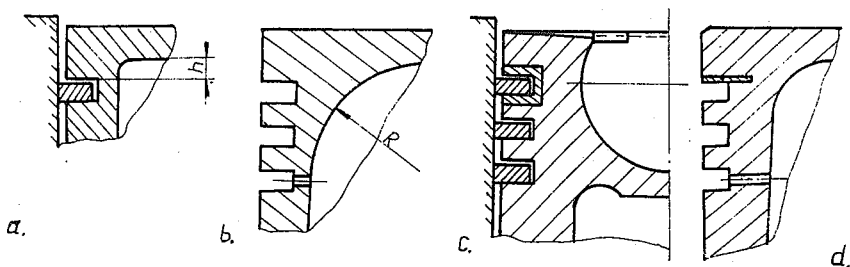


Fig. 4.38. Protecția termică a primului segment de compresie

Forța normală F_n este transmisă cilindrului numai de o parte a suprafeței mantalei pistonului ($\beta = 90...100^\circ$) (fig. 4.39). De aceea pentru micșorarea masei pistonului se degajează partea care corespunde unghiului φ , ajungându-se la forme mai suple.

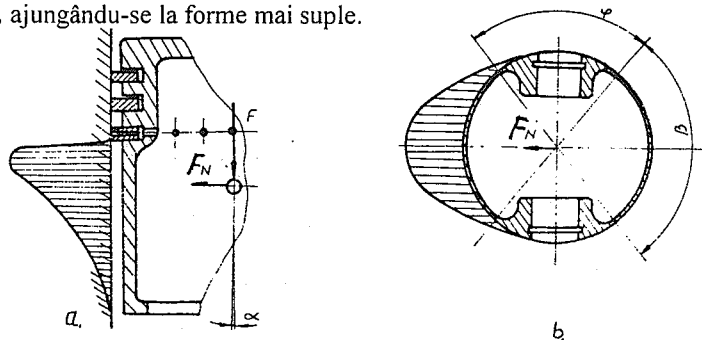


Fig. 4.39. Epura forțelor F_n : a – pe suprafața cilindrului; b – pe mantaua pistonului

Lungimea mantalei trebuie să fie suficientă pentru a asigura un bun ghidaj, presiuni laterale reduse ($0,4...0,6$) MPa și pentru a limita bascularea. Lungimea ei nu trebuie să fie exagerat de mare pentru a nu mări în mod inutil înălțimea motorului.

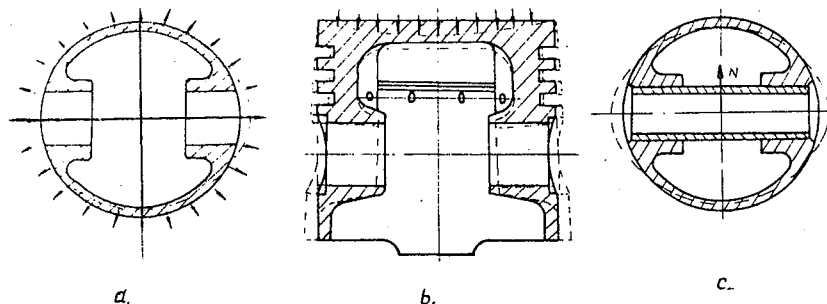


Fig. 4.40. Deformarea pistonului sub acțiunea sarcinilor mecanice și termice

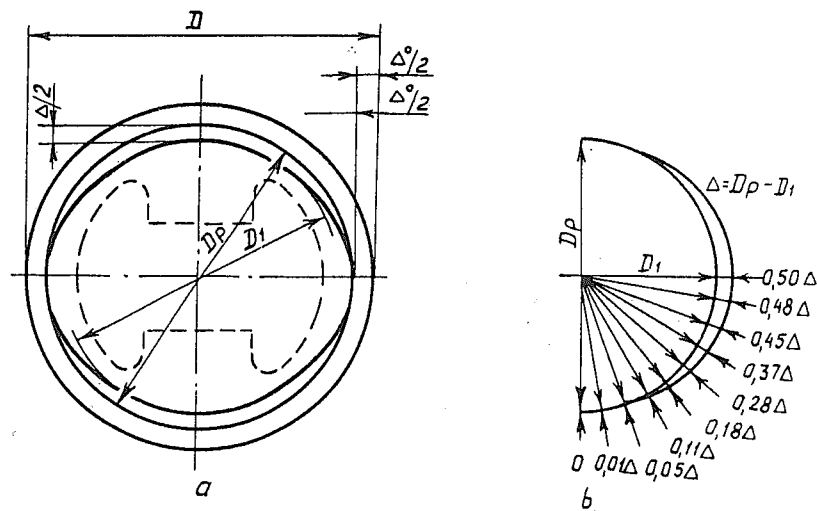


Fig. 4.41. Dimensionarea ovalului pistonului

Datorită dilatării termice (fig. 4.40, a), a forței presiunii gazelor (fig. 4.40, b) și a forței normale F_n (fig. 4.40, c), pistonul se deformează eliptic în secțiunea transversală, cu axa bolțului. Pentru a compensa această deformare, se confecționează pistonul de formă eliptică, cu axa mare a elipsei normală pe axa alezajului pentru bolț (fig. 4.41, a). Legea de distribuție a jocurilor în direcție radială se prezintă în fig. 4.41, b.

Pentru a micșora temperatura mantalei, cu scopul de a reduce jocul dintre aceasta și cilindru, o soluție des întâlnită la pistoanele motoarelor cu aprindere prin scânteie este mantaua elastică. Ea se obține prin executarea unei decupări în manta sub formă de T (fig. 4.42, a) sau Π (fig. 4.42, b) imediat după canalul pentru segmentul de ungere. În felul acesta se micșorează fluxul de căldură care trece spre manta și respectiv temperatura acesteia cu 30...50%. Dezavantajul acestei soluții constă atât în nivelul ridicat de temperatură al regiunii port segmenti ai pistonului, cât și în rigiditatea scăzută. Ultimul dezavantaj se elimină prin utilizarea unor nervuri care leagă mantaua de capul pistonului.

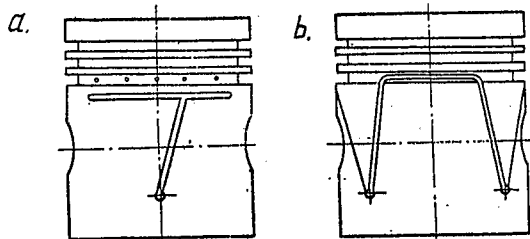


Fig. 4.42. Soluții constructive ale mantalei cu tăieturi în formă de:
a - T și b - Π .

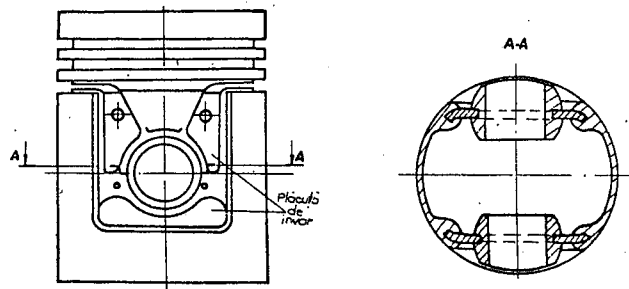


Fig. 4.43. Amplasarea inserției de invar pentru reducerea
jocului dintre cilindru și piston

Același deziderat de realizare a unor jocuri mici la montare (0,08...0,10 mm) se rezolvă prin introducerea în regiunea bosajelor pistonului a unor plăcuțe de invar sau de oțel de calitate (fig. 4.43). Inserția de invar sau de oțel și aliajul de aluminiu se montează ca o lamă bimetalică, așa încât, la încălzire sistemul se curbează foarte puțin în sensul evazării. Pistoanele astfel realizate se numesc autotermice.

Soluțiile constructive folosite la pistoanele M.A.S. nu se utilizează la pistoanele M.A.C., deoarece conduc la obținerea unei rigidități insuficiente și la o încălzire intensă a regiunii port-segmenti.

Pentru a se obține o rigiditate maximă a pistonului, alezajale pentru bolț se plasează la o distanță cât mai mică de capul său. Din această cauză centrul de oscilație O se situează deasupra mijlocului mantalei O_1 (fig. 4.44). În timpul funcționării forța de frecare ($F_f = \mu F_n$) produce un moment de basculare ($M_b = \mu F_n \cdot D_p / 2$) în apropierea punctului mort superior. Momentul total de basculare ($M_{tb} = F_f \cdot R_p + F_n' \cdot a$) este pozitiv, atunci când pistonul urcă și negativ când el coboară. Pentru a se atenua efectul de basculare, la motoarele moderne se dezaxează axul alezajului pentru bolț cu mărimea e ($e=0,014...0,025D$) în sensul forței normale pentru cursa de destindere. În acest fel momentul de basculare nu-și schimbă semnul în jurul punctului mort superior, având valori mai mari.

Obținerea unor performanțe ridicate la motoarele cu ardere internă este condiționată și de valoarea jocului la rece între mantaua pistonului și cămașa cilindrului. Pentru reducerea jocului la rece și a zgomotului în timpul funcționării se cere ca mantaua să se dilate cât mai puțin. Acest deziderat este realizabil în condițiile reducerii fluxului termic de la capul pistonului la manta.

Evacuarea căldurii din zona capului pistonului se poate realiza pe mai multe căi. Cea mai simplă constă în răcirea forțată a capului pistonului prin jeturi de ulei. Uleiul necesar răcirii poate fi pulverizat printr-o diuză plasată în piciorul bielei (vezi fig. 4.3) sau printr-un jet static provenit de la un pulverizator aflat în apropierea planului de separare dintre blocul motor și carterul inferior (vezi fig. 4.4). Pistoanele răcite în acest mod sunt realizate după soluții clasice sau în zona canalului segmentului de foc și a camerei de ardere se introduce o inserție profilată din fontă austenitică turnată (fig. 4.45). Dacă în acest fel se pot răci pistoanele motoarelor cu puterea specifică de 30...40 kW/dm², la cele ce depășesc 40 kW/dm² se

adoptă o altă soluție care prevede circulația forțată a uleiului. Un grad mai înalt de răcire se obține, dacă se practică în capul pistonului un canal de formă circulară sau dreptunghiulară realizat prin metoda miezurilor fuzibile, prin care circulă uleiul (fig. 4.46). Când puterea specifică este mai mare de 55 kW/dm^2 se folosesc pistoanele formate din două piese. Cele două piese se assemblează prin presare, prindere cu șuruburi sau prezoane sau prin sudare cu un jet de electroni (fig. 4.46 și 4.47). Soluția permite reducerea sensibilă a temperaturii din canalul segmentului de foc, dar mărește greutatea pistonului cu circa 30%.

Avantajele utilizării uneia din cele trei soluții constau în reducerea temperaturii maxime a capului pistonului, limitarea posibilităților de coxare a uleiului în canalul segmentului de foc, în micșorarea tensiunilor termice și a deformărilor. Rezultatele obținute experimental în reducerea temperaturii pistoanelor sunt prezentate sugestiv în fig. 4.48, a, b, c.

Ca urmare a acțiunii presiunii gazelor și a încălzirii, pistonul se deformează. Datorită repartiției neuniforme a presiunii gazelor, a fluxului de căldură, precum și a materialului, pistonul se va deforma neuniform.

Dorința constructorilor de a îmbunătăți continuu performanțele motoarelor se regăsește în cazul de față în realizările de pistoane cu pereți subțiri, dar rigide, în reducerea numărului de segmenti, în scurtarea înălțimii mantalei, precum și în reducerea masei prin utilizare de materiale ușoare, dar cu performanțe mecanice ridicate.

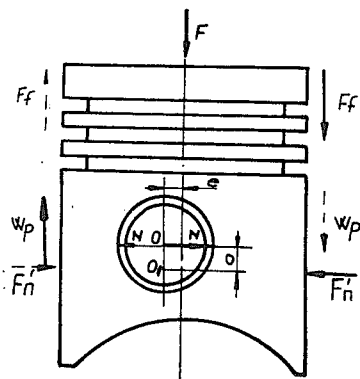


Fig. 4.44. Piston cu bolț dezaxat

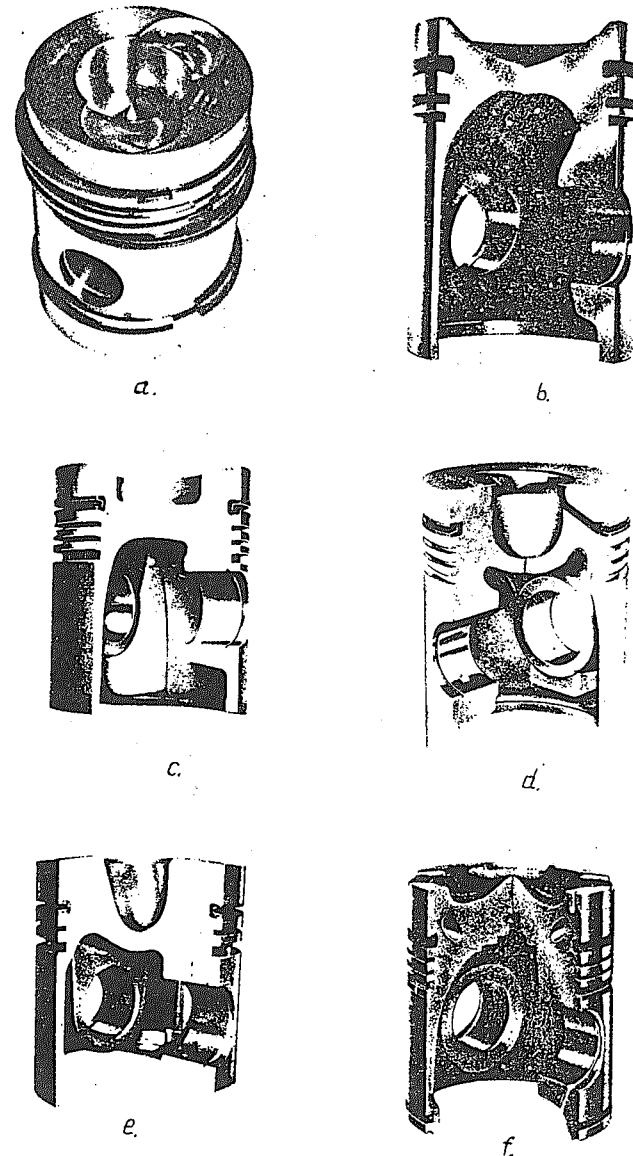


Fig. 4.45. Pistoane răcite prin pulverizarea uleiului cu jet

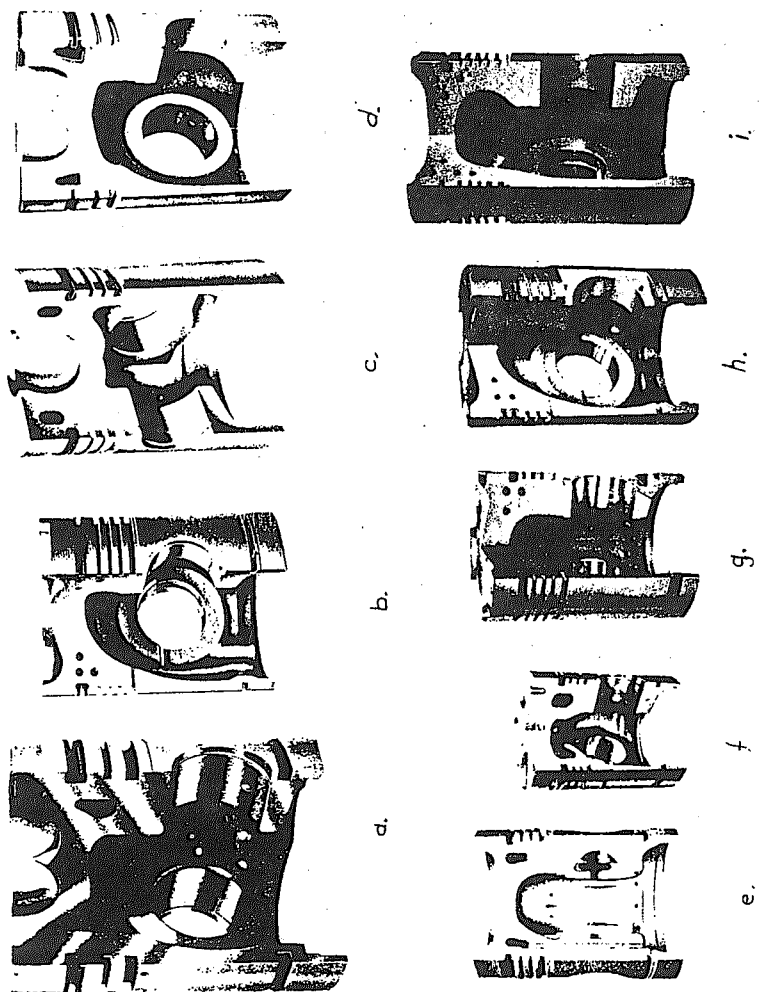


Fig. 4.46. Răcirea pistonului suprasolicitat sub presiunea uleiului

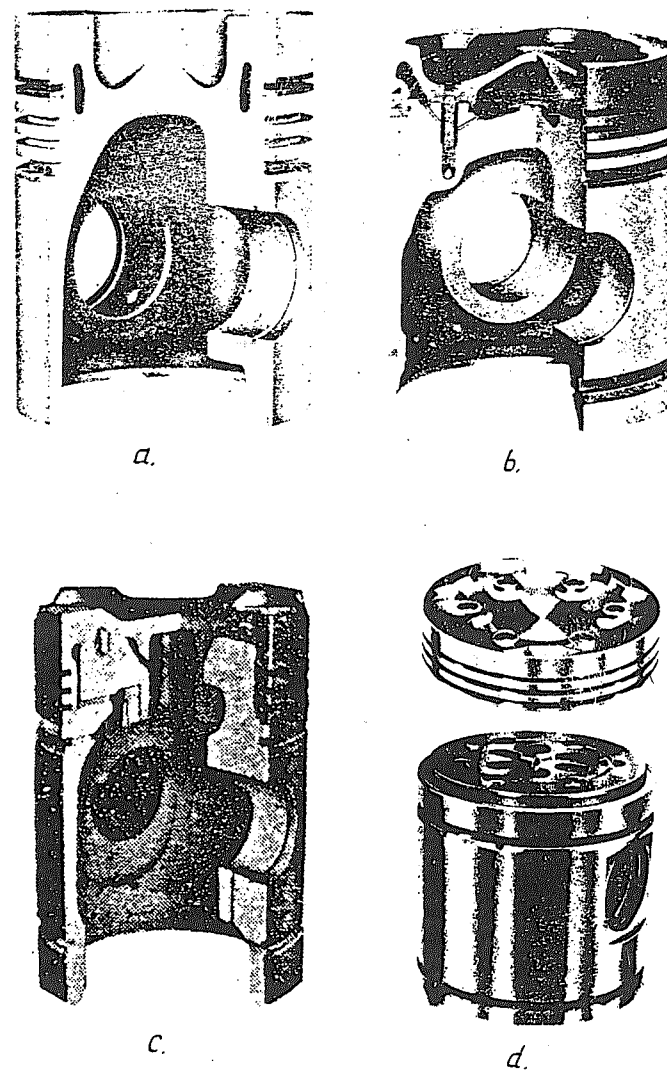


Fig. 4.47. Soluții constructive ale pistoanelor compuse din două piese

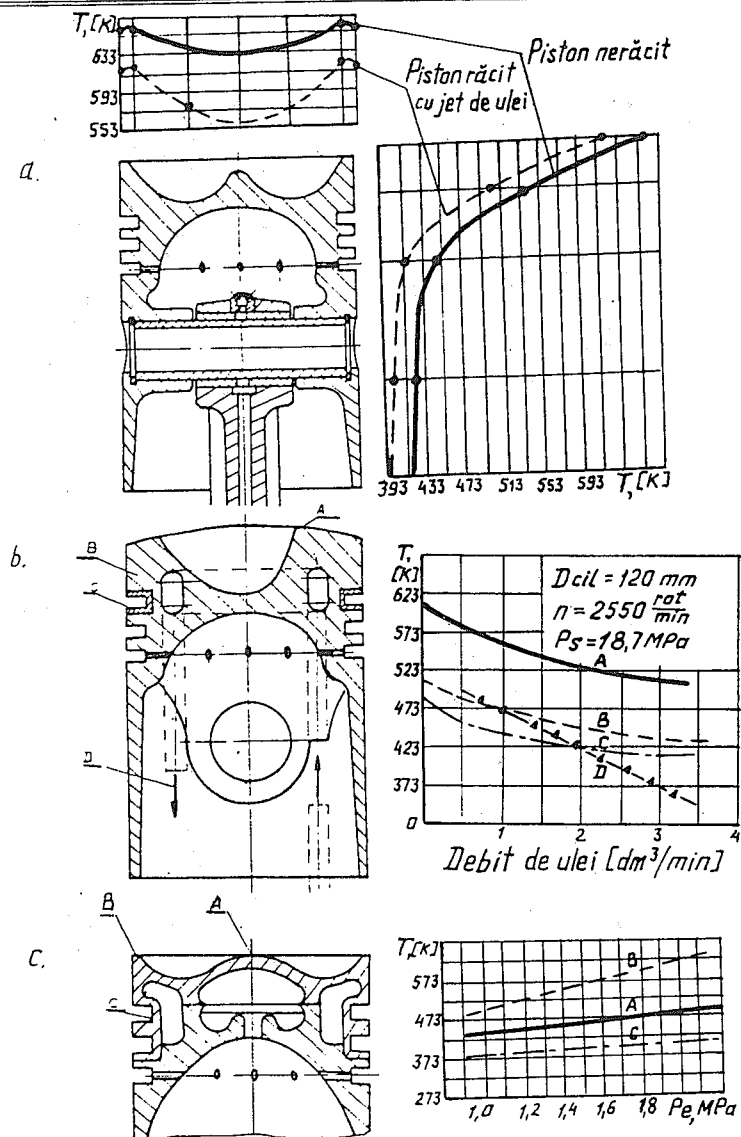


Fig. 4.48. Reducerea solicitărilor termice prin răcirea pistonului: a - cu jet de ulei; b - cu circulație sub presiune; c - construite din două piese

Materiale pentru pistoane. O altă soluție eficientă pentru evacuarea căldurii din piston constă în utilizarea unor materiale cu conductibilitate termică ridicată. Față de condițiile de funcționare ale pistonului, aliajele de aluminiu sunt cele mai satisfăcătoare. Totuși dezavantajul în comparație cu fonta rezidă în rezistența mecanică mai mică, coeficientul de dilatare mai ridicat și costul mai mare.

Aliajul de aluminiu pentru pistoane reprezintă o combinație judicioasă a elementelor de aliere principale (Si, Cu, Mg, Ni) cu elementele de aliere secundare (Fe, Ti, Mn, Zn), în vederea obținerii unui material care să satisfacă condițiile impuse. Siliciul, cuprul și magneziul măresc rezistența la tracțiune a aliajului și reduc alungirea, iar nichelul mărește rezistența la temperatură. Fierul formează cu aluminiul cristale-dure rezistente la uzură. Iar titanul determină o cristalizare fină a aliajului. Manganul și zincul apar ca impurități.

După conținutul elementului de aliere de bază, aliajele de aluminiu pentru pistoane se împart în două grupe: aliaje pe bază de siliciu (Al-Si-Cu-Mg-Ni-silumin) și aliaje pe bază de cupru (Al-Cu-Ni-Mg-aliaje γ). Dintre aliajele pe bază de siliciu pentru pistoane se utilizează cele eutectice și hipereutectice.

Aliajele pe bază de siliciu au un coeficient de dilatare termică redus, care se micșorează pe măsura creșterii conținutului de siliciu. Aliajele hipereutectice corespund cel mai bine cerinței de a avea un coeficient de dilatare cât mai apropiat de cel al cilindrului. Datorită acestui fapt jocurile la rece pot fi mai mici, astfel uzurile, îndeosebi ale segmentilor și ale canalelor, vor fi mai reduse. Majoritatea constructorilor utilizează aliaje eutectice datorită dilatării reduse a acestora și calităților bune în ceea ce privește frecarea. Totodată, aliajele eutectice sunt mai puțin sensibile la formarea fisurilor.

Aliajele pe bază de cupru au coeficientul de dilatare cel mai mare, impunând realizarea unor jocuri mărite, ceea ce favorizează intensificarea uzurilor grupului piston-segment-cilindru. Datorită proprietăților mecanice ridicate, aliajele pe bază de cupru se utilizează pentru execuția pistoanelor pentru M.A.C.

Pistoanele din fontă se întâlnesc mai rar în construcția motoarelor de automobile. Ele au pereți mai subțiri și masa apropiată de cea a pistoanelor din aliaje de aluminiu. Se fabrică prin turnare în nisip, pe când cele din aliaje de aluminiu se fabrică prin turnare în cochile sau prin matrițare.

Constructorii de pistoane și-au intensificat cercetările în direcția găsirii unor materiale pentru pistoane cu calități tehnico-economice superioare. Astfel, ei studiază în prezent posibilitățile de fabricare a pistoanelor din pulbere sinterizate.

Pentru sporirea durabilității pistoanelor, suprafața exterioară se acoperă cu straturi protectoare, care măresc aderența uleiului la metal și îmbunătățesc calitățile antifricționare. În acest sens pistonul se acoperă cu un strat de 5...30 μm de staniu, plumb, grafit sau oxizi de aluminiu (eloxare).

4.4.2. Construcția segmentelor de piston

Segmentii de piston pot fi de două feluri (fig. 4.49, a): segmenti de compresie și de ungere. Pe piston ei sunt amplasați conform fig. 4.49, b.

Segmentii de compresie îndeplinesc funcția de etanșare a camerei de ardere, iar cei de ungere reglează cantitatea de ulei pe suprafața cilindrului și transmit căldura de la piston la cilindru.

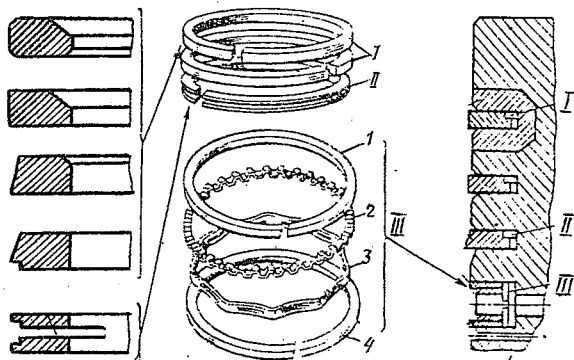


Fig. 4.49. Segmenti de piston (a) și amplasarea lor în piston (b): I – segmenti de compresie; II – segment de ungere; III – segment de ungere combinat: 1 – segment superior; 2 – expăndor axial; 3 – expăndor arc radial; 4 – segment inferior

Principii de proiectare a segmentului. Soluțiile adoptate în proiectarea segmentului trebuie să țină seama de cerințele impuse de siguranța în funcționare, durabilitatea ridicată, eficiența etanșării și prețul de cost.

Pentru realizarea unei etanșări eficiente, presiunea medie elastică (p_e) se stabilește în corelație cu presiunea gazelor din spatele segmentului. La motoarele rapide, datorită presiunii radiale mici a gazelor și vibrației segmentului în canal, presiunea medie elastică crește cu mărirea turației (fig. 4.50). O valoare ridicată a presiunii medii elastice împiedică pulsația segmentului și mărește coeficientul de transfer de căldură de la segment la cămașa cilindrului. Nu sunt de dorit nici valori prea mari ale presiunii, deoarece ele provoacă uzuri importante ale segmentului și cămășii.

La proiectarea segmentului este rațional ca grosimea radială să atingă valori reduse pentru a micșora masa segmentului. Dacă nu este posibilă utilizarea materialelor cu calități elastice superioare, segmentii se pot realiza cu rapoarte D/d reduse, obținându-se avantaje în direcția evacuării căldurii de la piston la cilindru și a eliminării vibrațiilor radiale. Mărirea grosimii radiale conduce la creșterea eforturilor unitare în secțiune, impunând folosirea unor materiale cu rezistență admisibilă la înconvoiere ridicată.

La alegerea valorii grosimii axiale a segmentului trebuie să se țină cont de mai mulți factori. Astfel, pentru a răci pistonul, se cere un segment înalt. La motoarele rapide creșterea grosimii axiale conduce la un piston înalt și la un segment greu care intră ușor în pulsație și vibrație. De aceea se recomandă reducerea înălțimii segmentului o dată cu creșterea turației motorului (fig. 4.50, b). Până la un alezaj de 90 mm se confecționează trei clase de segmenti cu $b=1,5; 2; 2,5$ mm. Pentru alezaje cuprinse între 90...200 mm se confecționează segmenti cu $b=2...4$ mm.

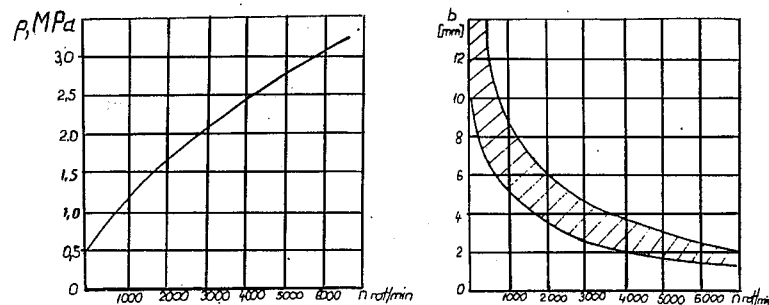


Fig. 4.50. Variația presiunii medii (a) și a înălțimii segmentului (b) în funcție de turație

La alegerea numărului de segmenti ai pistonului se va avea în vedere faptul că un număr mare de segmenti nu îmbunătățesc etanșarea, dar măresc în schimb înălțimea pistonului. Un număr prea mic de segmenti nu realizează siguranța în funcționare. Utilizarea unui număr mare de segmenti reprezintă o soluție interesantă pentru cazul când trebuie redus nivelul termic al pistonului.

Sarcina principală de etanșare o are primul segment. Eficiența segmentilor următori este mai redusă, dar nu neglijabilă. Se consideră că eficiența de etanșare a sistemului de segmenti este normală, dacă presiunea gazelor după ultimul segment este 3...4 % din presiunea gazelor din camera de ardere, iar volumul de gaze scăpate este cuprins între 0,2...1,0 % din volumul de aer sau amestec proaspăt aspirat în cilindru (fig. 4.51).

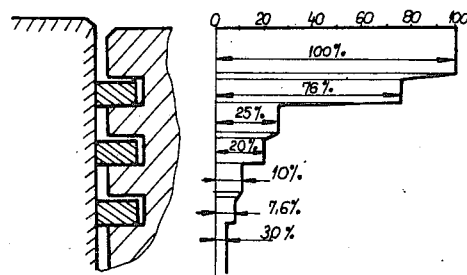


Fig. 4.51. Presiunea gazelor în zona segmentilor

La M.A.S. este necesar un singur segment de ungere care se plasează în partea inferioară a regiunii portsegment. La M.A.C. de mare putere jocul între piston și cilindru este mare; pentru a împiedica trecerea uleiului spre camera de ardere se folosesc doi segmenti de ungere, dintre care unul la partea inferioară a mantalei.

În ceea ce privește forma constructivă a segmentilor, în prezent există o mare varietate de tipuri (fig. 4.52). Segmentul cel mai simplu este cel cu secțiune dreptunghiulară (fig. 4.52, P01).

Muchiile ascuțite ale segmentului raclează energic pelicula de ulei, iar perioada de rodaj este mare deoarece segmentul se aplică pe suprafața cilindrului pe toată înălțimea. Primul dezavantaj se înlătură prin racordarea muchiilor segmentului, al doilea dezavantaj - prin creșterea presiunii specifice pe suprafața laterală. În acest scop se micșorează înălțimea de reazem a segmentului pe cilindru. Pentru a reduce înălțimea segmentului, o

primă soluție constă în înclinarea suprafeței laterale cu un unghi de $25^\circ \dots 45^\circ$ ($T\ 01 \dots T\ 73$). În același scop se prevede pe suprafața laterală o porțiune cilindrică de $(0,4 \dots 0,8\text{ mm})$ și una înclinată cu $2 \dots 10^\circ$ ($P\ 22, P\ 23, P\ 24, T\ 23, T\ 24$). Deschiderea unghiului este îndreptată totdeauna spre chiulasă pentru a reduce consumul de ulei. Pentru a asigura o bună reglare a uleiului se realizează segmenti cu degajări de $(0,25 \dots 0,3)b$ pe suprafața laterală ($P\ 20, P\ 21, P\ 23, P\ 24, T\ 20, T\ 23, T\ 24$). Teșind ambele muchii ale segmentului se reduce înălțimea de reazem și se creează efectul de pană la deplasarea segmentului în ambele sensuri: forma optimă este segmentul bombat ($B\ 01 \dots B\ 73$). Astfel de efect se observă și la segmentul $E\ 01$, suprafața laterală a căruia este formată din două suprafețe bombate unite între ele cu o suprafață convexă. Segmentii cu secțiune nesimetrică ($P\ 10, P\ 11, P\ 12, P\ 30, P\ 32, P\ 60, T\ 10, T\ 11, T\ 30, B\ 10, B\ 11, B\ 12$) se numesc segmenti de torsione sau de răsucire. În timpul funcționării segmentii se răsucesc în canal, se sprijină cu muchiile pe suprafețele de lucru și realizează o presiune mare de contact necesară prevenirii vibrației și închiderii ermetice a canalului, ceea ce sporește eficiența etanșării, atenuează pulsația segmentului și pericolul de blocare. O soluție eficientă contra blocării segmentului o constituie segmentul trapezoidal realizat prin înclinarea fețelor cu $5 \dots 10^\circ$ ($P\ 31, B\ 31$).

Durabilitatea segmentilor se mărește la acoperirea suprafeței laterale cu un strat protector de crom ($P\ 73, B\ 73$). În același scop se prevăd canale pe suprafața laterală în care se introduc inserții de cositor, bronz sau oxid de fier cu grafit, inserții care depășesc suprafața segmentului cu $0,5 \dots 0,1\text{ mm}$ și au dimensiunile în secțiune de $0,5 \times 0,6\text{ mm}$ ($P\ 70, P\ 71, P\ 72, P\ 74, T\ 72, B\ 72$). Pentru a mări rezistența la solicitări mecanice se confecționează segmenti din două și trei piese ($P\ 60 \dots P\ 65$). Sporirea presiunii pe suprafața cilindrului la unii segmenti de compresie se realizează cu expandori ($P\ 81, P\ 82$).

Segmentii de ungere se grupează în segmenti cu secțiune unitară sau neperforați și segmenti cu secțiunea radială perforată. Segmentul neperforat evacuează o cantitate mai mică de ulei în comparație cu cel perforat. Particularitatea fundamentală a segmentului de ungere rezidă în capacitatea de a dezvolta o presiune superioară pentru a spori eficiența raclării. Întrucât presiunea gazelor din spatele segmentului este neînsemnată, el se confecționează ca segment de presiune elastică (p_e) foarte mare. În acest scop la segmentii neperforați, suprafața de reazem pe oglinda cilindrului se micșorează prin prelucrare conică sau teșirea

muchiilor (*O 20, O 23, O 30 ... O 43, O 51, O 52, O 61 ... O 63, O 70*) la care se adaugă degajarea pentru raclarea energetică (*O 20 ... O 24, O 31, O 50 ... O 73*). La segmentii perforați înălțimea de reazem se micșorează prin practicarea unor degajări și reducerea adecvată a suprafeței de reazem. La acești segmenti presiunea elastică are valori cuprinse între (0,14...0,7) MPa.

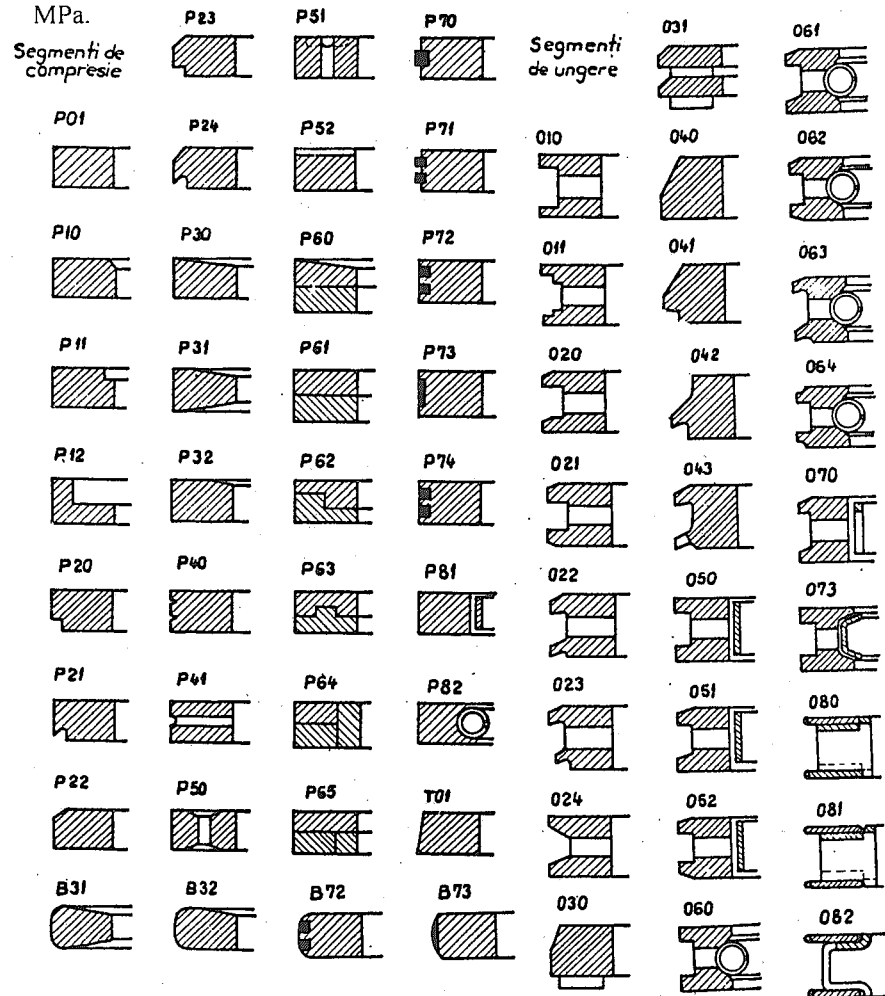


Fig. 4.52. Soluții constructive ale segmentelor de compresie și de ungere.

Ca segmenti de ungere se folosesc și segmentii cu expandor (*O 52...O 82*). Se numește expandor un element elastic, care se montează în spatele segmentului, în canal. Expandorul aplică segmentul pe oglinda cilindrului cu o presiune uniform distribuită ($p_e=0,55...1,11$ MPa la soluția cu arc spiral). Sub acțiunea expandorului presiunea dezvoltată de segment pe cilindru nu se modifică esențial în procesul de uzare.

Principalele particularități constructive ale unor segmenti de construcție românească se prezintă în fig. 4.53, *a, b, c și d*.

Pentru a satisface exigențele impuse segmentilor, materiale din care aceștia se confecționează trebuie să posede următoarele proprietăți:

- calități bune de alunecare, pentru a atenua pierderile mecanice în condițiile frecării semilichide;
- duritate ridicată, pentru a prelua sarcini mari de contact și pentru a rezista la uzura adezivă și abrazivă;
- rezistență la coroziune, pentru a atenua efectul atacurilor chimice și electrochimice;
- rezistență mecanică ridicată la temperaturi relativ mari (473...673 K) pentru a realiza un segment ușor cu dimensiuni reduse;
- modul de elasticitate superior la temperaturi relativ mari, invariabil în timp, pentru a preveni vibrația;
- calități bune de adaptabilitate rapidă la forma cilindrului.

Materialele pentru segmenti. Cerințele impuse segmentilor au determinat prospectarea tuturor posibilităților pentru obținerea de materiale cu structuri și calități superioare. Cercetările au permis ca din grupele de materiale de bază: fonta, oțelul, aliajele de cupru, aliajele de aluminiu și rășinile sintetice să se realizeze peste 40 de rețete.

Fonta pentru segment, care satisface bine cerințele unui material antifricțiune este cea cenușie perlitică, cu grafit lamelar. La această varietate de fontă faza antigripantă o constituie grafitul cu plasticitate redusă ($HB < 100$), care este în stare să rețină uleiul de ungere și să reziste la atacul acizilor.

La M.A.C. supraalimentate primul segment suportă sarcini termice mari și se rupe frecvent, când este confecționat din fontă. În asemenea cazuri el se înlocuiește cu unul de oțel. Pentru a îmbunătăți alunecarea, oțelul se grafitază.

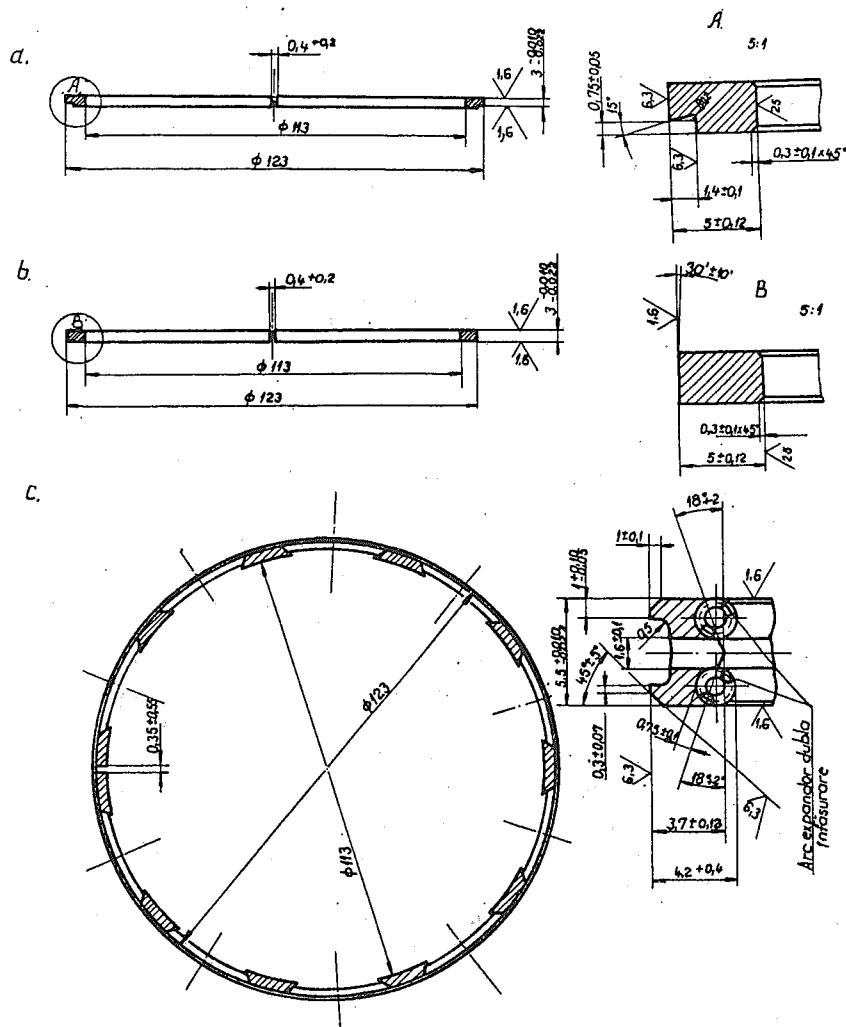


Fig. 4.53. Desen de execuție a segmentului de compresie: a – primul; b – al doilea; c – segmentul de ungere

Aplicarea pe segment a unor straturi superficiale dure mărește rezistența la uzură. Una din realizările spectaculoase în domeniul sporirii durabilității segmentelor o constituie introducerea pe scară largă a cromării poroase, care reduce uzura segmentului de 2...5 ori. Stratul superficial de crom are o duritate mare ($HRC=57...125$) și o temperatură de topire ridicată (1700 K). Întrucât uleiul aderă greu la stratul lucios de crom, se asigură stratului superficial o structură poroasă (adâncimea porilor 3...5 μm). Cromarea se aplică mai ales primului segment de fontă, care funcționează la temperaturi înalte și se uzează cel mai mult.

Distribuția presiunii radiale. Pentru a stabili forma segmentului în stare liberă, se pleacă de la acceptarea unei epure de presiune variabilă (fig. 4.54). Curba de repartitie a presiunii dezvoltată de elasticitatea proprie a segmentului p_e se exprimă printr-o serie trigonometrică de forma:

$$p_e(\Psi) = p_0 + p_2 \cos 2\Psi + p_3 \cos 3\Psi + \dots + p_n \cos n\Psi. \quad (4.2)$$

Termenul inițial (p_0) din seria trigonometrică a presiunii radiale indică presiunea medie pe care o dezvoltă segmentul (p_e). Termenul inițial

$$(p_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi p_e(\Psi) d\Psi)$$

reprezintă partea constantă a presiunii $p_e(\Psi)$,

restul expresiei – corecția ei.

Expresia generală a curbei de presiune devine:

$$p_e(\Psi) = (1 + \sum_{i=2}^n \frac{p_i}{2p_e} \cos n\Psi). \quad (4.3)$$

Dacă numărul armonicilor pentru care se dezvoltă calculul relației convergente (4.3) este $n=2$, distribuția de presiune reprezintă o variație lină (fig. 4.54).

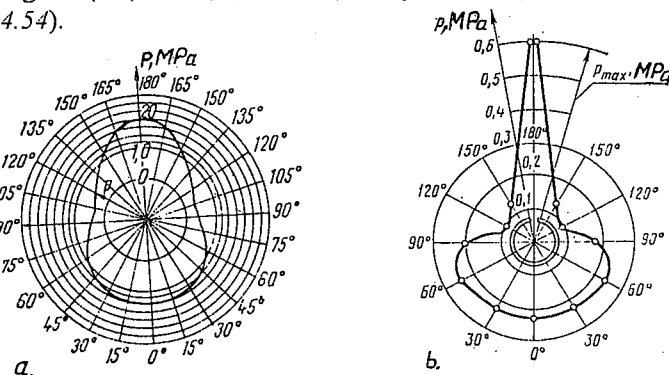


Fig. 4.54. Curba presiunii segmentului pe oglinda cilindrului

Curba obținută se caracterizează prin raportul $\frac{p_{e_{\max}}}{p_e} \leq 2,25$.

La $\frac{p_{e_{\max}}}{p_e} = 1,6$, se obține următoarea expresie pentru curba de repartitie a presiuni:

$$p_e(\Psi) = p_o(1 + 0,42 \cos 2\Psi - 0,18 \cos 3\Psi). \quad (4.4)$$

În fig. 4.54, *b* este arătată distribuția de presiune în funcție de valoarea $\frac{p_{e_{\max}}}{p_e} = \mu$ pentru motoarele de automobile conform datelor din tabelul 4.7.

Tabelul 4.7

Repartizarea presiunii de elasticitate a segmentului

Unghiul Ψ , °	0	30	60	90	120	150	180
$\mu = p_{e_{\max}}/p_e$	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85

4.4.3. Construcția bolțului

Bolțul este un element component al mecanismului motor prin intermediul căruia se transmite forța de presiune a gazelor de la piston la bielă și care asigură legătura între piston și bielă (fig. 4.55).

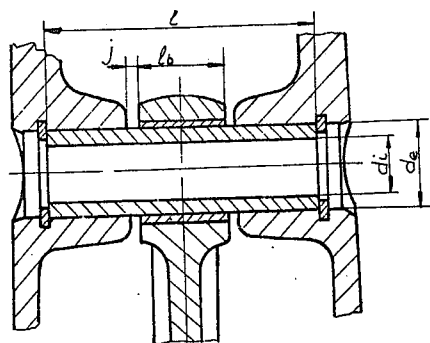


Fig. 4.55. Dimensionarea bolțului

Dimensiunile bolțului (fig. 4.55) se adoptă în baza datelor statistice (tabelul 4.8). Dimensiunile constructive sunt impuse de masa și presiunile specifice cât mai mici și rigiditatea cât mai mare. Calculele urmăresc verificarea rezistenței la uzură, solicitări mecanice și deformări precum ar fi stabilirea jocurilor de montaj.

Tabelul 4.8

Dimensiunile bolțului

Dimensiunea caracteristică		Tipul motorului	
		M.A.S.	M.A.C.
Diametrul exterior, d_e [mm]		(0,24...0,28)D	(0,34...0,38)D
Diametrul interior, d_i [mm]		(0,65...0,75) d_e	(0,60...0,75) d_e
Lungimea bolțului l [mm]	bolț flotant	(0,80...0,87)D	(0,80...0,87)D
	bolț fix	(0,88...0,93)D	(0,88...0,93)D
Lungime de contact cu piciorul bielei, l_b [mm]	bolț flotant	(0,30...0,40)D	(0,32...0,42)D
	bolț fix	(0,26...0,30)D	(0,27...0,32)D

Forma constructivă a bolțului este dictată de necesitatea obținerii unei mase cât mai mici și a unei rigidități cât mai mari la un preț de cost cât mai redus. Bolțul se realizează sub formă tubulară în diferite variante (fig. 4.56) funcție de tipul motorului și modul de îmbinare cu bielă și pistonul. Bolțul cu secțiune constantă (a) este o soluție tehnologică simplă. Pentru a mări rigiditatea bolțului, acesta se confecționează sub forma unui solid de egală rezistență (b) sau având secțiunea în trepte (c și d). Ultimele soluții creează însă dificultăți tehnologice.

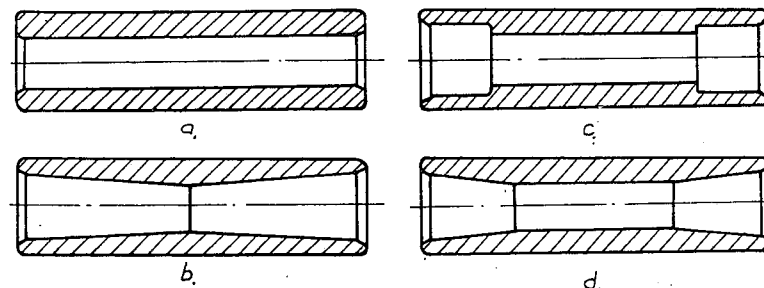


Fig. 4.56. Soluții constructive ale bolțului

4.5. Construcția bielei

Bielele este elementul component al mecanismului motor, care transmite, prin intermediul bolțului, forța de presiune a gazelor de la piston la arborele cotit. Este compusă din trei părți (fig. 4.58): piciorul bielei (1); corpul bielei (2) și capul bielei (3).

Datorită acțiunii forței de presiune a gazelor, biela este supusă la comprimare și flambaj. La comprimare pot apărea deformări remanente, care scurtează biela (fig. 4.59, a). Flambajul corpului bielei (fig. 4.59, b) determină o perturbare a paralelismului axelor alezajelor bielei și o intensificare a uzurii lagărelor. Forțele de inerție ale masei cu mișcare de translație solicită biela la întindere, provocând ovalizarea găurilor (fig. 4.59, c) și favorizând posibilitatea apariției gripajului. Forțele de inerție tangențiale produc înconvoierea corpului bielei în planul de oscilație (fig. 4.59, d). Deformații suplimentare pot apărea și datorită poziției excentrice a bolțului din cauza jocului exagerat (fig. 4.59, e).

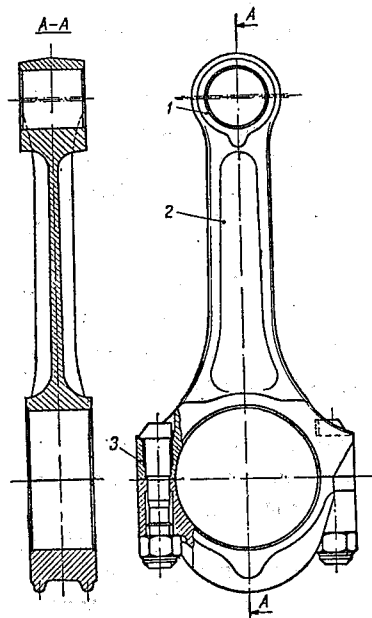


Fig. 4.58. Biela: 1 - piciorul; 2 - corpul; 3 - capul bielei

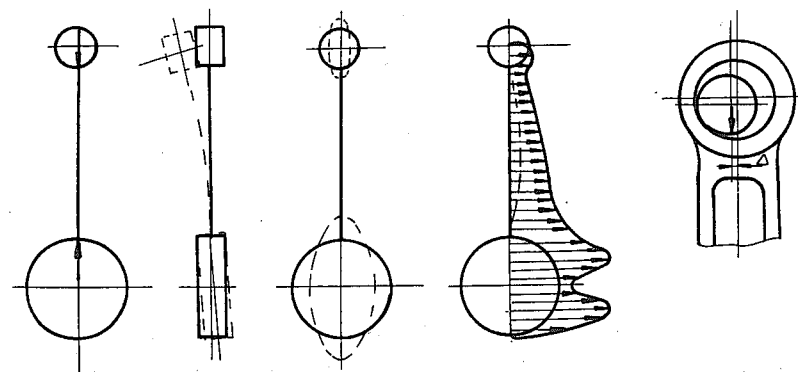


Fig. 4.59. Deformația bielei

Pentru a reduce deformarea bielei, provocată de acțiunea forțelor de presiune a gazelor și celor de inerție, este necesar să se imprime o rezistență mare la oboseală și o mare rigiditate.

Pentru micșorarea forțelor de inerție masa bielei trebuie să fie cât mai mică.

La proiectarea bielei se caută acele soluții, care să asigure o rezistență și o rigiditate maximă în condițiile unei mase cât mai mici. În acest sens se constată o serie de tendințe, care vizează: scurtarea lungimii bielei, renunțarea la bușa de bronz din piciorul bielei prin folosirea bolțurilor presate; înlocuirea, în unele cazuri, a bielexlor forjate cu bielexlor turnate din fontă maleabilă sau nodulară.

Bielele scurte ($R/L=1/4...1/3$) sunt mai rigide, au masa mai mică și determină diminuarea înălțimii motorului, însă conduc la uzuri mai mari ale cilindrului și la creșterea lungimii mantalei pistonului. Soluția este acceptată la M.A.S. pentru autoturisme. La M.A.C. se preferă bielexlor mai lungi pentru a reduce valoarea forței normale.

Piciorul bielei. Soluția constructivă adoptată pentru piciorul bielei ține cont de dimensiunile bolțului și de tipul îmbinării piston-bolț-biela. La proiectare, în partea superioară (fig. 4.60, a) sau în cea laterală, se prevede o proeminență pentru corectarea masei în fabricație. Pentru rigidizarea piciorului bielei, se mărește raza de racordare între piciorul și corpul bielei (fig. 4.60, b) sau se deplasează centrul găurii bolțului față de centrul piciorului (fig. 4.59, d).

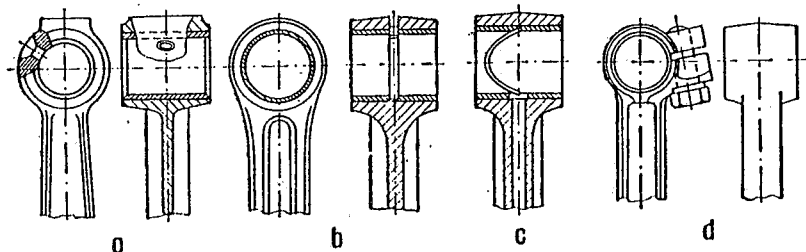


Fig. 4.60. Piciorul bielei

Uleiul pentru ungerea bolțului este colectat din ceața din carterul motorului într-un orificiu (fig. 4.60, a) sau o tăietură (fig. 4.60, b). Dacă uleiul este adus sub presiune, se practică un canal în corpul bielei (fig. 4.60, c). Când este nevoie să se asigure răcirea pistonului, în partea superioară a piciorului se prevede un pulverizator. Pentru a mări eficiența ungerii în bucsă, se execută o degajare (fig. 4.60, b), care formează o pernă de ulei, sau se taie un canal de repartitie a uleiului (fig. 4.60, c).

La îmbinarea cu bolt fix în bielă, în cazul adoptării soluției cu picior elastic, din considerente de montaj, tăietura se va practica oblic (fig. 4.60, d).

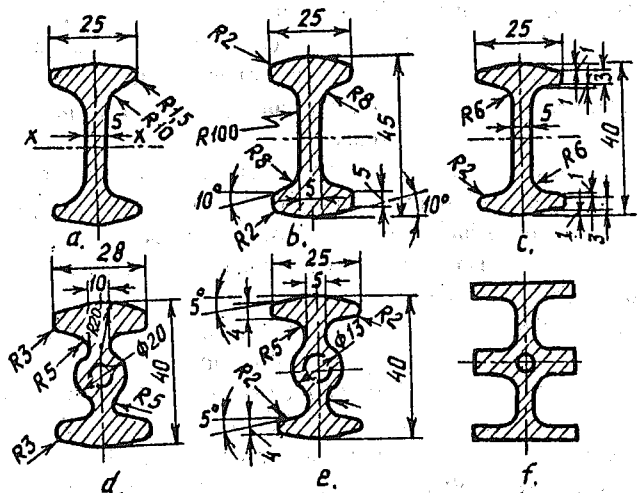


Fig. 4.61. Secțiune transversală prin corpul bielei

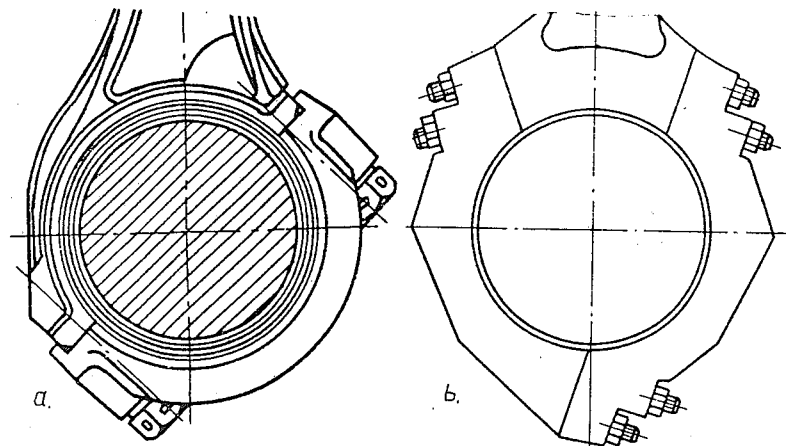


Fig. 4.62. Capul bielei cu plan de separare la 45° (a) și separat în trei părți (b)

Corpul bieiei. Profilul cu un moment de inerție maxim, atât în planul de oscilație, cât și în planul perpendicular pe acesta, este cel în formă de dublu T (sau H) (*fig. 4.61*). De aceea la toate bieele corpul este de formă dublu T, cu tăpile orientate în planul de oscilație. Corpul se racordează la extremitățile bieiei cu raze cât mai mari în ambele plane, obținându-se în acest fel o mărire a rezistenței la oboseală.

La construcțiile unde ungerea bolțului se face sub presiune, în corpul bielelor se practică canale pentru ulei (*fig. 4.61, d, e, f*). Datorită dificultăților tehnologice, soluția se adoptă pentru biele scurte. La biele lungi, întrucât găurirea produce grosimi inegale ale pereților, se prevede în exteriorul corpului o conductă prin care uleiul este deplasat de la cap la picior.

Capul bielei, de regulă, este secționat. Prinderea capacului se asigură cu 2 sau 4 șuruburi. Planul de separare a capacului poate fi perpendicular pe axa bielei (*fig. 4.62*) sau înclinat cu 30° , 45° sau 60° față de aceasta. O soluție frecventă este cea de recurgere la planul înclinat cu 45° (*fig. 4.62, a*). Ea se adoptă pentru a permite trecerea bielei prin cilindru la montaj. La M.A.C. puternic solicitate, din motive de rigiditate, fusul maneton are dimensiuni mari. Acolo unde soluția cu planul de separare înclinat nu permite montajul bielei, se adoptă separarea capului în trei părți (*fig. 4.62, b*).

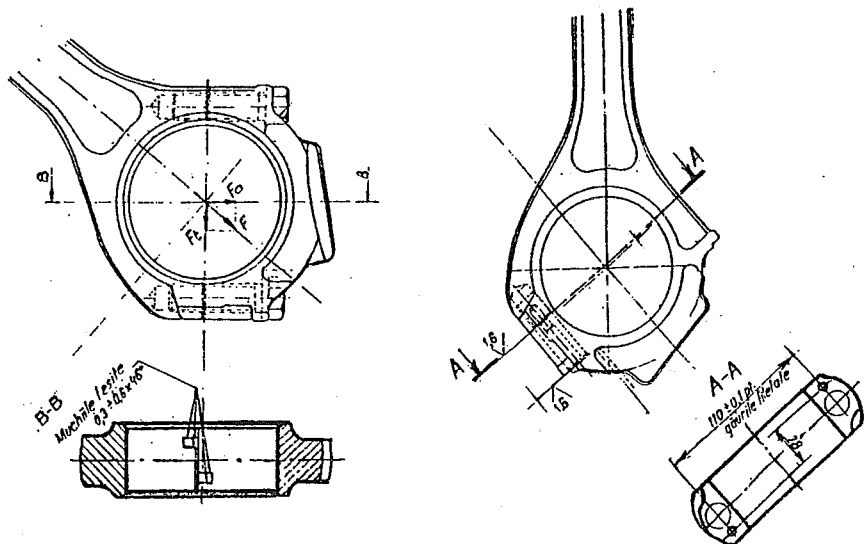


Fig. 4.63. Forțele care acționează în secțiunea capului bielei

Fig. 4.64. Fixarea capacului bielei prin știfturi

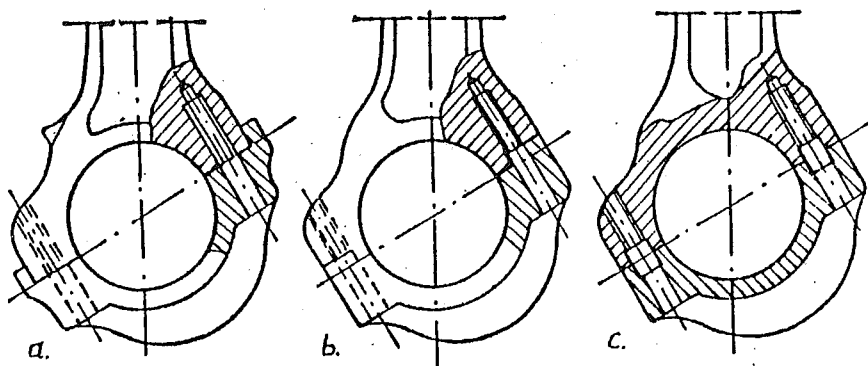


Fig. 4.65. Soluții constructive la fixarea capacului bielei: a, b – prin praguri; c – cu bucle de centraj

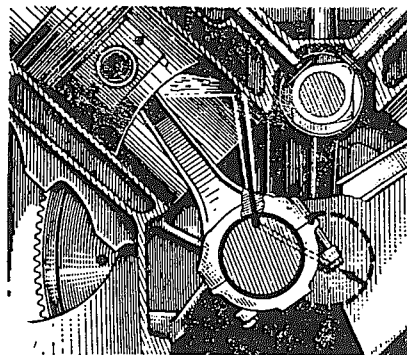


Fig. 4.66. Ungerea cilindrului cu jet prin capul bielei

În cazul separării capacului printr-un plan înclinat față de axa bielei (fig. 4.62), forța ce supune biela la întindere se descompune în două componente. Componenta F_a soliciță șurubul la întindere. Întrucât nu este permisă solicițarea transversală a șuruburilor de componenta F_b , aceasta poate fi preluată de unele nervuri practice în planul de separare, de o pereche de stifturi (fig. 4.64), de praguri ale capacului (fig. 4.65, a și b) sau de bucle de centraj (fig. 4.65, c).

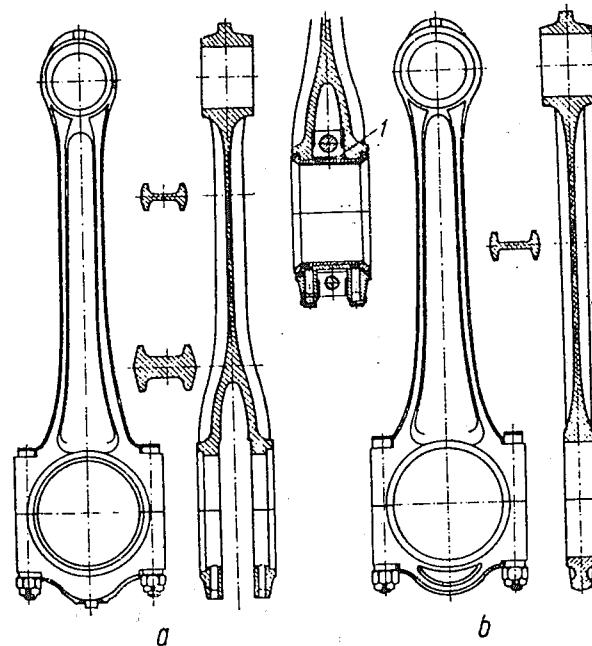


Fig. 4.67. Ambielajul în furcă al motorului în V

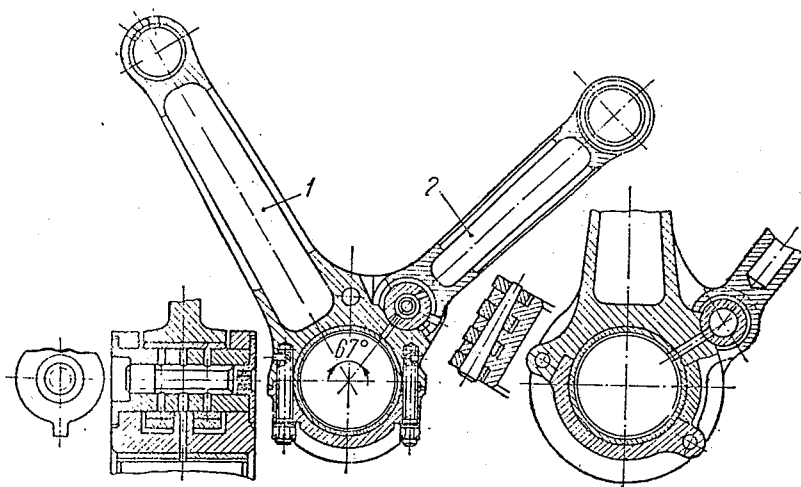


Fig. 4.68. Ambielajul motorului în V cu bieletă

Unele biele, în regiunea de racordare a corpului cu capul, au un orificiu cu diametrul de 1...1,5 mm prin care se trimite un jet de ulei pentru ungerea cilindrului, arborelui cu came și a tacheților (fig. 4.66).

La motoarele cu cilindri în V capul este identic cu cel al bielor pentru motoarele în linie, dacă biețele, care lucrează pe același maneton, sunt alăturate. În cazul ambielajului în furcă, una din biele are capul în furcă (fig. 4.67, a), iar cealaltă, biela interioară - are capul normal (b). Ambele biele lucrează asupra aceleiași bucșe. În cazul ambielajului articulat, biela 1 (fig. 4.68) transmite mișcarea bielei 2. În cazul acestei ultime soluții constructive, suprafața portantă a bielei se unge cu ulei sub presiune de la maneton. Datorită simplității constructive și de montaj, soluția cu biele alăturate este cea mai des aplicată la motoarele de autovehicule.

Șuruburile de bielă. La majoritatea bielor pentru motoare de autovehicule, prinderea capacului se realizează cu ajutorul șuruburilor cu piulițe. Capul și corpul șuruburilor pot avea diverse configurații în funcție de soluția constructivă aleasă pentru capul bielei. La unele biele, pentru a micșora dimensiunile capului, se folosesc șuruburi fără piulițe. În cazul adoptării acestei soluții pentru șurub, se filetează gaura din partea superioară a capului. O soluție comodă, dar scumpă, constă în folosirea unor șuruburi prizoniere prelucrate dintr-o bucată cu partea superioară a capului. Șurubul de bielă, având o formă specială, se prezintă în fig. 4.69.

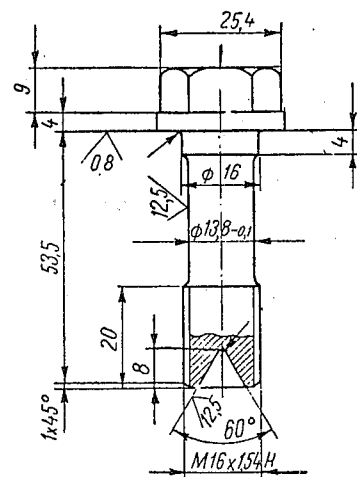


Fig. 4.69. Șurub de bielă

Asigurarea unei rezistențe înalte la oboseală și a unei rigidități corespunzătoare impun condiții tehnice specifice.

În ceea ce privește geometria bielei, se prevede ca axele alezajelor să fie în același plan și paralele; abaterile de la coplanitate și de la paralelism se admit de maximum 0,03...0,06 mm/100 mm din lungimea bielei; abaterile privind distanța dintre axele alezajelor nu trebuie să depășească 0,05...0,1 mm. Ovalitatea și conicitatea alezajului din piciorul bielei se limitează la 0,005...0,010 mm, iar

pentru cel din capul bielei - la 0,008...0,012 mm. Bătăia fețelor frontale se admite de maximum 0,1 mm. Abaterea de la perpendicularitatea axei găurii pentru șurubul de bielă față de suprafața de îmbinare a capacului se admite de cel mult 0,1 mm/100 mm.

Referitor la rugozitatea suprafețelor prelucrate se indică următoarele valori: $R_a=1,6 \mu\text{m}$ pentru suprafața alezajului piciorului înaintea presării bușei; $R_a=0,8 \mu\text{m}$ după presarea și prelucrarea definitivă a bușei; $R_a=3,2...1,6 \mu\text{m}$ pentru suprafața alezajului înainte de montarea cuzinetului; $R_a=3,2 \mu\text{m}$ pentru suprafețele frontale ale capului și piciorului bielei.

Pentru a asigura uniformitatea echilibrului, diferența de masă a bielor montate la un motor se recomandă să nu depășească 1...2% și în general 7...22 g.

Pentru a evita șocurile în funcționare, la montajul cu bolt flotant se prescriu la piciorul bielei jocuri foarte strânse, de ordinul 5...10 μm . Acestea se pot obține prin sortarea bielor în grupe dimensionale, după toleranțele de execuție ale alezajului piciorului bielei. La biela asamblată cu cuzinet în îmbinarea cu fusul maneton, pentru asigurarea condițiilor de ungere hidrodinamică trebuie respectat jocul în limitele $\Delta_c=(0,00045...0,0015)d_m$, unde d_m este diametrul fusului maneton. Pentru a reduce scăpările de ulei, jocul axial în lungul manetonului se limitează la 0,15...0,35 mm.

Materialul care corespunde cel mai bine condițiilor impuse bieiei este oțelul de îmbunătățire cu conținut mediu de carbon (0,35...0,45%) (oțel carbon de calitate, OLC 45 x, OLC 50 sau oțeluri aliate cu 40 Cr 10, 41 Mo Cr 11, 41 V Mo Cr 17).

Urmărind reducerea costului bieielelor pentru M.A.S. puțin solicitate, se toarnă din fontă maleabilă perlitică, tratată termic. Ele nu sunt însă rezistente, motiv pentru care se întâlnesc destul de rar în construcția motoarelor de autovehicule.

Șuruburile de bielă se execută, de regulă, din aceleași materiale ca și bieiele.

Bucșa din piciorul bieiei se confecționează din bronz cu plumb, bronz fosforos sau bronz cu staniu.

4.6. Construcția arborelui cotit

În procesul de lucru arborele cotit preia solicitările variabile datorate forței de presiune a gazelor și forțelor de inerție a maselor în mișcarea de translație și de rotație, solicitări care au un caracter de șoc. Aceste forțe provoacă apariția unor tensiuni importante de întindere, comprimare, înconvoiere și torsiune. În afară de acestea, în arborele cotit apar tensiuni suplimentare cauzate de oscilațiile de torsiune și de înconvoiere. Ansamblul acestor solicitări provoacă deformarea arborelui, determinând uzura prematură a cuzinetelor sau, în cazuri mai grave, chiar ruperea acestuia.

La proiectarea arborelui cotit se vor adopta acele soluții care să permită obținerea unei rigidități maxime. În acest scop fusurile paliere se amplacează după fiecare cot (fig. 4.70), diametrele acestora se măresc (fig. 4.71), iar lungimile se micșorează. Performanțele cresc proporțional cu mărimea dimensiunilor brațelor.

O rigiditate satisfăcătoare a arborelui cotit se obține printr-o suprapunere a secțiunilor fusului. Astfel se mărește practic secțiunea brațului în zona cu cea mai mare concentrare a tensiunilor.

În scopul atenuării efectului de concentrare a tensiunilor, racordările dintre fusuri și brațe se fac după un arc de cerc, elipsă sau parabolă, având raze cât mai mari. Pentru mărirea suprafeței de sprijin a fusului, racordarea se execută sub forma unui arc cu raze variabile.

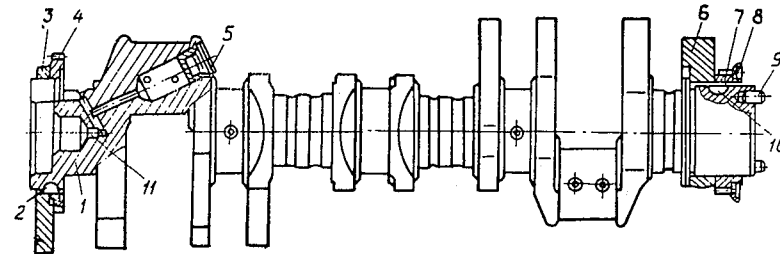


Fig. 4.70. Arborele cotit: 1 - arborele cotit; 2, 10 - pană; 3, 6 - contra-greutăți; 4 - pinionul pompei de ungere; 5 - capac; 7 - roata dințată; 8 - deflector de ulei; 9 - stift; 11 - șurub

În felul acesta se obține o reducere a eforturilor unitare cu 20...30%, diminuându-se însă și suprafața portantă a fusurilor. Pentru a ușura rectificarea fusurilor se prevăd praguri cu o grosime de 0,5...1,5 mm și un diametru mai mare cu 8...15 mm decât diametrul fusului. Pragurile se racordează către braț cu raze de 0,5...1,0 mm.

La stabilirea diametrului fusului maneton se urmărește obținerea unor dimensiuni ale capului bieiei care să-i permită trecerea prin cilindru la montaj. De asemenea, pentru a se asigura o bună comportare a cuzinetelor de bielă, diametrul fusurilor se va determina și din condiția impusă de viteza periferică, care nu trebuie să depășească 11 m/s.

Pentru a reduce greutatea arborelui și forțele centrifuge, fusurile manetoane se găuesc (fig. 4.72). Prin adoptarea acestei soluții se asigură și o distribuie mai convenabilă a fluxului de forțe. În acest caz rezistența la înconvoiere și la torsiune crește cu 20...30%, iar rezistența la oboseală - până la 100%.

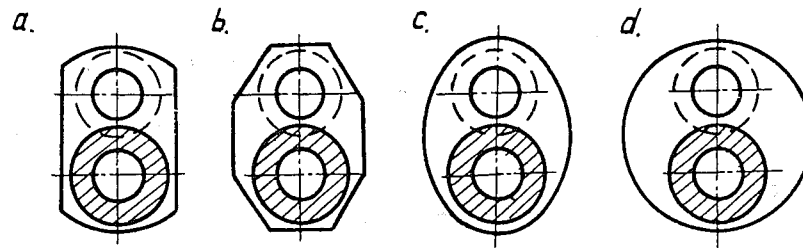


Fig. 4.71. Soluții constructive ale brațului arborelui cotit

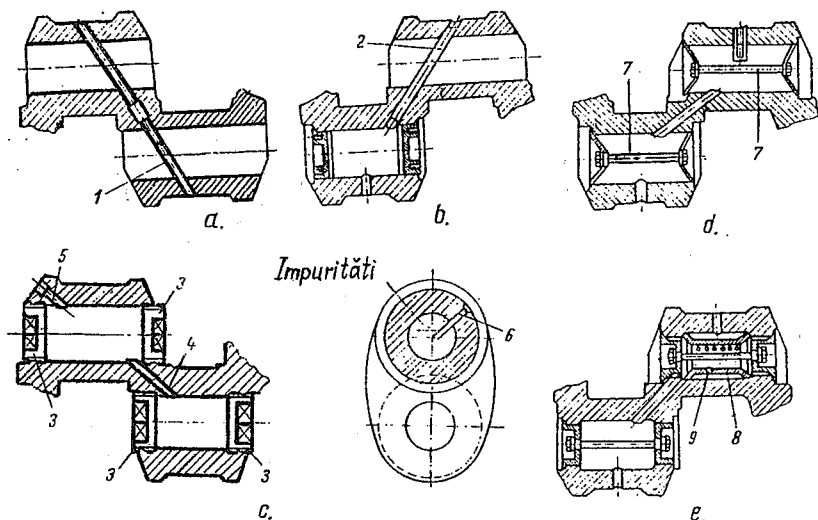


Fig. 4.72. Soluții constructive ale canalelor de trecere a uleiului de la fusul palier la fusul maneton: 1, 2 – tuburi metalice, 3 – capac, 4 – canal de legătură, 5 – capac de etanșare, 6 – conductă, 7 – șurub, 8 – sită

Bratele arborelui cotit, la marea majoritate a motoarelor, au forma unei elipse (fig. 4.71, c).

Pentru echilibrarea arborelui cotit, cât și pentru descărcarea lagărelor paliere, pe brațe se atașează (*la arborii forțați*) sau se obține direct din turnare, contragreutăți (*fig. 4.73*). Forma lor se concepe astfel încât un cuplu static cât mai mare să aibă un moment de inerție cât mai mic (*formele apropiate de cea circulară satisfac acest deziderat*).

Capătul anterior al arborelui cotit (*fig. 4.74*) se execută în trepte pentru montarea pinionului de acționare a distribuției 9, fuliei de antrenare a ventilatorului și pompei de apă 1, pe care uneori se montează amortizorul de oscilație de torsiune (*fig. 4.75*). Toate acestea sunt strânse cu un clichet 15 (*fig. 4.74, a*), care la M.A.S. se folosește și la antrenarea manuală.

O atenție deosebită se acordă etanșării capătului anterior 13 pentru a preveni scurgerea uleiului din carter.

Capătul posterior (fig. 4.76) se realizează cu o lungime cât mai mică. La partea sa terminală se prevede o flanșă 1 pentru prinderea volantului 7.

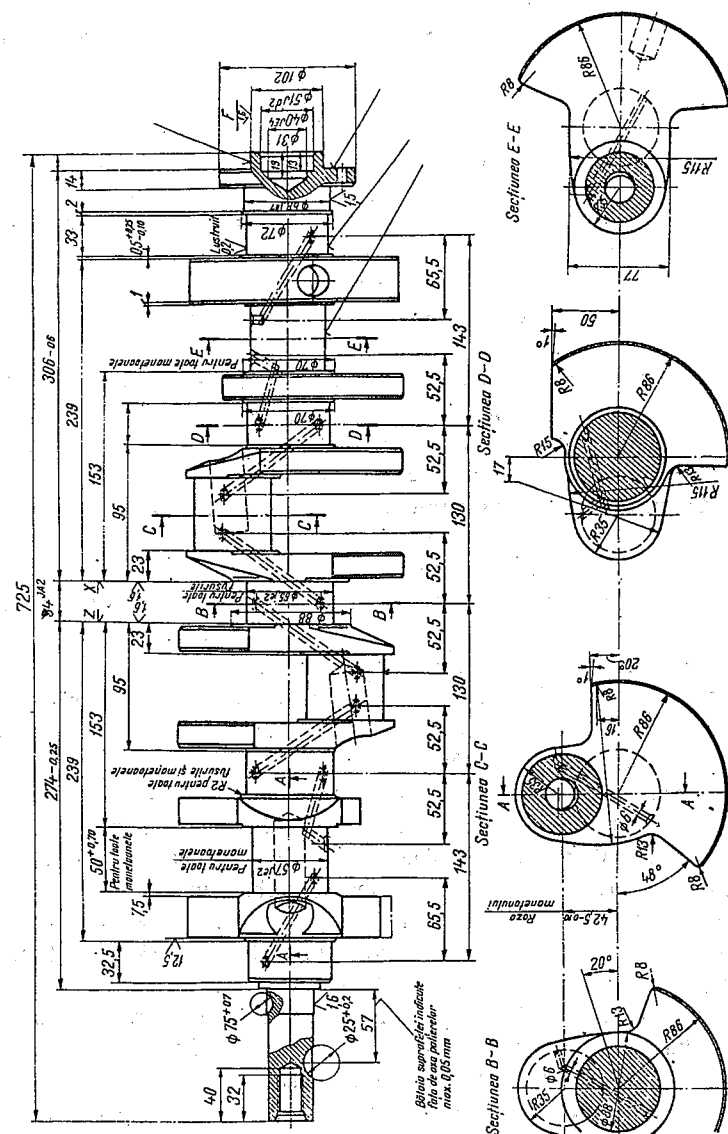


Fig. 4.73. Arborele cotit al motorului SR211

Etanșarea capătului din spate se realizează combinat prin inele deflectoroare 9 și garnituri de etanșare din cauciuc sau pâslă (fig. 4.76, a). De asemenea pe ultima porțiune a fusului se prelucrează un filet 10 în sens invers sensului de rotație al arborelui cotit.

Garniturile de etanșare din pâslă rezistă până la viteze periferice de 22 m/s, garniturile din cauciuc nitrilic – până la viteze periferice de 12 m/s și temperaturi de 383 K; cele din cauciuc acrilic admit viteza periferică de 20 m/s și temperatura de 453 K; iar cele din cauciuc siliconic pot fi utilizate până la viteze de 35 m/s și temperaturi de 453 K. Astfel, la proiectarea arborelui cotit, în funcție de turația lui maximă, se va dimensiona diametrul suprafeței care vine în contact cu garnitura.

La realizarea canalelor de ungere (fig. 4.72), care asigură comunicarea între fusurile paliere și cele manetoane se evită soluția cu canalul plasat într-un plan înclinat cu 45° față de planul cotului, întrucât în acest plan se produc tensiuni maxime de torsiune.

La proiectarea volantului se va urmări ca diametrul exterior al acestuia să satisfacă nu numai condiția de gabarit, dar și pe cea de viteză periferică. Viteza periferică se limitează din condiția de evitare a spargerii volantului ($V_{max}=65$ m/s pentru volantul din fontă și $V_{max}=100$ m/s pentru cel din oțel).

La execuția arborelui cotit, dat fiind importanța lui în ansamblul mecanismului motor, se impune un grad ridicat de precizie dimensională, de formă și poziție reciprocă a diferitelor suprafețe, de rugozitate, precum și de realizare a unei echilibrări cât mai bune.

În acest sens toleranțele la lungimea fusurilor paliere și manetoane se admit în limitele de 0,15...0,35 mm, iar în cazul fusului palier de ghidare axială – de 0,05... 0,15 mm. Toleranțele privind poziția spațială se referă la concentricitatea fusurilor și rectiliniaritatea axei arborelui cotit, care trebuie să respecte limitele de 0,025...0,035 mm, precum și la neparalelismul axelor fusurilor paliere și manetoane, care se admite de 0,015...0,025 mm/100 mm în planul acestor axe și de 0,030...0,050 mm/100 mm în planul perpendicular pe acesta. Pentru a asigura rezistența necesară la uzură a fusurilor, duritatea acestora trebuie să fie de 52...65 HRC, în funcție de materialul antifricțiune utilizat. Adâncimea stratului călit este de 2,5...4,5 mm. Calitatea suprafeței fusurilor paliere și manetoane este estimată prin rugozitatea de 0,1...0,2 μ m.

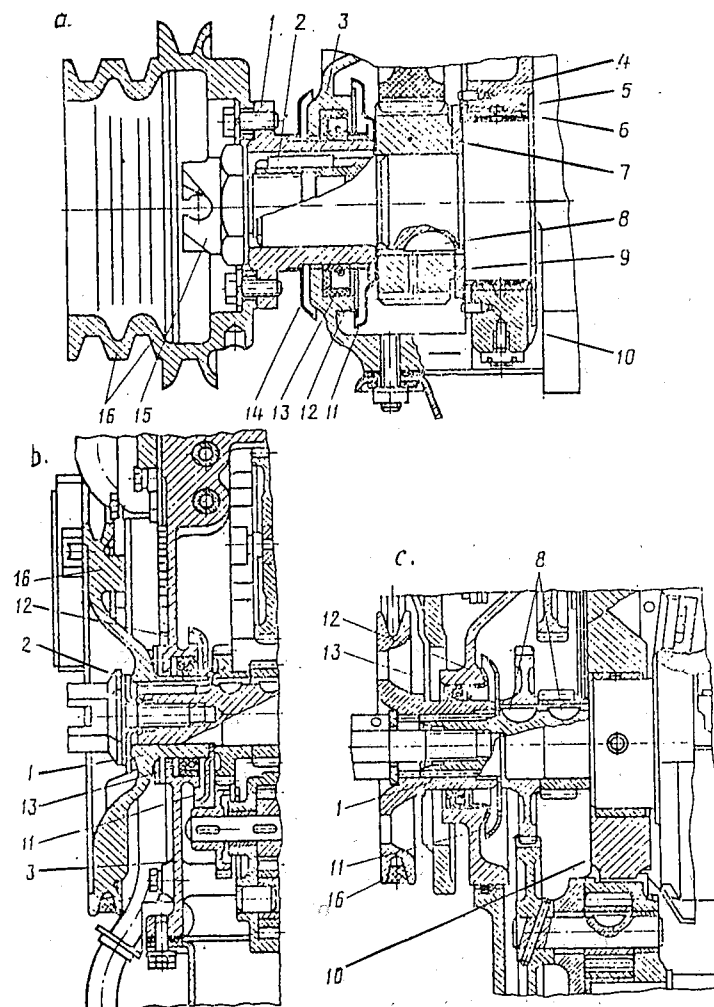


Fig. 4.74. Soluții constructive la montarea pieselor pe capătul anterior al arborelui cotit: 1 – bucșa fuliei; 2 – pană; 3 – capacul anterior; 4 – știft; 5 – cuzinet; 6 – placa de reglare; 7 – placă de sprijin; 8 – pană; 9 – pinionul mecanismului de distribuție; 10 – capacul fusului palier; 11 – deflector de ulei; 12 – blocul motor; 13 – presetupă; 14 – deflector exterior; 15 – clichet; 16 – fulie de acționare a ventilatorului

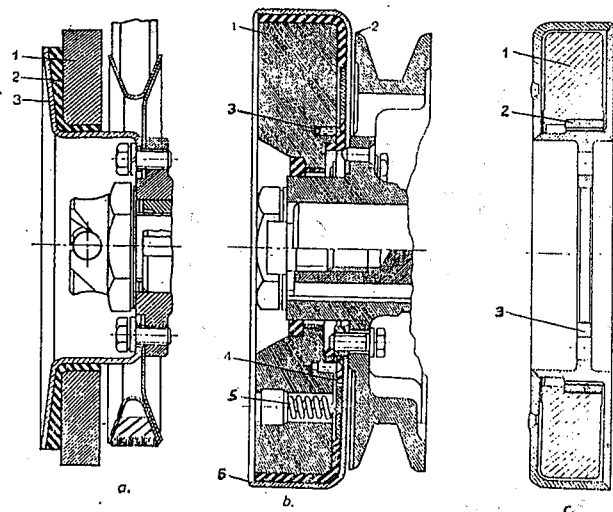


Fig. 4.75. Amortizoare de vibrații

Pentru a evita apariția unor dezechilibre perturbatoare se aplică echilibrarea dinamică a arborelui cotit, care constă în corectarea masei acestuia astfel încât axa principală de inerție să coincidă cu axa de rotație. Practic se fixează valoarea maximă pe care poate s-o atingă forța centrifugă creată la dezechilibrare. Această valoare se limitează la 5% din masa arborelui cotit. În cazurile uzuale echilibrarea dinamică se execută în limitele $(10...40) \cdot 10^{-3}$ da N cm la fiecare capăt.

Materiale pentru arborele cotit. Pentru a satisface cerințele impuse arborelui cotit: rezistență mare la oboseală, posibilitatea obținerii unei durități ridicate a suprafeței fusurilor, prelucrare bună, ușurința obținerii semifabricatului, acesta se execută din oțel sau fontă.

Dintre calitățile de oțel cel mai mult se folosesc oțelurile de îmbunătățire cu și fără elemente de aliere. În mod obișnuit se folosesc oțelurile carbon de calitate OLC 45, OLC 60. Pentru arborele cotit mai solicitat se utilizează oțelurile aliate cu Cr-Ni, Cr-Ni-Mo sau Cr-Mo.

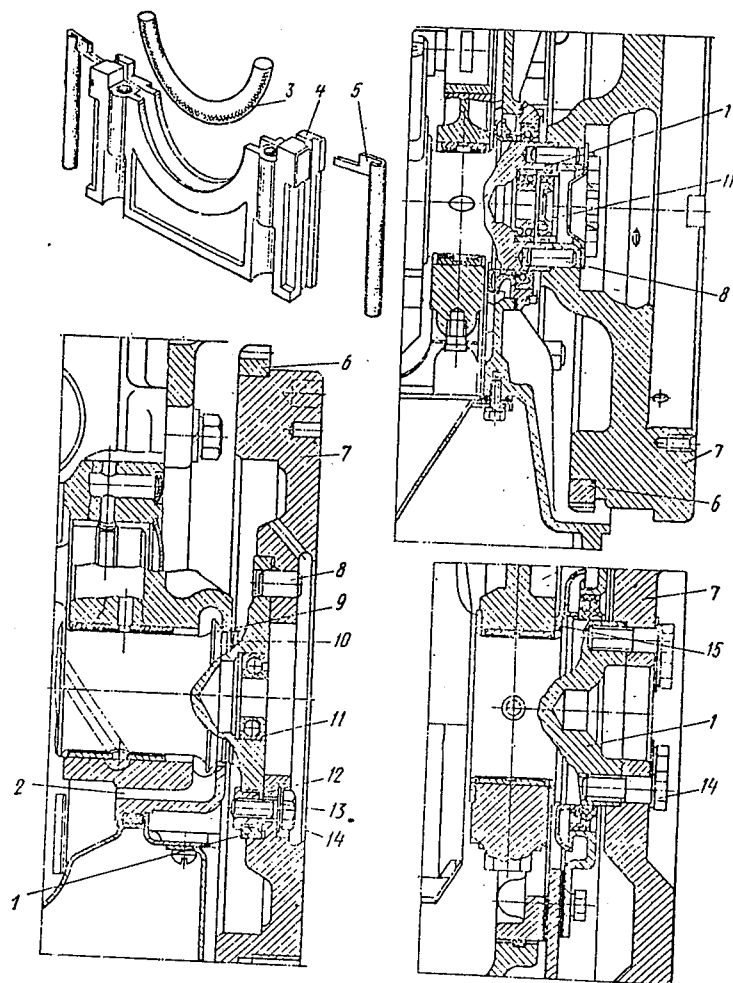


Fig. 4.76. Soluții constructive la montarea pieselor pe capătul posterior al arborelui cotit: 1 - flanșa arborelui cotit; 2 - canal de ulei; 3 - inel de etanșare; 4 - capacul fusului palier; 5 - limitator; 6 - coroana volantului; 7 - volantul; 8 - știft; 9 - inel deflector; 10 - filet deflector; 11 - rulment; 12 - piuliță; 13 - șaibă; 14 - șurubul volantului

Fonta s-a impus tot mai mult ca material pentru arborii cotiți, în special pentru M.A.S. Dintre calitățile de fontă, cele mai bune rezultate s-au obținut cu fonta modificată cu grafit nodular, care are o rezistență la rupere de $65...75 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ și durezza de 212...270 HB. De asemenea se folosește fonta specială aliată cu *Cr*, *Ni*, *Mo*, *Cu*. Arborele turnat din fontă are un avantaj – semifabricatul se obține cu o formă mai adecvată din punctul de vedere al solicitărilor. Datorită preciziei mai ridicate de realizare a semifabricatului se micșorează cu 25...30 % volumul de prelucrări mecanice și se reduce consumul de material.

4.7. Considerații privind calculul pieselor mecanismului bielă-manivelă

Calculul pieselor mecanismului bielă-manivelă se bazează pe relațiile din rezistența materialelor și organelor de mașini. Majoritatea pieselor motoarelor de automobile și tractoare lucrează în condiții variabile de sarcină și turație, de aceea calculele se execută la rezistența statică, prin acționarea forței maxime și rezistenței la oboseală și uzură datorită sarcinilor variabile.

Tensiunile care apar în urma acțiunii sarcinilor variabile pot varia conform ciclului simetric, asimetric sau pulsator. Rezistența la oboseală depinde de: caracterul de variație a sarcinii; limitele la oboseală (σ_{-1} , τ_{-1}) și de curgere (σ_0 , τ_0) ale materialului; forma și dimensiunile piesei; prelucrările termice și mecanice; metodele de durificare a suprafețelor.

Limitele la oboseală pentru sarcinile variabile se apreciază conform relațiilor:

– pentru oțeluri:

$$\sigma_{-1} = 0,4\sigma_r; \sigma_{-1\tau} = (0,7...0,8)\sigma_{-1}; \tau_{-1} = (0,4...0,7)\sigma_{-1};$$

– pentru fontă:

$$\sigma_{-1} = (0,3...0,5)\sigma_r; \sigma_{-1\tau} = (0,6...0,7)\sigma_{-1}; \tau_{-1} = (0,7...0,9)\sigma_{-1};$$

– pentru materiale nefieroașe:

$$\sigma_{-1} = (0,3...0,5)\sigma_r;$$

unde $\sigma_{-1\tau}$ – limita la întindere;

τ_{-1} – limita la torsiune;

σ_r – limita maximă de rezistență.

Ciclurile de încărcare a pieselor se caracterizează prin:

- tensiunea maximă (σ_{max}) și minimă (σ_{min});
- amplitudinea ciclului (σ_a), $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$;
- media ciclului (σ_m), $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$;
- asimetria ciclului, $r = \sigma_{min}/\sigma_{max}$.

Pentru ciclul pulsator: $\sigma_{min} = 0$; $r = 0$.

Pentru ciclul simetric: $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$; $\sigma_a = \sigma_{max} = -\sigma_{min}$; $\sigma_m = 0$; $r = -1$.

Coefficientul de siguranță (n) se calculează pentru fiecare piesă ținând cont de: coeficientul concentrării de tensiuni (β); tensiunile locale, provocate de modificările forme (orificii, filet etc.) piesei; coeficientul (ϵ), care ține cont de dimensiunile piesei; coeficientul stării suprafeței (γ); caracteristica materialului (ψ).

La oboseală:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{\beta_\sigma}{\epsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma}\right) \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{\beta_\tau}{\epsilon_\tau \cdot \gamma_\tau}\right) \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

La încărcare mixtă:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}};$$

Valoarea coeficientului de siguranță calculată trebuie să depășească valoarea admisibilă, adică $n > n_a$.

Calculul cilindrului. La funcționarea motorului, pereții cilindrului sunt supuși solicitărilor mecanice datorită forței de presiune a gazelor, forței normale, provocate de piston și solicitărilor termice datorită căderii de temperatură.

Grosimea peretelui se adoptă din condiții de rigiditate: $\delta = 0,05D + 2 \text{ mm}$ pentru M.A.S. și $\delta = (0,065...0,075)D$ pentru M.A.C.

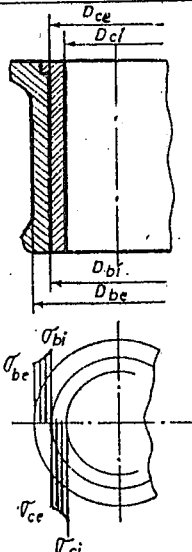
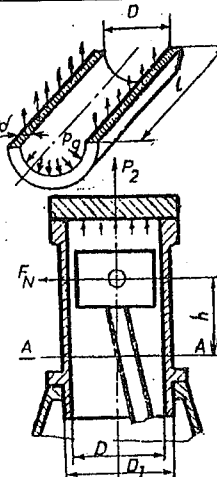
Calculul pentru verificarea cilindrului în funcție de tipul cămășii se dă în tabelul 4.10.

Calculul pistonului. În timpul funcționării motorului pistonul este supus solicitărilor mecanice și termice. Calculul pistonului constă în verificarea la rezistență a părților componente și determinarea jocurilor termice de montaj.

Succesiunea calculului este prezentată în tabelul 4.11.

Tabelul 4.10

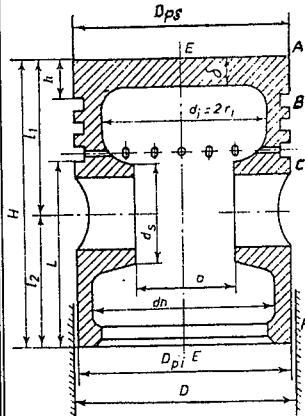
Schemele de solicitare și relații de calcul pentru cilindrii motorului

Cămăși uscate	
	Se calculează $n_b = \frac{D_{bc}}{D_{bl}} ; n_c = \frac{D_{ce}}{D_{cl}} ;$ $\xi_b = \frac{n_b^2 + 1}{n_b^2 - 1} ; \xi_c = \frac{n_c^2 + 1}{n_c^2 - 1}$ Tensiunile vor fi: $\sigma_{bl} = \xi_c \cdot p$ – în interiorul locașului; $\sigma_{ce} = \xi_c \cdot p$ – la exteriorul cămășii. Strângerea $\varepsilon = \frac{\sigma_{bl}}{E_b} + \frac{\sigma_{ce}}{E_c}$ Interferența cotelor $\chi = D_{ce} - D_{bl} = \varepsilon \cdot D_{ce},$ de unde rezultă cotele finale necesare pentru presare cu presiunea p adoptată. E_b și E_c sunt modulele de elasticitate ale materialului blocului și cilindrului.
Cămăși umede	
	– Grosimea peretelui după tensiunea în planul longitudinal: $\delta = 0.5D \frac{p_g}{\sigma_t}, [\text{mm}]$ unde p este presiunea maximă a gazelor, MPa. – Tensiunea în secțiunea transversală, MPa: $\sigma_t = 0.25p_g \frac{D_{med}}{\delta} \left[\frac{daN}{cm^2} \right]; D_{med} = \frac{D + D_1}{2}$ – Tensiunea de încovoiere, MPa: $\sigma_i = \frac{(N \cdot h)}{W}; W = 0.1 \frac{D_1^4 - D^4}{D_1}$ – Tensiunea totală, MPa: $\sigma_{rez} = \sigma_t + \sigma_i$ În toate cazurile nu trebuie să depășească σ_a.

Tabelul 4.11

Relatii de calcul pentru verificarea pistonului

Relatii de calcul pentru verificarea pistonului

Marimea, caracteristica	Dimensiuni caracteristice, relații de calcul	Valori admisibile ș.a.		
1. Schema de calcul și dimensiuni caracteristice ale pistonului				
Schema pistonului	Dimensiunea	Raporturi	M.A.S.	M.A.C.
	Grosimea capului Lungimea pistonului Înălțimea Lungimea mantalei Diametrul bosajelor Distanța între bosaje Înălțimea protecției segmen- tului de foc Diametrul interior.	δ/D H/D L/D L/D ds/D b/D h/D di/D	0.05-0.1 0.8-1.3 0.45- 0.75 0.6-0.8 0.3-0.5 0.3-0.5 0.6-0.12	0.12-0.2 1.0-1.7 0.6-1.0 0.6-1.1 0.3-0.6 0.3-0.5 0.11- 0.2
2. Efortul unitar de încovoiere la extremitatea capului pistonului, MPa	Capul se consideră o placă circulară, liber sprijinită pe un contur inelar, încărcată cu sarcina uniform repartizată, data de P_{gmax} .		Aluminiu, MPa; 25...60 Fonta, MPa; 90...200	
	$\sigma_i = p_g \left(\frac{d_i}{2\delta} \right)^2$			
3. Efort unitar în secțiunea c-c, MPa	Solicitare de comprimare	$\sigma_{c-c} = p_g \frac{\pi D^2}{4A_{c-c}}$	Aluminiu, MPa; 30...40 Fonta, MPa; 60...80	
4. Presiunea specifică pe manta, MPa	Solicitare de forță normală F_n în planul longitudinal al pistonului;		(0.3...0.6) MPa	
	$p_{mt} = \frac{F_{n,max}}{D \cdot L - A_{ev}}$			
	unde A_{ev} - aria suprafeței evazate.			

Continuarea tabelului 4.11

5. Diametrul pistonului la montaj	Se determină în așa fel ca să asigure jocul la cald (Δ') necesar funcționării normale: $D_p = \frac{D \cdot [1 + \alpha_c(T_c - T_0)] - \Delta'}{1 + \alpha_p(T_p - T_0)} \text{ mm.}$ unde α_c, α_p - coeficienți de dilatare a cilindrului și pistonului; T_c, T_p - temperatura cilindrului și pistonului.	- pentru fontă: $\alpha = 10,7 \cdot 10^{-6}, 1/K$; - pentru aliaje din aluminiu: $\alpha = 17,5 \cdot 10^{-6}, 1/K$; $T_c \approx 373 \dots 393, K$ (răcire cu apă) $T_c \approx 470 \dots 540, K$ (răcire cu aer) T_p - din fig. 4.32.
-----------------------------------	--	--

Calculul segmentilor. Calculul segmentilor are următoarele obiective:

- să stabilească forma segmentului în stare liberă și mărimea rostului, astfel încât, prin strângere pe cilindru, segmentul să dezvolte o repartitie de presiune determinată (fig. 4.54);

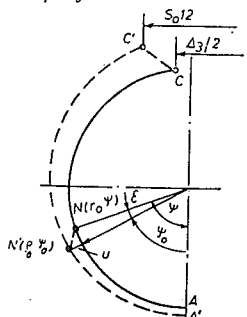
- să stabilească cele două dimensiuni de bază ale segmentului, b și t ;

- să verifice ca eforturile unitare, care apar în segment la deschiderea lui pentru montaj, să nu depășească limita admisibilă;

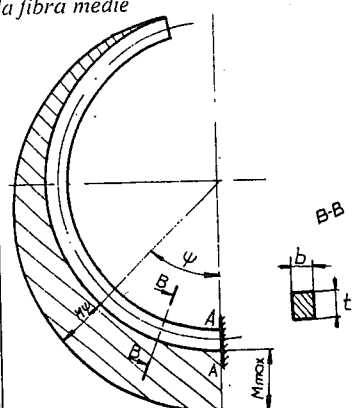
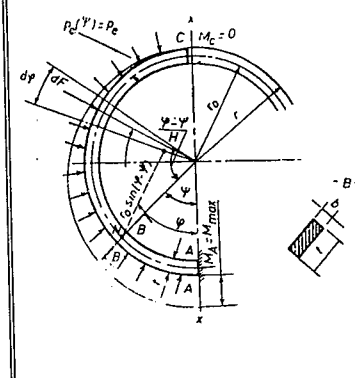
- să verifice rostul la cald pentru a preveni impactul dintre capete în timpul funcționării.

Tabelul 4.12

Relații de calcul pentru verificarea segmentilor

Mărimea caracteristică	Dimensiuni caracteristice Relații de calcul	Valori admisibile
1. Calculul profilului în stare liberă 	Deplasarea relativă a punctului N în coordonatele R, ψ (vezi schița) față de poziția N_0 (poziția de montaj) în coordonatele R_0, ψ_0 se compune din deplasarea radială u și deplasarea unghiulară ε definită prin relațiile: $u = R - R_0; \varepsilon = \psi - \psi_0$; sau în formă diferențială: $u + \frac{d^2 u}{d\psi^2} = \frac{R^2 dM_\psi}{EI}$	

Continuarea tabelului 4.12

	unde $dM_\psi = N_0 H_0 dF_\psi$ sau $dM_\psi = R_0 \sin(\varphi - \psi) dF_\psi$ (fig. 2), $d\varepsilon = \frac{u}{R_0} d\psi_0$.	
2. Distanța între capete în stare liberă la fibra medie 	$S = 2R\varepsilon_\pi; \psi = \pi$ sau $S = \frac{1}{EI} \pi(3 - g) \cdot cR_0^4 p_e$.	
3. Dimensiunile segmentului 	Dimensiunile transversale ale segmentului b, t se obțin pentru rapoarte $\frac{t}{D} = \frac{1}{20} \dots \frac{1}{30}$ din ecuația efortului unitar de încovoiere în stare de lucru $\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W}$ scrisă în ipoteza barelor drepte, unde W este modulul de rezistență al secțiunii.	

Continuarea tabelului 4.12

4. Tensiunea maximă, MPa	$\sigma_{max} = \frac{2K_M}{\pi(3-g)} \cdot E \cdot \frac{S_0/t}{(D/t-1)^2}$ unde $K_M = 1,742$; $g = 0,196$; $E = 1 \cdot 10^5$ MPa – pentru fontă; $E = 1,2 \cdot 10^5$ MPa – pentru fontă aliată; $E = (2 \dots 2,3) 10^5$ MPa – pentru oțel.	300...450
5. Presiunea medie elastică, MPa	$p_e = \frac{0,425}{3-g} \cdot E \cdot \frac{S_0/t}{(D/t-1)^3} \cdot D/t$ Cu creșterea turației și diametrului D valoarea lui p_e se micșorează.	0,1...0,4 de compresie 0,2...0,7 de ungere
6. Grosimea radială t , mm	$\frac{D}{t} = 0,5 + 0,815 \sqrt{\frac{\sigma_a}{K_M \cdot p_e}}$	pentru $D=50-100$ mm $D/t=22-24$, pentru $D>100$ $D/t=24-28$.

Continuarea tabelului 4.12

7. Tensiune la montare pe piston, Mpa	$\sigma'_{max} = \frac{2E[1-(S_0/t)/\pi(3-g)]}{m[(D/t)-1]^2}$ unde m – coeficient care depinde de metoda de montare pe piston: $m=1$ – montaj manual; $m=1,57$ – montaj cu ajutorul plăcilor; $m=2$ – montaj cu ajutorul cleștelui.	400...450 MPa
8. Jocul la capetele segmentului	$\Delta_3 = \Delta'_3 - \pi D(\alpha_s \cdot \Delta t_s - \alpha_c \cdot \Delta t_c);$ $\Delta_3 = 0,004D$ - segmentul I; $\Delta_3 = 0,003D$ - segmentul II; $\Delta_3 = (0,001 \dots 0,002)D$ - segment de ungere; $\Delta t_s = (150 \dots 240)K$; $\Delta t_c \approx 100K$; $\alpha_s = \alpha_c = (10 \dots 12) \cdot 10^{-6}, [1/K]$.	
9. Jocul la capetele segmentului în stare caldă	$\Delta'_3 = (0,005 \dots 0,001)D$	

Calculul bolțului. Bolțul lucrează în condiții grele de solicitare mecanică, fiind încărcat de forța de presiune a gazelor și de forța de inerție dezvoltată de piston.

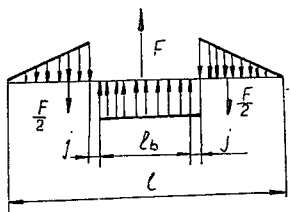
În secțiunea transversală apar solicitări de încovoiere, care produc deformarea bolțului după axa lui longitudinală.

Solicitări de încovoiere apar și în secțiunea longitudinală: deformare și ovalizare.

Relațiile de calcul pentru verificarea bolțului sunt în tabelul 4.13.

Tabelul 4.13

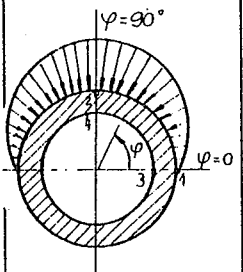
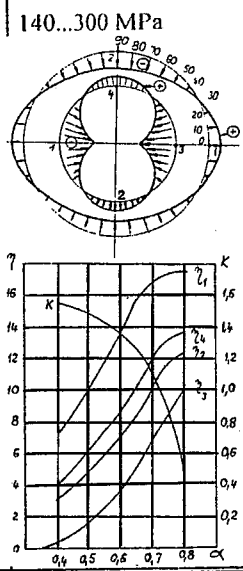
Relațiile de calcul pentru verificarea bolțului

Mărimea caracteristică	Dimensiuni caracteristice		Valori admisibile	
	Relații de calcul		M.A.S.	M.A.C.
1. Dimensionarea bolțului	Schema de calcul	Dimensiunea		
		Lungimea l/D^* , mm: - bolț flotant - bolț fix Lungimea l_b/D^* , mm: - bolț flotant - bolț fix Diametrul d/D , mm Parametrul $\alpha = d_i/d$ d_i – diametrul interior. * D - diametrul cilindrului	0.8-0.87 0.88-0.93 0.3-0.4 0.26-0.3 0.24-0.28 0.64-0.71	0.8-0.87 0.88-0.93 0.32-0.42 0.27-0.32 0.34-0.38 0.52-0.68
2. Verificarea la uzură	Presiunea în locașul din piston: $p_p = \frac{(F_{g\max} + F_{j\max})}{2l_p d} = \frac{F}{2l_p d}$ Presiunea în piciorul bielei: $p_b = \frac{F_{g\max} + F_{j\max}}{l_b d} = \frac{F}{l_b d}$ unde l_p – lungimea bosajelor pistonului; l_b – lungimea bucsei bielei; $2l_p = (1,1...1,3)l_b$		25.0...54.0 MPa 40...90 MPa	
3. Verificarea la încovoiere, Mpa	Efortul unitar maxim la încovoiere: $\sigma_i = \frac{F(1 + 2b - 1.5l_b)}{1.2d^2(1 - \alpha^4)} \cdot \begin{cases} F_{\max} = F_{g\max} + F_{j\max} \\ F_{\min} = F_{g\min} + F_{j\min} \end{cases}$		oțel: 180...250 oțel aliat: 340...360	

Continuarea tabelului 4.13

4. Coeficient de siguranță	- pentru bolțul flotant încărcarea este după ciclul simetric $n_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ia} \cdot \beta_k / (\varepsilon \cdot \gamma)}$ unde β_k - coeficient efectiv de concentrare la sarcini variabile: ε - factor dimensional; γ - coeficientul stării suprafeței: pentru bolț călit pentru bolț cimentat - pentru bolțul fix cu ciclul asimetric: $n_2 = \frac{1}{\beta_k \cdot \frac{\sigma_{ia}}{\varepsilon \cdot \gamma} + \psi \frac{\sigma_{im}}{\sigma_{-1}}}$ unde $\beta_k = 1$ - coeficientul efectiv de concentrare la sarcină variabilă; factor dimensional pentru bolț călit pentru bolț cimentat $\sigma_{im} = \frac{\sigma_{imax} + \sigma_{imin}}{2}; \sigma_{ia} = \frac{\sigma_{imax} - \sigma_{imin}}{2};$ $\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o} - \text{coeficientul tensiunilor};$ $\sigma_o = (1.4...1.6)\sigma_{-1} - \text{rezistența la oboseală după ciclul pulsator de încovoiere};$ pentru oțel aliat pentru oțel carbon	1.0...2.2 $\beta_k = 1$ $\varepsilon = 0.8...0.9$ $\gamma = 1.1...1.5$ $\gamma = 1.8...2.5$ 2...4 $\varepsilon = 0.8...0.9$ $\gamma = 1.1...1.5$ $\gamma = 1.8...2.5$ $\sigma_{-1} = 340...380 \text{ MPa}$ $\sigma_{-1} = 180...250 \text{ MPa}$
5. Verificarea la forfecare	Efortul unitar la forfecare se determină în secțiunile amplasate în jocurile dintre părțile frontale ale bosajelor pistonului și a bucsei. $\tau = \frac{0.85F(1 + \alpha + \alpha^2)}{d^2(1 - \alpha^4)}, \text{ MPa}$	150...220 oțel aliat 80...120 oțel carbon

Continuarea tabelului 4.13

6. Verificarea la ovalizare	Se presupune că bolțul reprezintă o grindă încărcată cu o sarcină distribuită sinusoidal ($p = p_0 \sin \varphi$). Eforturile unitare într-o secțiune oarecare φ iau valori diferite în fibra interioară $(\sigma_1)_\varphi$ și în fibra exterioară $(\sigma_1)_\varphi$. $(\sigma_1)_\varphi = \frac{F \cdot r}{n \cdot l} \left[2 \frac{6r-n}{n(2r-n)} \cdot f_2 + \frac{f_1}{r} \right] \cdot k;$ $(\sigma_1)_\varphi = \frac{F \cdot r}{n \cdot l} \left[2 \frac{6r+n}{n(2r+n)} \cdot f_2 - \frac{f_1}{r} \right] \cdot k;$ unde k - coeficient care depinde de raportul α. Valorile extreme în punctele 1, 2, 3, 4. (v. fig. 3), care corespund unghiurilor $\varphi=0$ și 90°, se calculează: $(\sigma_1)_{\varphi=0}^1 = -\frac{F}{ld} \cdot \eta_1; \quad (\sigma_1)_{\varphi=90}^2 = \frac{F}{ld} \cdot \eta_2;$ $(\sigma_1)_{\varphi=0}^3 = -\frac{F}{ld} \cdot \eta_3; \quad (\sigma_1)_{\varphi=90}^4 = \frac{F}{ld} \cdot \eta_4;$ unde $f_1 = 0.5 \cos \varphi + 0.3185(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi)$; $f_2 = f_1 - 0.406$; $r = d \frac{1+\alpha}{4}$; $h = d \frac{1-\alpha}{2}$. $k = 1.5 - 1.5(\alpha - 0.4)^3$ Valorile coeficienților $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$, și k sunt date grafic în fig. 4 în funcție de α.	 
-----------------------------	---	--

Continuarea tabelului 4.13

7. Deformația maximă de ovalizare	$\Delta \delta_{\max} = \frac{0.09F}{IE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 \cdot k, \mu m$ $\Delta \delta_{\max} \leq \frac{\Delta'}{2}; \Delta' = (0.0005 \dots 0.001)d$ Δ' - jocul radial la cald.	
8. Calculul jocului de montaj	Jocurile bolțului depind de tipul îmbinării cu pistonul și biela. Jocul în bosajele pistonului: $\Delta = \Delta' + [\alpha_b(t_b - t_0) - \alpha_p(t_p - t_0)]d,$ unde $t_b = 150^\circ C$ - temperatura bolțului; $t_p = 150 \dots 200^\circ C$ - temperatura pistonului; t_0 - temperatura mediului ambiant; $\alpha_b = \alpha_{pL} = 10 \cdot 10^{-6}, \left[\frac{1}{K} \right]$ $\alpha_p = \alpha_{AL} = (17 \dots 25) \cdot 10^{-6}, \left[\frac{1}{K} \right]$ $\Delta = (-0.03 \dots 0.03), mm.$ Valorile negative se referă la aliaje din aluminiu. În asemenea cazuri montajul se face prin încălzirea pistonului la $t^\circ = 80 \dots 120^\circ C$. Jocul de montaj între bolțul flotant și piciorul bieiei este de $0.01 \dots 0.03$ mm.	

Calculul bieiei. Biela este solicitată de forța de presiune a gazelor la comprimare și flambaj; forța de inerție a grupului piston solicită biela la întindere și comprimare.

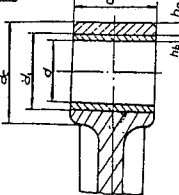
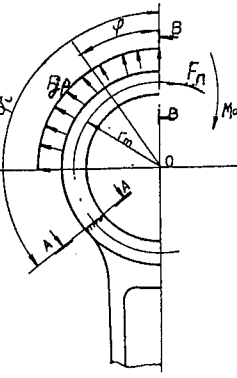
Sarcinile aplicate sunt variabile după mărime și sens, de aceea condiția fundamentală a bieiei: să posede o rezistență mecanică superioară.

Datorită maximei siguranțe, care trebuie asigurată bieiei, calculele se fac pentru fiecare din părțile componente.

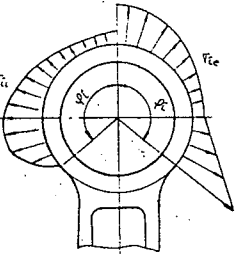
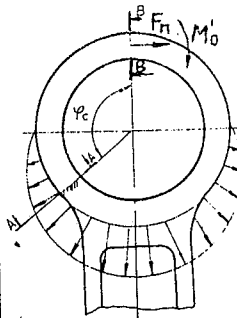
Sucesiunea calculului părților componente ale bieiei este prezentată în tabelul 4.14.

Tabelul 4.14

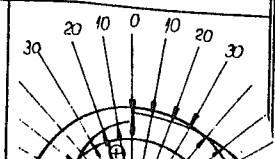
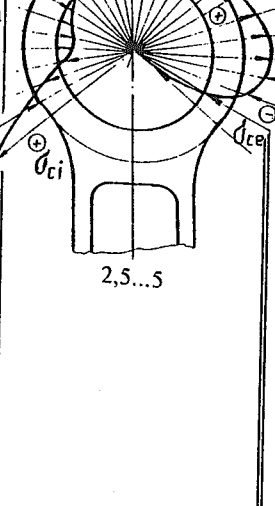
Relații de calcul pentru verificarea bieiei

Mărimea caracteristică	Dimensiuni caracteristice relații de calcul	Valori admisibile ș.a.	
1. Dimensiuni caracteristice	I. Piciorul bieiei		
	Denumirea	M.A.S.	M.A.C.
	Diametrul exterior al piciorului, d/d^*	1.25-1.65	1.3-1.7
	Grosimea radială a piciorului, h_p/d	0.16-0.27	0.16-0.2
	Grosimea radială a bușei h_b/d	0.078-0.085	0.08-0.085
* d - diametrul exterior al bolțului			
2. Tensiuni de întindere	Forța care supune piciorul bieiei la întindere este maximă atunci când forța de presiune a gazelor este minimă, când pistonul se află în p.m.s. la începutul admisiei. La calcularea piciorului se ține cont de următoarele ipoteze: - piciorul bieiei reprezintă o grindă curbă încăstrată în zona de racordare cu corpul; - forța de întindere (F_{jp}) este distribuită uniform pe jumătatea superioară a bieiei. În secțiunea periculoasă A-A (v. fig. 2) ia naștere momentul încovoietor: $M_a = F_{jp} \cdot r_m (0.542 - 0.0268 \varphi_A - 0.072 \cos \varphi_A + 0.0459 \varphi_A \cos \varphi_A)$ și forța normală: $F_n = F_{jp} (0.072 - 0.0458 \varphi_A) \times \cos \varphi_A + \sin \varphi_A,$ unde unghiul φ_A - în radiani. Tensiunile de întindere σ_A în secțiunea A-A: - în fibra exterioară:		
			

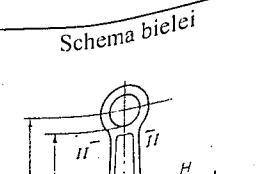
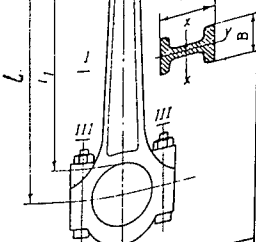
Continuarea tabelului 4.14

	$\sigma'_A = \frac{1}{ah_p} \left[2M_A \frac{6r_m + h_p}{h_p(2r_m + h_p)} + kF_{nA} \right]$ - în fibra interioară: $\sigma'_A = \frac{1}{ah_p} \left[-2M_A \frac{6r_m - h_p}{h_p(2r_m - h_p)} + kF_{mA} \right]$ unde k - coeficient de repartizare a forței între bușă și piciorul bieiei: $k=1$ - când bușă lipsește. Cele mai mari tensiuni se obțin în fibra exterioară.	150...450 MPa	
3. Solicitarea de comprimare	Forțele de comprimare (F_c) au valoare maximă când presiunea din cilindru este maximă și sunt repartizate sinusoidal (v. fig. 4). Momentul încovoietor în secțiunea A-A: $M_A = M'_0 + F_{nA} \cdot r_m (1 - \cos \varphi_A) - F_c r_m \cdot$ $\cdot \left(\frac{\sin \varphi_A}{2} - \frac{\varphi_A}{\pi} \sin \varphi_A - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_A \right).$ Forța normală: $F_{nA} = F_{nA}' \cos \varphi_A +$ $+ F_c \left(\sin \frac{\varphi_A}{2} - \frac{\varphi_A}{\pi} \sin \varphi_A - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_A \right).$		
4. Tensiuni de comprimare, MPa	În fibra interioară: $\sigma'_A = \left[-2M_A \frac{6r_m - h_p}{h_p(2r_m - h_p)} + kF_{nA} \right] \times \frac{1}{ah_p}$ În fibra exterioară: $\sigma''_A = \frac{1}{ah_p} \left[2M_A \frac{6r_m + h_p}{h_p(2r_m + h_p)} - kF_{nA} \right]$	150...300 MPa	

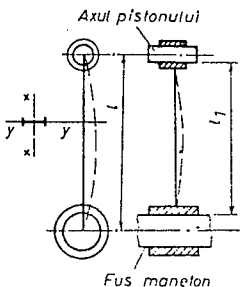
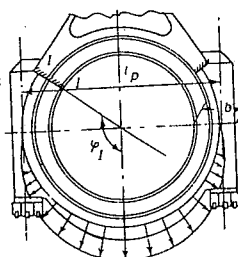
Continuarea tabelului 4.14

5. Tensiuni produse de presiunea dintre bucșă și picior, MPa	$p_t = \frac{\Delta m + \Delta t}{d_i \left[\frac{d_i^2 + d_e^2}{d_e^2 - d_i^2} + \nu \frac{d_i^2 + d_e^2}{d_i^2 - d_e^2} - \nu \right]}$ unde $\nu=0.3$ - coeficientul lui Poisson; $E_b = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ - modulul de elasticitate a materialului bieiei; $E_{bs} = 1.15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ - modulul de elasticitate a materialului bucșei; Δm - strângerea de montaj. $\Delta t = d_i(\alpha_{bs} - \alpha_b)(T - T_0)$ - strângerea termică, mm	$\alpha_{bs} = 18 \cdot 10^{-6} \left[\frac{1}{K} \right]$ $\alpha_b = 10 \cdot 10^{-6} \left[\frac{1}{K} \right]$ $T = 373 \dots 423 \text{ K}$ $T_0 = 298 \text{ K}$
6. Eforturile unitare, MPa (formula Lamé)	în fibra interioară: $\sigma_i = p_t \frac{d_e^2 + d_i^2}{d_e^2 - d_i^2}$, în fibra exterioară: $\sigma_e = p_t \frac{2d_i^2}{d_e^2 - d_i^2}$	
7. Coeficientul de siguranță conform ciclului simetric de încărcare	Calculul se face pentru fibra exterioară, care este cea mai solicitată: $n = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_a + \psi \sigma_m}$ unde σ_{-1t} - rezistența la oboseală pentru ciclul simetric: $\sigma_{-1t} = 340 \dots 400 \text{ MPa}$ - oțel aliat; $\sigma_{-1t} = 180 \dots 250 \text{ MPa}$ - oțel carbon; β_k - coeficient de concentrare; $\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$ - factor dimensional; $\gamma = 0,7 \dots 0,8$ - coeficient de calitate a suprafeței; $\psi = 0,12 \dots 0,2$ - coeficient ce depinde de caracteristica materialului.	

Continuarea tabelului 4.14

8. Deformația pictorului, mm	$\sigma_p = \frac{8F_{jp} \cdot r_m^3 (\varphi_c - 90^\circ)^2}{10^6 E_b \cdot I}$ unde I - momentul de inerție al suprafeței secțiunii piciorului.	mai mic de jumătate din jocul de montaj
1. Dimensiunile caracteristice	II. Corpul bieiei $H_{II} = (0.5 \dots 0.6)d$ $H_{III} = (1.1 \dots 1.35)H_{II}$	Schema bieiei 
2. Calculul la oboseală	Corpul bieiei este supus la întindere de forță de inerție maximă: $F_{jmax} = -m_j R \omega^2 (1 + \lambda)$ și la comprimare de forță: $F = F_{gmax} + F_{jmax}$	
3. Efortul unitar la comprimare în I-I sau II-II	$\sigma_c = \frac{F}{A}$ În secțiunea I-I sunt provocate tensiuni de comprimare și flambaj: σ_1 - în planul perpendicular (bară articulată la capete cu lungimea l); σ_2 - în planul perpendicular (bară cu capete încastrate pe lungimea l_1): $\sigma_1 \approx \sigma_2 = \sigma_f = k_f \cdot \frac{F}{A}$ Deci, efortul de flambaj depășește cu 10...15% pe cel de comprimare și uneori se neglijează.	$k = 1,1 \dots 1,15$

Continuarea tabelului 4.14

4. Efortul unitar de întindere.	$\sigma_t = \frac{F_j}{A}$ La motoarele în 4 timpi: $\sigma_{max} = \sigma_t; \sigma_{min} = \sigma_t$ La motoarele în 2 timpi: $\sigma_{max} = \sigma_t; \sigma_{min} = \frac{F_{jmin}}{A};$ unde $F_{jmin} = -m_j R \omega^2 (1 - \lambda)$	
5. Coeficientul de siguranță	$n = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_a + \psi \sigma_m}$	2...2.5
III. Capul bielei		
1. Coeficientul de întindere	Forța care întinde capul bielei: $F_{jc} = -R \omega^2 [(m_p + m_{1b})(1 + \lambda) + (m_{2b} - m_{cp})]$ unde m_{cp} - masa capacului.	
2. Efortul unitar, MPa	în fibra interioară: $\sigma = F_{jc} \left[\frac{0.023 I_p}{\left(1 + \frac{I_c}{I_{cp}}\right) W_{cp}} + \frac{0.4}{\Delta_{cp} + A_c} \right]$ unde I_{cp}, I_c - momentele de inerție ale capacului și cuzinetului; A_{cp}, A_c - ariile secțiunilor; W_{cp} - momentul de rezistență al secțiunii capacului.	
3. Coeficientul de siguranță pentru ciclul pulsator	$n = 2 \frac{\sigma_{-1t}}{\sigma_{max} (1 + \varepsilon)}$	2.5...3

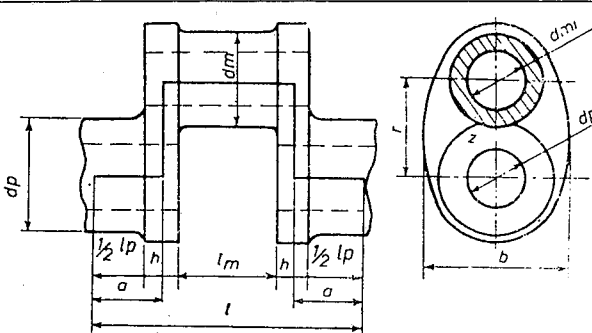
Continuarea tabelului 4.14

4. Deformația, mm	în secțiunea de separare a capacului: $\delta = \frac{0.0024 F_{jc} \cdot I_p^3}{E (I_{cp} + I_c)}$	< 0.005, mm
IV. Calculul șuruburilor de bielă		
5. Calculul la întindere	Șuruburile sunt solicitate de forța de strângere prealabilă (F_{sp}) și forța de inerție a maselor în mișcare rotativă (F_{jc}). Forța care solicită un șurub: $F_{jc}' = \frac{F_{jc}}{z}$ unde $F_{jc} = -R \omega^2 (m_p + m_{1b})(1 + \alpha) + (m_{2b} - m_{cp}); F_{sp} = (2...3) F_{jc}'$ Forța maximă de întindere a unui șurub: $F_{max} = F_{sp} + \chi F_{jc}'$ unde $\chi = 0.15$ - caracterizează elasticitatea și rigiditatea pieselor îmbinate. Forța minimă, $F_{min} = F_{sp}$.	
6. Coeficientul de siguranță pentru ciclul asimetric (pulsant).	$n = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_a + \psi \sigma_m};$ unde $\sigma_{-1t} = 180...250$ Mpa - oțel carbon; $\sigma_{-1t} = 350...400$ Mpa - oțel aliat; $\beta_k = 4...5.5; \varepsilon = 0.8...1.0;$ $\gamma = 1.0...1.5; \psi = 0.2$	$n = 1.25...3.0$
7. Pentru ciclul ondulant	$n = \frac{\sigma_c}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_a + \sigma_m}$	$n = 2.5...4$

Calculul arborelui cotit. Arborele cotit se verifică la oboseală, la presiune specifică și la încălzire, precum și la vibrații de torsiune.

Tabelul 4.15

Schema de calcul și dimensiunile relative ale arborelui cotit



Dimensiunea caracteristică	M.A.S. în linie	M.A.S. în V	M.A.C. în linie	M.A.C. în V
Lungimea cotului (l/D)	1,1...1,25	1,2...1,4	1,1...1,4	1,2...1,4
Diametrul ($\frac{d_p}{D}$)	0,6...0,8	0,63...0,75	0,7...0,9	0,7...0,75
Lungimea fusurilor paliere (l_p / d_p)				
- intermediare	0,5...0,6	0,4...0,7	0,45...0,6	0,4...0,65
- extreme sau medii	0,75...0,84	0,7...0,88	0,7...0,85	0,65...0,86
Diametrul ($\frac{d_m}{D}$)	0,55...0,7	0,57...0,66	0,64...0,75	0,65...0,72
Lungimea ($\frac{l_m}{d_m}$)	0,45...0,65	0,8...1,1	0,7...1,0	0,8...1,0
Diametrul interior ($\frac{d_{in}}{d_m}$)	0,6...0,8	0,6...0,8	0,6...0,75	0,6...0,75
Grosimea brațului ($\frac{h}{d_m}$)	0,15...0,35	0,15...0,35	0,2...0,35	0,2...0,35
Raza de racordare ($\frac{\rho}{d_m}$)	0,06...0,1	0,06...0,08	0,07...0,1	0,07...0,09

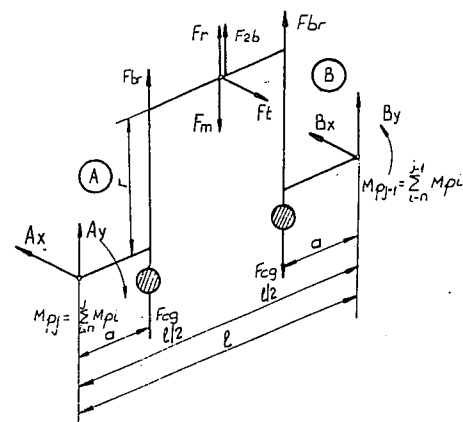
Continuarea tabelului 4.15

1. Calculul la oboseală

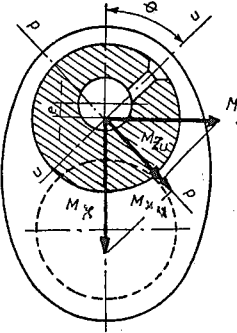
Verificarea se face la rezistență ca pentru o grindă static nedeterminată în următoarele ipoteze: a) se izolează o porțiune cuprinsă între mijlocul a două paliere vecine, care lucrează în condițiile amplitudinilor maxime ale momentelor de încovoiere și de torsiune și a forțelor variabile ca semn; b) se consideră această porțiune ca o grindă simplu rezemată; c) reazemele sunt rigide și punctele de aplicare ale forțelor se găsesc în planele de simetrie ale cotului; d) în reazemul din stânga cotului acționează un moment de torsiune M_{pi} , egal cu suma momentelor coturilor care preced cotul de calcul, iar în reazemul din dreapta acționează momentul $M_{p(i+1)}$.

Fusul maneton

Schema de încărcare a fusului



Continuarea tabelului 4.15

1. Verificarea la încovoiere. Momentele extreme	 Momentele de încovoiere: $M_y = 0.5IA_y + (F_{br} - F_{cg})(0.5l - a)$ $M_x = 0.5IA_x$ $M_{imax} = \pm \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ Când fusul maneton este prevăzut cu un orificiu de ungere, solicitarea maximă se obține în planul axului orificiului provocând o concentrare maximă a tensiunilor. Momentul de încovoiere în acest plan: $M_u = M_y \cos \Theta + M_x \sin \Theta$	
2. Eforturile unitare, MPa	$\sigma_{max} = \frac{M_{imax}}{W}; \sigma_{imin} = \frac{M_{imin}}{W};$	
3. Coeficientul de siguranță la încovoiere pentru ciclul simetric	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_\sigma}{\gamma_\sigma \cdot \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$; $\beta_\sigma = 1.9...2.0$ $\epsilon_\sigma = 0.7...0.8$ $\gamma_\sigma = 0.7...0.8$ $\psi_\sigma = 0.09...0.1$ $\sigma_{-1} = 250...300$ MPa — oțel carbon; $\sigma_{-1} = 500...550$ MPa — oțel aliat.	
3. Verificarea la torsiune	Momentul de torsiune: $M_r = M_{pi} + F_t \cdot R$	
4. Eforturile de torsiune	$\tau_{max} = \frac{M_{rmax}}{W_p}; \tau_{min} = \frac{M_{rmin}}{W_p}$, unde $W_p = \mu \frac{\pi}{16} \cdot d_m^3 \left[1 - \left(\frac{d_{mi}}{d_m} \right)^4 \right]$	

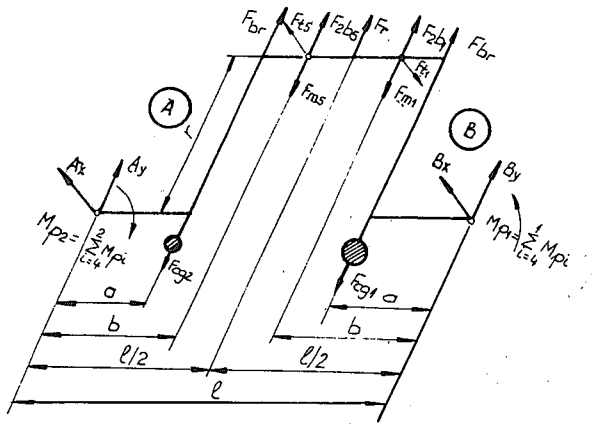
Continuarea tabelului 4.15

5. Coeficientul de siguranță la torsiune	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_\tau}{\gamma_\tau \cdot \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$	$\beta_\tau = 1.8...2.0; \epsilon_\tau = 0.7...0.8;$ $\gamma_\tau = 1.1...1.4; \psi_\tau = 0.08...0.1;$ $\tau_{-1} = 180...220 \text{ MPa}$ - oțel carbon; $\tau_{-1} = 280...320 \text{ MPa}$ - oțel aliat; $\tau_{-1} = 160...180 \text{ MPa}$ - fontă.			
6. Coeficientul de siguranță global	$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$	pentru M.A.S. 2,5...3,0 pentru M.A.C. 3,0...3,5			
Fusul palier Fusurile paliere sunt supuse la torsiune și încovoiere. Deoarece ele au lățimi mici, momentele încovoietoare sunt reduse, motiv pentru care calculul se face numai la torsiune. Calculul trebuie dezvoltat pentru fiecare fus în parte.					
1. Momentul de torsiune conform ciclului asimetric	Valoarea se determină în baza calculului dinamic. Momentul de intrare la cotul 1: $M_{pj} = \sum_{i=n}^{i=j} F_{ti} R.$ la ieșire: $M_{p(j+1)} = M_{pj} + F_{tj} \cdot R.$ Însumarea trebuie să țină cont de decalajul coturilor și ordinea de aprindere (v. cap. 2) și se întocmește următorul tabel.				
α°	M_{p_2}	M_{p_3}	...	M_{pj}	$M_{p(j+1)}$
0... 30 60 ...720	$M_{p_2} = F_{t1} \cdot R$	$M_{p_3} = F_{t1} \cdot R + F_{t2} \cdot R = R(F_{t1} + F_{t2})$		$M_j = R(F_{t1} + F_{t2} + F_{t(j-1)})$	$M_{p(j+1)} = M_{pj} + F_{tj} \cdot R$

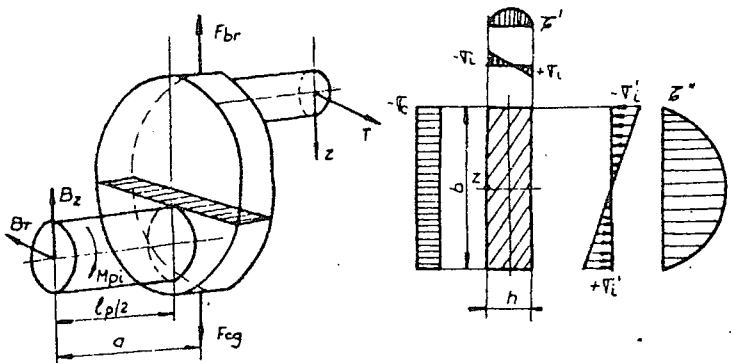
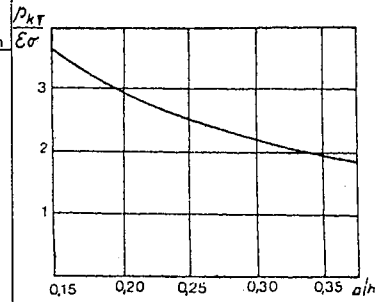
Continuarea tabelului 4.15

	Se determină cel mai încărcat fus palier după valorile maxime și minime ale momentului.	
2. Eforturi unitare, MPa	$\sigma_{\max} = \frac{M_{pj \max}}{W}; \sigma_{\min} = \frac{M_{pj \min}}{W}$	
3. Coeficient de siguranță la calcul asimetric	$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \varepsilon_{\tau}} \sigma_a + \psi_{\tau} \sigma_m}$	pentru M.A.S. 2-3 pentru M.A.C. 3-3,5
4. Calculul la presiunea specifică, MPa	$p_{m \max} = \frac{R_{m \max}}{d_m \cdot l_m}; p_{p \max} = \frac{R_{p \max}}{d_p \cdot l_p}$ unde $R_{m \max}, R_{p \max}$ - respectiv forțele rezultante maxime care încarcă fusul maneton (R_m) și palier (R_p). Valorile lor sunt determinate din diagramele polare respective (v. cap. 1).	pentru M.A.S. $p_m = 40 \dots 80$ $p_p = 20 \dots 75$ pentru M.A.C. $p_m = 70 \dots 150$ $p_p = 45 \dots 150$
5. Presiunea specifică medie, MPa	$\overline{p}_m = \frac{\overline{R}_m}{d_m \cdot l_m}; \overline{p}_p = \frac{\overline{R}_p}{d_p \cdot l_p}$	pentru M.A.S. $p_m = 30 \dots 75$ $p_p = 20 \dots 35$ pentru M.A.C. $p_m = 30 \dots 100$ $p_p = 20 \dots 75$
6. Verificarea la încălzire. Coeficientul de uzură	$k_m = \sqrt{p_m \cdot W^3} = \sqrt{p_m \left(\xi \frac{\pi d_m \cdot n}{60} \right)^3};$ $k_p = \sqrt{p_p \cdot W^3} = \sqrt{p_p \left(\frac{\pi d_p \cdot n}{60} \right)^3},$ unde ξ - coeficient care ia în considerare oscilațiile bielei; n - turația motorului.	pentru aliaje Al-Sn: >30 MPa; bronz cu Pb: 35...40MPa; aliaj din St: 25...30MPa; bronz cu Pb: fără acoperire 25 MPa. $\xi=1.037 \dots 1.085$

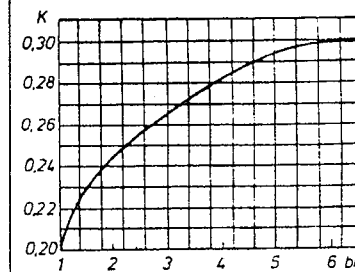
Continuarea tabelului 4.15

Fusul maneton al motorului în V cu 2 biele alăturate	
	
Schema de calcul a fusului maneton, acționat de bielele cilindrilor 1 și 5 (exemplul motorului cu 8 cilindri. $V=90^\circ$, cu contragreutăți). Reacțiunile: $A_y = F_{cg2} - F_{br} + F_{m_s} - F_{2b_s} - \frac{1}{2}F_r + \frac{a}{l}(F_{cg1} - F_{cg2}) + \frac{b}{l}(F_{m_1} - F_{m_s});$ $A_x = \frac{b}{l}F_{t_1} - \left(1 - \frac{b}{l}\right)F_{t_s}$	
7. Momentele de încovoiere în punctele de amplasare a forțelor F_{m_s} și F_{m_1}	$(M_y)_s = A_y \cdot b + (F_{br} - F_{cg})(b - a);$ $(M_y)_1 = A_y(l - b) + (F_{br} - F_{cg})(l - a - b) + (F_{2b_s} - F_{m_s})(l - 2b)$
Eforturile unitare și coeficienții de siguranță se determină conform relațiilor folosite mai sus.	

Continuarea tabelului 4.15

Calculul brațelor arborelui cotit		
1. Schema de calcul a brațelor		
		
Brațul arborelui cotit este solicitat de sarcini variabile de întindere, compresiune, încovoire și torsiune.		
2. Tensiunea totală în planul cotului. MPa	$\sigma = \frac{M_{iz}}{W_{br}} + \frac{B_z}{A_{br}} = B_z \left(\frac{6a}{bh^2} + \frac{1}{bh} \right)$ se determină σ_{max} și σ_{min} pentru valorile B_{zmax} și B_{zmin}	
3. Coeficientul de siguranță	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{K\sigma}}{\gamma_\sigma \cdot \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$ unde $\gamma_\sigma = 1.0 \dots 1.15$; $\psi_\sigma = 0.1 \dots 0.2$; $\frac{\beta_{K\sigma}}{\epsilon_\sigma}$ - din diagramă.	
4. Solicitarea de torsiune. MPa	$\tau_{max} = \frac{0,5 \cdot a \cdot T_{max}}{k \cdot b \cdot h^2};$ $\tau_{min} = \frac{0,5 \cdot a \cdot T_{min}}{k \cdot b \cdot h^2}$	

Continuarea tabelului 4.15

5. Coeficient de siguranță	$n_\tau = \frac{\tau_1}{\frac{\beta_{K\tau}}{\gamma_\tau \cdot \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$ unde $\gamma_\tau = 1.0 \dots 1.15$; $\psi_\tau = 0.1 \dots 0.2$; $\frac{\beta_{K\tau}}{\epsilon_\tau} = 2,0$; Valorile coeficientului K din diagramă.	
6. Coeficientul global de siguranță	$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$	2.0...3.0 (M.A.S.) 3.0...3.5 (M.A.C.)

5. MECANISMUL DE DISTRIBUȚIE A GAZELOR

Mecanismul de distribuție a gazelor reprezintă ansamblul tuturor organelor, care permite umplerea periodică a cilindrului cu gaze proaspete și evacuarea periodică a gazelor de ardere din cilindrul motorului.

Sistemul de distribuție trebuie:

- să asigure un grad de umplere η_v și de evacuare η_e , ridicat;
- să asigure o distribuție uniformă a fluidului proaspăt între cilindri (mai ales la M.A.S.);
- să asigure o funcționare silențioasă la schimbul de gaze (să reducă zgomotul produs la curgerea gazelor și de piesele mecanismului în mișcare prin reglajul jocurilor funcționale);
- să fie simplu în fabricație și întreținere, ieftin și să asigure o fiabilitate înaltă în funcționare.

Mecanismul este alcătuit din trei părți:

- *conducele de gaze (colectoarele)*, care transportă și distribuie fluidul proaspăt între cilindri și transportă gazele de ardere în atmosferă;
- *mecanismul de dirijare* cu deschiderea și închiderea periodică a orificiilor de admisie și evacuare ale cilindrilor;
- *amortizorul de zgomot*, care limitează intensitatea zgomotelor produse de evacuarea gazelor de ardere sau de admisia fluidului proaspăt.

Conform procedurii de comandă a deschiderii și închiderii orificiilor cilindrului, se disting mecanisme de distribuție prin supape, sertare și lumini.

Primele două procedee pretind un mecanism special de comandă, iar ultimul asigură comanda cu ajutorul mecanismului bielă-manivelă prin intermediul pistonului. Distribuția prin supape este universală la motoarele în 4 timpi. Distribuția prin sertare este adoptată la motoarele destinate autovehiculelor de curse. Distribuția prin lumini este caracteristică la motoarele în 2 timpi; unele motoare în 2 timpi utilizează distribuția mixtă: prin supape și lumini.

5.1. Mecanisme de distribuție prin supape

Mecanismul de distribuție cu supape în chiulasă este reprezentat schematic în fig. 5.1. Pe arborele de distribuție, așezat lateral în partea inferioară a cilindrului, este amplasată cama 1, care transmite mișcarea prin tachelul 2, tija 3, culbutorul 4, supapei 5; arcu 6 menține supapa pe locul său.

Două supape pe un cilindru pot fi amplasate pe aceeași linie (fig. 5.1, c) sau pe două linii, de-a lungul axului blocului de cilindri (fig. 5.2, d). Comanda supapelor amplasate pe aceeași linie poate fi realizată direct de la arborele de distribuție, montat pe chiulasă (fig. 5.1, b) sau de la arborele de distribuție montat în bloc, prin tachel, tijă, culbutor (fig. 5.1, a).

În cazul când supapele sunt așezate pe două linii (fig. 5.2) axele acestora pot fi înclinate față de axa cilindrului, ceea ce permite mărirea dimensiunilor, obținerea camerei de ardere compacte, simplificarea formei canalelor din chiulasă, acționarea în schimb se complică. Când arborele de distribuție este amplasat pe chiulasă, poate fi utilizat un arbore care transmite mișcarea fie prin culbutor, fie prin doi arbori de distribuție (fig. 5.2, c). Când arborele de distribuție este montat în bloc, este folosit un sistem de culbutori (fig. 5.4) sau fiecare rând de supape este acționat de la arbori separați, amplasați pe ambele părți ale blocului.

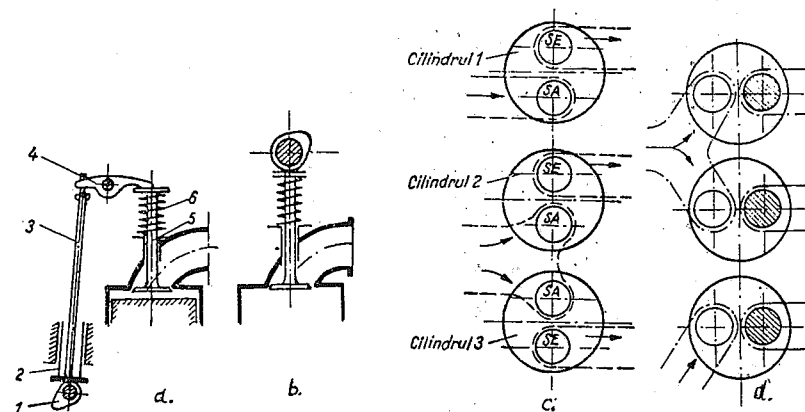


Fig. 5.1. Schema mecanismului de distribuție cu supape în chiulasă

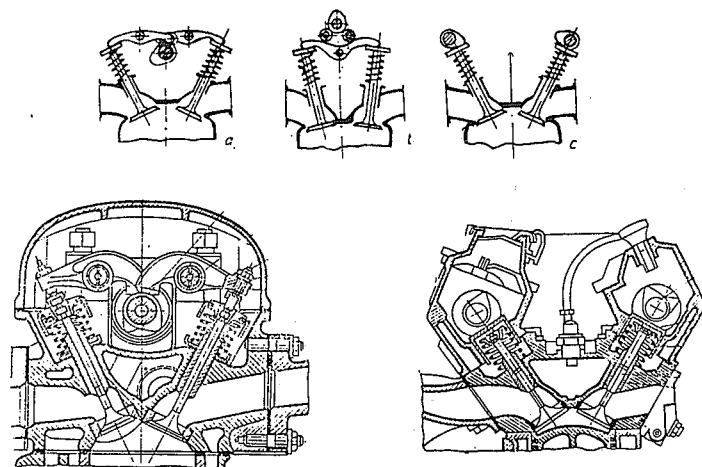


Fig. 5.2. Schema mecanismului de distribuție cu supape și arbore de distribuție în chiulasă.

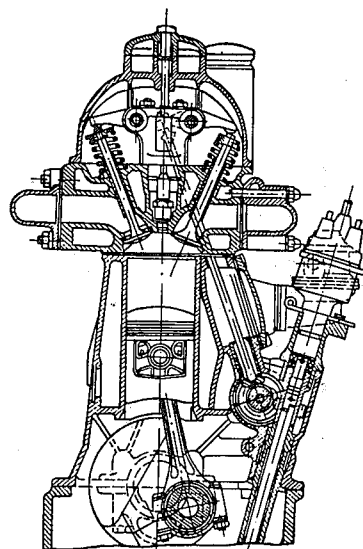


Fig. 5.3. Culbutori acționați de un singur arbore de distribuție.

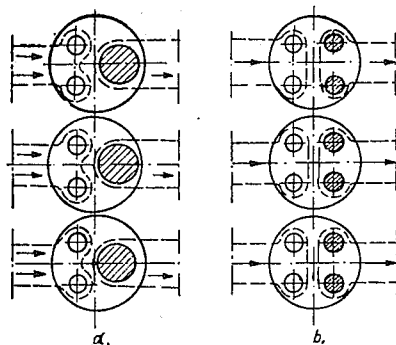


Fig. 5.4. Amplasarea supapelor în chiulasă: a - cu trei, b - cu patru supape.

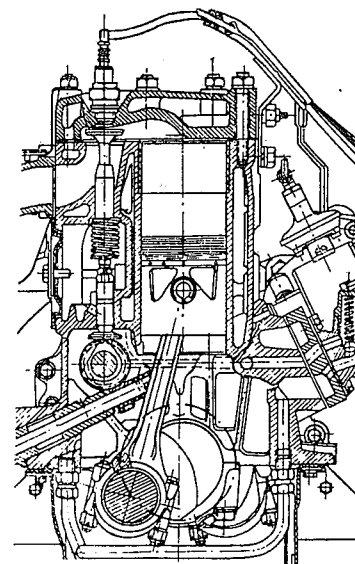


Fig. 5.5. Mecanism de distribuție cu supape laterale

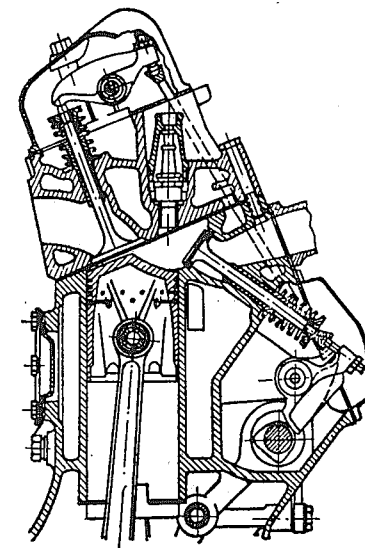


Fig. 5.6. Mecanism de distribuție cu dispunere mixtă a supapelor

Sporirea numărului de supape la un cilindru complică acționarea lor. Se recurge mai des la construcția cu trei supape, două de admisiune și una de evacuare (fig. 5.4, a) și construcția cu patru supape (fig. 5.4, b).

Mecanismul de distribuție cu supape laterale (fig. 5.5) este caracterizat prin simplitatea construcției. Acționarea supapelor se face de la camă prin intermediul unui tachtet. Înălțimea motorului se micșorează. Datorită formei camerei de ardere mai puțin compacte, indicii economici ai motoarelor cu un asemenea mecanism de distribuție sunt mai reduși. Totodată apar dificultăți în ceea ce privește posibilitatea asigurării unor valori ridicate ale coeficientului de umplere. Aceste dezavantaje fac posibilă amplasarea laterală a supapelor doar la motoarele cu un raport de comprimare relativ mic și turații reduse. Dezideratele urmărite la proiectarea acestor motoare sunt simplitatea construcției, tehnologiei de fabricație și a reparației.

Amplasarea mixtă a supapelor este o soluție utilizată la unele motoare rapide pentru autoturisme și la motoarele sport. La o astfel de distribuție supapa de admisiune se amplasează în chiulasă, iar supapa de evacuare în blocul motorului (fig. 5.6). Construcția mecanismului se complică, însă există posibilitatea de a mări secțiunile de trecere ale supapelor; îmbunătățindu-se astfel coeficientul de umplere și ridicarea turației.

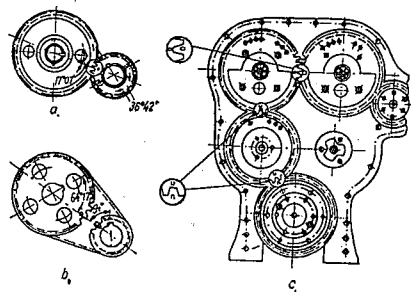


Fig. 5.7. Acționarea arborelui de distribuție: a - prin roți dințate; b - cu curele sau lanț; c - cu roți intermediare

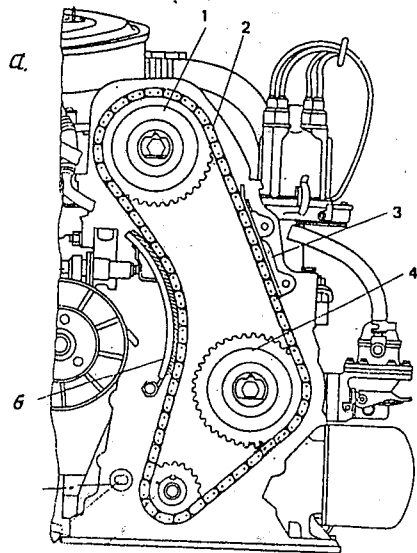


Fig. 5.8. Acționarea arborelui de distribuție montat în chiulasă: a - prin lanț; b - prin curea dințată; 1 - roata axului de distribuție; 2 - lanțul (curea dințată); 3 - sabot de ghidare; 4 - roata intermediară; 5 - roată conducătoare; 6 - placa (rola) de întindere constantă; 7 - mecanismul de întindere

Acționarea arborelui de distribuție depinde de amplasarea acestuia.

Arborele de distribuție amplasat în blocul motorului este acționat direct de la roata dințată fixată pe arborele cotit (fig. 5.7, a). În cazul unei distanțe mai mari a arborelui de distribuție se recurge la o roată dințată intermediară (fig. 5.7, b) sau la transmisia cu lanț (fig. 5.7, c).

Arborii de distribuție montați pe chiulasă sunt antrenați prin transmisie cu lanț (fig. 5.8, a) sau transmise prin curea dințată. La transmisia cu roți dințate roata axului de distribuție are un diametru de două ori mai mare decât cel al roții montate pe arborele cotit reducând astfel turația în jumătate. Pentru a micșora zgomotul, roata condusă se confecționează din fontă, masă plastică sau textolit. Același scop urmărește și confecționarea roților dințate cu dinți înclinați. Pentru montarea corectă a distribuției, pe roțile dințate se trasează repere.

Acționarea prin lanț este comodă prin faptul că distanța dintre axe poate fi adoptată arbitrar. Transmisia cu lanț este silențioasă, compactă și simplă. Uneori se utilizează lanțuri duble sau triple pentru a micșora uzura. Întinderea constantă a lanțului se asigură printr-o rolă de întindere cu arc a cărei axă poate să se deplaseze sau printr-un arc cu plăci. Pentru înlăturarea vibrațiilor se așează saboți de ghidare (v. fig. 5.8, a).

O soluție recentă pentru antrenarea arborelui de distribuție este transmisia prin curea dințată, care permite obținerea unei funcționări silențioase și sigure (fig. 5.8, b).

5.2. Mecanisme de distribuție prin sertare

Mecanismele de distribuție cu supape au pe lângă multe avantaje incontestabile, care le-au asigurat o folosire aproape exclusivă la motoarele cu ardere internă și unele dezavantaje care se observă mai ales la motoarele cu turații și solicitări mai ridicate. Supapele prin mișcarea lor alternativă, ca și a pieselor de comandă, crează forțe de inerție mari, deci solicitări importante: supapele sunt puternic solicitate la încălzire; prezența supapelor complică forma camerei de ardere; secțiunile de trecere optime sunt de multe ori insuficiente etc. Pentru a înlătura aceste neajunsuri, s-a încercat în repetate rânduri, uneori cu rezultate mulțumitoare, să se înlocuiască supapele, prin sertare de diferite forme.

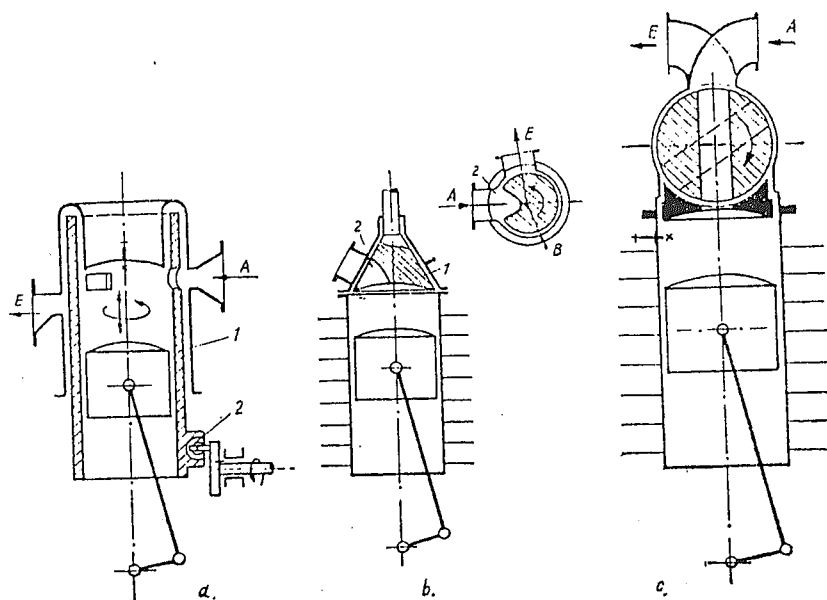


Fig. 5.9. Mecanisme de distribuție prin sertare

În fig. 5.9 admisiunea și evacuarea se asigură printr-un sertar tubular 1, căruia mecanismul de distribuție 2 îi imprimă o mișcare alternativă de translație în lungul cilindrului și una de rotație în jurul axei acestuia. Soluția a fost adoptată pentru construcția unor motoare de aviație.

S-a încercat și soluția cu sertare cu mișcare de rotație continuă în jurul axei cilindrului sau cu axa perpendiculară pe aceasta. În fig. 5.9, b este redată construcția distribuției cu un sertar tronconic 1, cu mișcare de rotație continuă în jurul prelungirii axei cilindrului antrenat de arborele de distribuție. În sertar este prevăzută o cameră 2 ce comunică cu cilindrul și orificiile de admisiune și evacuare, care ajunge succesiv în dreptul canalului de admisiune A, al bujiei B și al canalului de evacuare E. Construcția unei distribuții cu sertar cilindric, care se rotește cu o viteză uniformă în jurul axei perpendiculare pe axa cilindrului, este arătată în fig. 5.9, c.

Deși sistemele de distribuție cu sertare oferă posibilitatea de a se obține secțiuni de trecere mari, în comparație cu sistemele cu supape, o funcționare fără zgomot și o acționare mai simplă, ele nu sunt utilizate datorită unor dezavantaje importante: mase mari în mișcare, dificultăți de răcire și de ungere a sertarelor, etanșarea dificilă între sertare și cilindru; necesitatea unor prelucrări și ajustaje pretențioase, ceea ce ridică prețul de cost al construcției.

5.3. Construcția mecanismului de distribuție

Părțile componente ale mecanismului de distribuție se pot organiza în două grupe: a) *grupa supapei*, cuprinzând supapa, ghidul supapei, scaunul supapei, arcurile și piesele de fixare; b) *organele de acționare a supapelor* din care fac parte arborele de distribuție, tachtetul, tija și culbutorii.

5.3.1. Grupa supapei

Grupa supapei (fig. 5.10) este alcătuită din supapa 6, ghidul supapei 7, cu piesele de fixare 8 și 9, arcul 10 și elementele de fixare ale arcului (galeții 4, conul port-galet 3, discul de fixare 2 și manșonul 1).

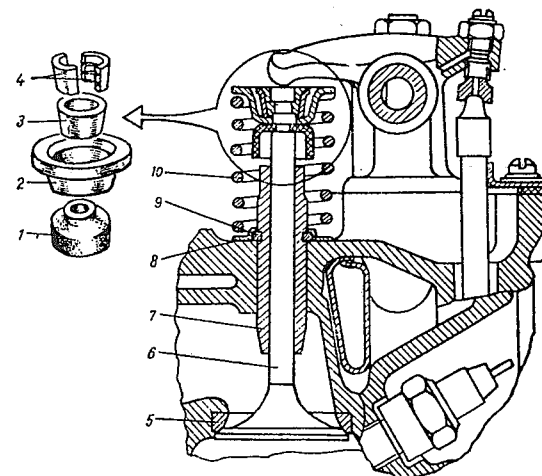


Fig. 5.10. Părțile componente ale grupei supapei

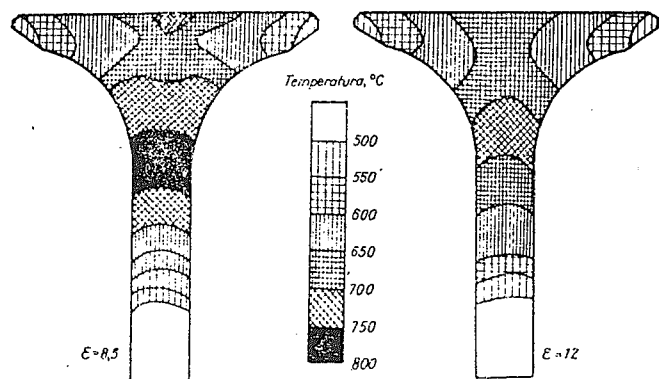


Fig. 5.11. Distribuția temperaturii supapei de evacuare la diferite rapoarte de comprimare

Supapa. În timpul funcționării supapele sunt supuse unor sarcini mari dinamice, datorită forței elastice a arcurilor și forțelor de inerție a pieselor mecanismului de acționare; de asemenea supapa funcționează în condițiile existenței unor temperaturi înalte și acțiunii corozive a gazelor arse. În fig. 5.11 se arată repartitia temperaturii în supapă. Condiții de funcționare mai grele le au supapele de evacuare, care sunt încălzite de gazele de ardere. Temperatura capului supapei atinge 800...850°C. Supapa de admisiune se încălzește până la 300...400°C.

Solicitările mecanice și temperaturile ridicate înrăutătesc proprietățile materialului, provoacă deformarea talerului, fapt ce duce la așezarea neetansă pe locaș, precum și la deformarea tijei favorizând griparea acesteia în gid. Acțiunea gazelor de ardere intensifică coroziunea supapei datorită prezenței plumbului și sulfului în combustibil.

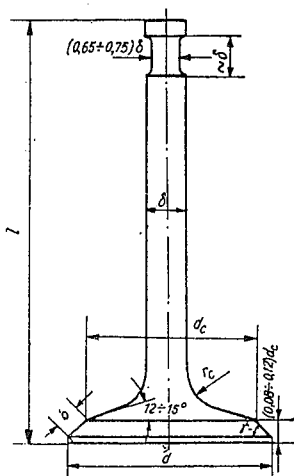


Fig. 5.12. Construcția supapei și elemente dimensionale

Tabelul 5.1

Elemente dimensionale ale supapei

Dimensiunea caracteristică	Relația
Diametrul mare al talerului d	
– pentru supapa de admisiune	$(0,42-0,50)D^*$
– pentru supapa de evacuare	$(0,40-0,45)D^*$
Diametrul canalului d_c	$0,865d$
Lungimea feței b	$(0,05-0,12)d_c$
Grosimea talerului l	$(0,08-0,12)d_c$
Raza de racordare la tija r_c	$(0,25-0,35)d_c$
Diametrul tijei δ	
– supapa acționată indirect	$(0,16-0,25)d_c$
– supapa acționată direct	$(0,30-0,40)d_c$
Lungimea supapei l	$(2,58-3,50)d_c$
Înălțimea maximă de ridicare h_{max}	$(0,18-0,30)d_c$

* D – diametrul cilindrului

Astfel, condițiile de funcționare a supapei impun materialelor următoarele cerințe: a) *rezistență mecanică sporită la temperaturi înalte*; b) *rigiditate superioară*.

Supapa (fig. 5.12) este alcătuită din două părți: *talerul supapei*, care are o funcție de etanșare și *tija* care primește miscarea, ghidează supapa și evacuează o parte din căldura primită de taler.

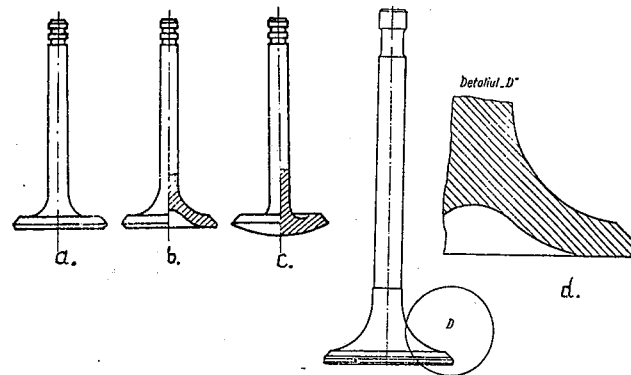


Fig. 5.13. Forme ale talerului de supapa

Forma talerului poate fi plată *a*, lalea *b* sau convexă *c* (fig. 5.13). Supapele cu taler plat au o utilizare mai largă datorită simplității fabricației. Supapele cu cap convex se utilizează mai ales ca supape de evacuare, întrucât asigură o rigiditate mai mare. Supapa în forma de lalea este caracteristică motoarelor rapide de putere mare, având o formă bună pentru curgerea gazelor, masa mică și rigiditate suficientă. Dezavantajul acestei supape este suprafața mare de încălzire, nefiind recomandată ca supapă de evacuare.

Suprafața de etanșare a talerului poate fi plană (fig. 5.14, *a*) sau conică (fig. 5.14, *b*, *c*). În primul caz, la aceeași înălțime de ridicare, suprafața de trecere a gazelor este mai mare însă crește și devierea curentului de încărcătură fapt ce conduce la pierderi gazodinamice importante. Supapa conică se execută cu unghiul γ al suprafeței conice de 45° sau 30° . Supapa cu $\gamma=45^\circ$ la aceeași înălțime de ridicare, are o secțiune mai mică de trecere decât supapa cu $\gamma=30^\circ$, în schimb asigură o formă mai bună a curentului de gaze, pierderi gazodinamice mai mici, rigiditate sporită. Astfel supapele de evacuare au $\gamma=45^\circ$. Unghiul suprafeței conice a supapei se execută cu $0,5...1^\circ$ mai mic decât unghiul scanului supapei (fig. 5.15), asigurându-se o mai bună așezare a supapei pe scanul său și, deci, o mai bună etanșare.

Tija supapei se construiește în funcție de tipul supapei, plină sau tubulară. Pentru scăderea temperaturii supapelor de evacuare se mărește diametrul tijei și se lungeste bușa de ghidaj, apropiind-o de talerul supapei. Pentru a evita gripajul tijei în ghidaj, se micșorează diametrul tijei spre tala (fig. 5.16, *a*), sau se mărește diametrul interior al ghidului (fig. 5.16, *b*).

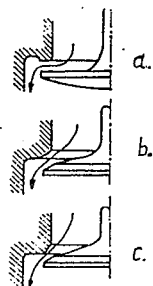


Fig. 5.14. Forma suprafeței de etanșare

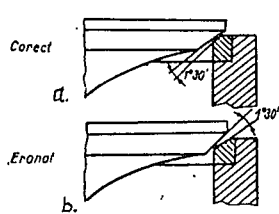


Fig. 5.15. Diferența dintre unghiul talerului și unghiul scaunului supapei

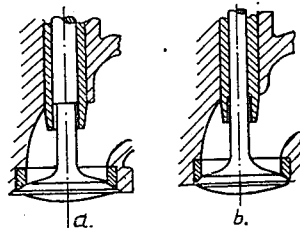


Fig. 5.16. Protecția tijei supapei pentru a preveni griparea

În scopul de a se micșora temperatura supapei de evacuare, tija se execută sub formă tubulară (fig. 5.22) și se introduc în interior substanțe, având punctul de topire coborât (sodiu metalic, azotat de sodiu, azotat de potasiu). De exemplu, în timpul funcționării sodiul, cu punctul de topire de 97°C la temperatura de lucru, se află în fază lichidă și, agitându-se la mișcarea supapei, contribuie la o evacuare mai bună a căldurii de la taler la tija și de aici prin ghidul supapei la mediul de răcire (fig. 5.22).

Unele elemente dimensionale ale supapei sunt arătate în tabelul 5.1.

Ghidul supapei, după cum sugerează și numele conduce supapele în mișcarea lor alternativă și totodată facilitează răcirea acestora. Are forma unei bușe (fig. 5.17) și se presează în locașul său din bloc sau din chiulasă. Pe suprafața exterioară uneori ghidul este prevăzut cu un guler (fig. 5.17, *b*) care limitează poziția la presare. Grosimea peretelui este de $2,5...4$ mm. Ajustajul la presare este de $0,003...0,005$ din diametrul exterior al ghidului supapei.

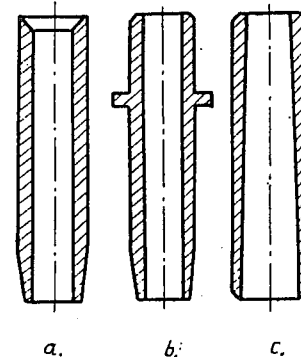


Fig. 5.17. Ghidul supapei

Pentru a ușura evacuarea căldurii, jocul dintre tija supapei și ghid trebuie redus la minim. În aceste condiții însă crește pericolul de gripaj. Datele experimentale permit acceptarea mărimii jocului $(0,005...0,010)\delta$ pentru supapa de admisiune și $(0,008...0,012)\delta$ pentru supapa de evacuare, fiind în general cuprins în limitele $50...100\ \mu\text{m}$. O soluție eficientă o constituie utilizarea ghidului cu suprafața interioară tronconică (fig. 5.17, *c*) ceea ce va satisface condiția de dilatare neuniformă pe lungime. În acest caz se poate micșora mărimea jocului, asigurându-se o reducere importantă a consumului de ulei.

Ungerea cuplului tijă-ghid se realizează prin ceața de ulei sau prin stropire. În unele cazuri pentru ungerea tijelor supapelor, montate în chiulasă ghidul este prevăzut cu o degajare conică (fig. 5.17, *a*) sau cilindrică pentru colectarea uleiului stropit. În alte cazuri se iau măsuri pentru limitarea accesului uleiului între ghid și tija, întrucât se mărește consumul de ulei prin absorbția lui în cilindru în timpul admisiunii. În acest scop la capătul tijei se așează un manșon de cauciuc 2 (fig. 5.23) sau se montează defletoare speciale.

Scaunul supapei. Se alezează direct în chiulasă sau în blocul motorului, dar poate fi o piesă separată în formă de inel (fig. 5.18) presată în locașuri. În cazul chiulasei (blocului) din fontă scaunul demontabil se introduce numai pentru supapa de evacuare. Dacă chiulasa este din aluminiu, scanul se introduce pentru ambele supape. Grosimea peretelui scanului este de $(0,08...0,15)d_c$, iar înălțimea $(0,18...0,25)d_c$. Scaunul de supapă se montează cu o strângere mică $(0,0015...0,0035$ din diametrul exterior) în limitele $0,045...0,155$ mm, întrucât în timpul lucrului la încălzire strângerea se mărește.

Arcurile supapelor mențin supapa pe sediul ei, îndeosebi în timpul procesului de schimbare a gazelor și preiau forța de inerție, care ar perturba legătura dintre camă și supapă.

În mod obișnuit sunt utilizate arcurile sub formă de spirală ce lucrează la torsiune (fig. 5.19). Spirele de capăt se presează până la alăturare și se rectifică pentru a forma o suprafață inelară plană de reazem. Pasul spirei adesea se adoptă constant pe înălțime. În cazul posibilității apariției rezonanței, pentru a modifica frecvența proprie de oscilație, arcurile se execută cu pas variabil (fig. 5.19, b, c) sau sub formă troconică (fig. 5.19, d). Pentru a micșora dimensiunile arcurilor, îndeosebi la mecanismele cu

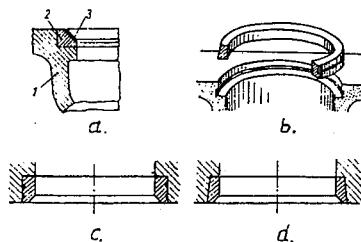


Fig. 5.18. Scaunul supapei

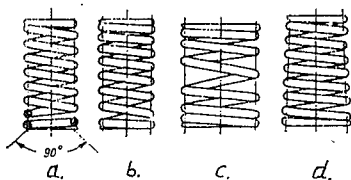


Fig. 5.19. Arcuri elicoidale pentru supape

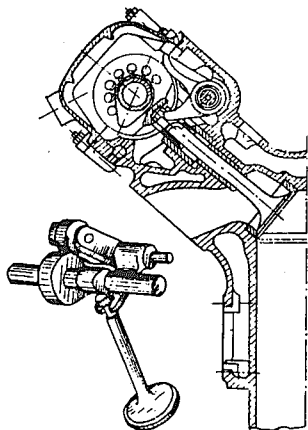


Fig. 5.20. Acționarea supapei fără arcuri.

supape în chiulasă se montează două sau, mai rar, trei arcuri concentrice. Sensul spirelor arcurilor concentrice trebuie să fie diferit, astfel, ca la ruperea unuia din ele, spirele unui arc să nu intre între spirele celuiilalt, micșorând numărul de spire active.

O dată cu creșterea turației, menținerea contactului între supapă și camă cu ajutorul arcurilor devine dificilă. De aceea la motoarele de turație foarte ridicată se utilizează comanda supapei fără arcuri (fig. 5.20), cu două came. O camă obișnuită servește pentru deschiderea supapei, iar cealaltă nu-i permite să se desprindă de pe prima camă, asigurându-i închiderea (comandă desmodromică).

Elementele de fixare a arcurilor. Arcurile se fixează la capătul tijei supapei prin diferite procedee.

În cazul acționării supapei prin tachet sau culbutor, discul arcului supapei se îmbină cu aceasta cu ajutorul unor galeți conice, care cuprind degajarea de pe tija supapei și se strâng în orificiul conic al discului (fig. 5.21, a, b). Galeții pot fi în număr de doi sau trei. Uneori în locul galeților discul arcului supapei se fixează cu un știft (fig. 5.21, c).

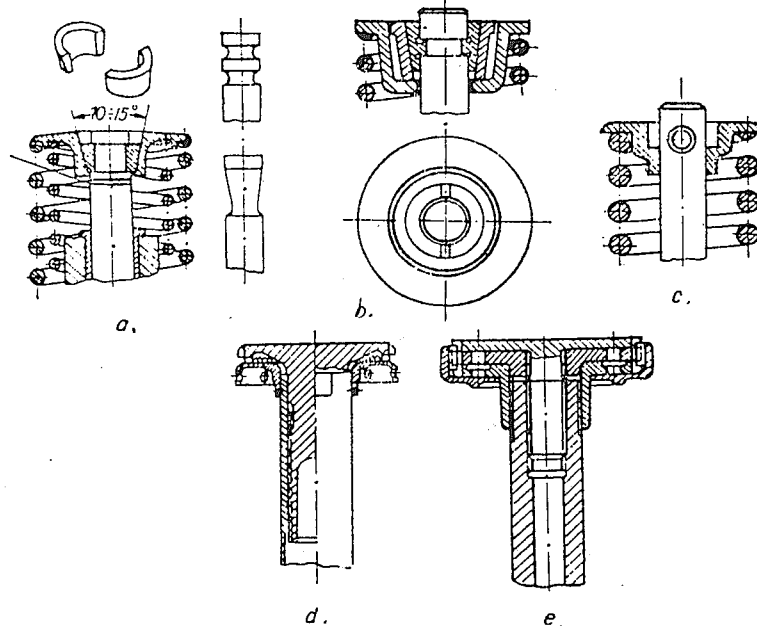


Fig. 5.21. Soluții de fixare a arcului

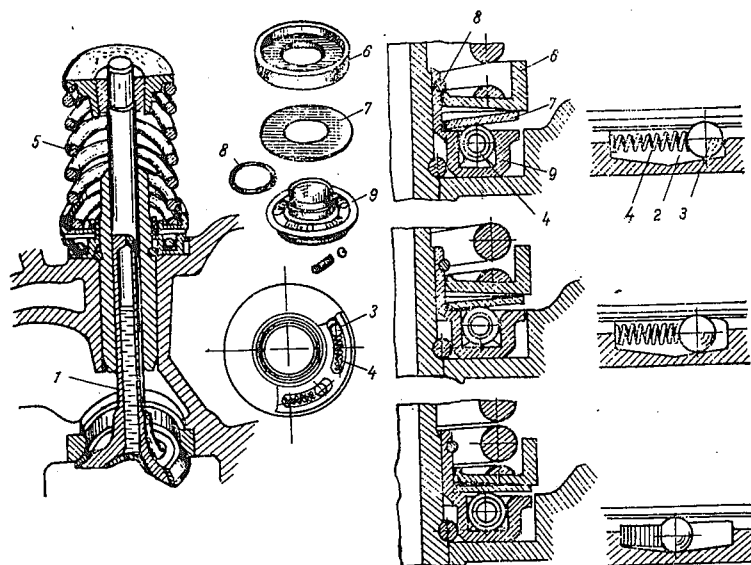


Fig. 5.22. Dispozitiv de rotire a supapei de evacuare a motorului ZIL-130

La acționarea directă a supapelor, discul arcului se înșurubează cu ajutorul unor siguranțe (fig. 5.21, d, e).

Pentru a realiza o uzură uniformă a supapei și a scanului și a obține o uniformizare a temperaturii, s-au introdus în ansamblul fixării arcului de supapă diverse sisteme care să determine rotirea supapei în timpul funcționării (sisteme Rotocap sau Rotocoil). Un astfel de sistem este prezentat în fig. 5.22. În corpul 9, montat fix pe chiulasă, sunt prelucrate mai

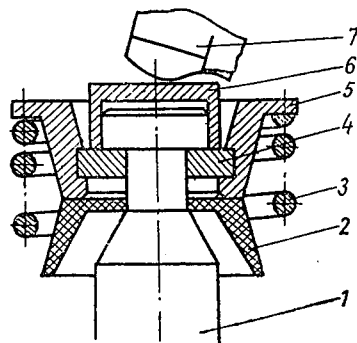


Fig. 5.23. Sistemul de rotire al supapei de evacuare a motorului SR-211: 1) supapa de evacuare; 2) ciupercă de protecție; 3) arcul supapei; 4) simipastilă; 5) discul arcului supapei; 6) galeț; 7) culbutor

multe canale 2, cu profil de plan înclinat, în care se montează bilele 3 și arcurile 4. Arcul 5 al supapei se sprijină pe un disc 6. Între corpul 9 și discul arcului de supapă se transmite arcului-disc, care obligă bilele să se afunde în frecare care produce momentul necesar rotirii.

În fig. 5.23 este prezentat un sistem de rotire a supapei de evacuare a motorului SR-211.

5.3.2. Organele de acționare a supapei

Arborele de distribuție (fig. 5.24) are rolul de a asigura deschiderea și închiderea supapelor; totodată mai acționează și diferite distribuitorul etc). Arborele de distribuție este prevăzut cu fusurile de din materialul arborelui. Roata dințată 3 servește pentru acționarea primește mișcarea de la pinionul amplasat pe arborele cotit și excentricul 5, execută din materialul arborelui. Poziția camelor este bine determinată pe canalului de pană (fig. 5.25). Pentru ușurarea montajului diametrul fusurilor se micșorează de la capătul din față spre capătul din spate.

Lagărele arborelui de distribuție se confecționează sub formă de bușe din bronz 14 (fig. 5.24) sau din oțel cu material antifricțiune. Pentru arborii amplasați pe chiulasă se întrebuințează suporturi din fontă sau aluminiu, prevăzuți de asemenea cu bușe antifricțiune. Jocurile în lagărele lagărelor la arborele montat în carter se asigură cu ajutorul uleiului adus prin deasupra chiulasei, uleiul este adus prin orificiul din fusurile de reazem, iar uneori prin spațiul interior al arborelui.

Fixarea axială a arborelui amplasat în carter, se realizează de obicei cu ajutorul unei flanșe 1 și a unei bușe de distanțare 2 (fig. 5.25, a). În cazuri mai izolate fixarea se obține cu ajutorul unui șurub de reglare 3,

montat în capacul cutiei roților de distribuție (fig. 5.25, b). Pentru arborii plasați pe chiulasă, fixarea se asigură prin borduri care se reazemă pe părțile frontale ale lagărului (fig. 5.25, c).

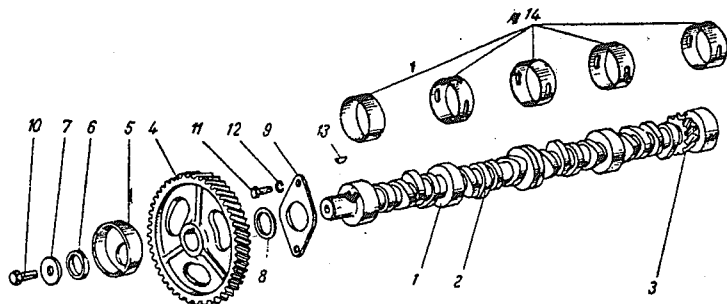


Fig. 5.24. Ansamblul arborelui de distribuție

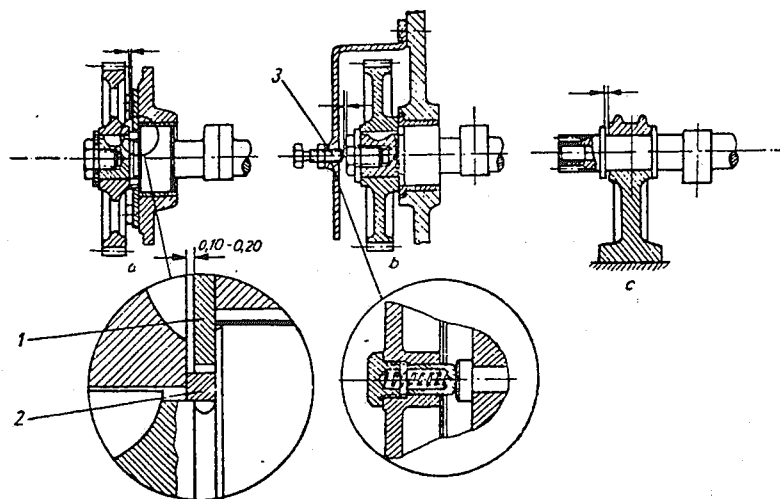


Fig. 5.25. Fixarea axială a arborelui de distribuție

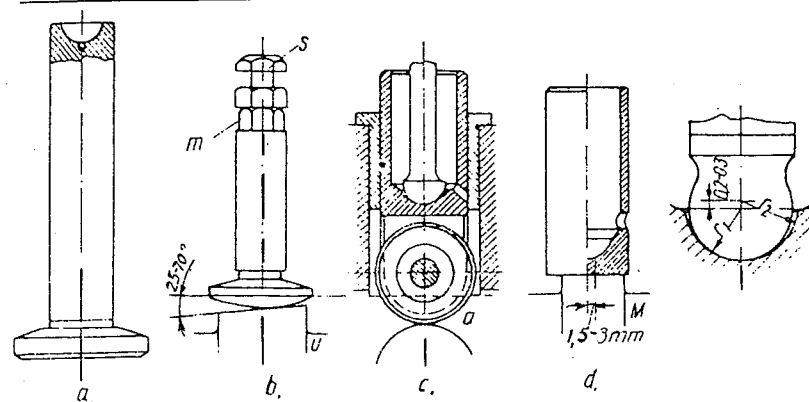


Fig. 5.26. Soluții constructive de tacheți

Tachetul transmite mișcarea la supapă sau la tija împingătoare și preia reacțiunea laterală produsă de camă prin frecare. Cel mai frecvent sunt utilizați tacheții cu platou plan (fig. 5.26, a și d) sau sferic (fig. 5.26, c). Pentru a-i micșora masa, tachetul se execută uneori gol în interior sub formă de pahar (fig. 5.26, d). La motoarele cu supape laterale, la partea superioară a tachetului se montează șurubul de reglare a jocului termic s (fig. 5.26, b). La tachetul pentru acționarea supapelor în chiulasă, locul sferic al îmbinării cu tija se execută cu un anumit joc (fig. 5.26, c). Pentru a distribui în mod uniform uzura pe suprafața platoului și în ghidaj se prevede rotirea tachetului. La tachetul cu platou plan rotirea se obține prin montarea excentrică a axului tachetului față de axa camei (fig. 5.26, d). La tachetul cu platou sferic se cuplează cama conică și chiar montajul excentric, ca în cazul precedent.

Pentru ghidarea tacheților sunt prevăzute orificii corespunzătoare în bloc (la blocul din fontă) sau bușe (la blocul de aluminiu). Uneori și la blocul din fontă ghidurile tacheților se confecționează sub forma unor bușe presate în bloc sau sub forma unor piese separate care se montează cu șuruburi în bloc. Jocul dintre tija tachetului și ghidaj variază în limitele 0,01...0,08 mm.

La amplasarea arborelui de distribuție pe chiulasă, când acționarea are loc direct prin camă, se montează pe capătul tije un tachet în formă de pahar 15 (fig. 5.27, a) care se deplasează într-un locaș cilindric din chiulasă pentru a descărca tija supapei de forța laterală. Dacă acționarea se face indirect, culbutorul oscilant se poate realiza în varianta b (fig. 5.27).

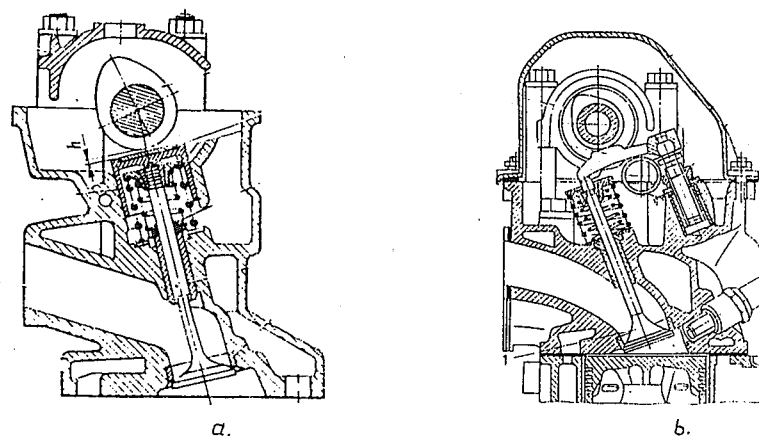


Fig. 5.27. Acționarea directă a camei (a) sau prin culbutor oscilant (b)

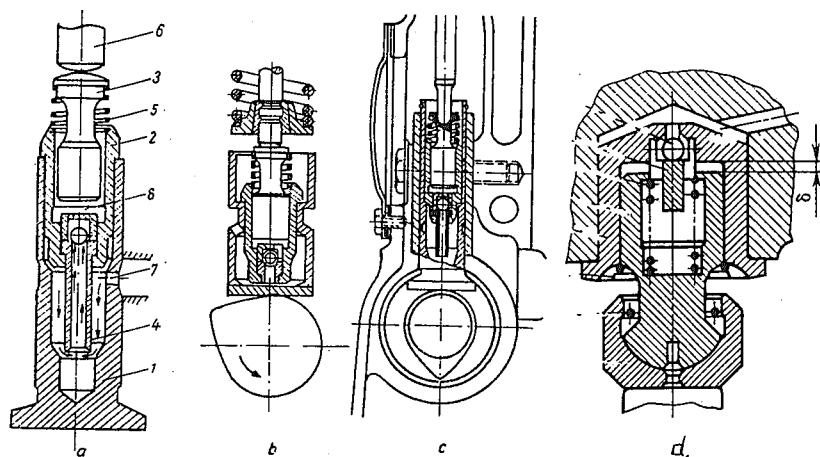


Fig. 5.28. Tacheții hidraulici

La unele motoare de automobile s-au introdus tacheți hidraulici (fig. 5.28, a), care lucrează fără joc. Se exclud în acest caz jocurile, se reduce uzura camelor și a supapelor și se micșorează zgomotul. Totodată tachelul hidraulic s-a dovedit o soluție eficientă pentru prevenirea ruperilor prin oboseală. Efortul care ia naștere când atacă cama se transmite la arcul supapei prin plonjorul 3 și stratul de ulei care pătrunde sub plonjor în spațiul 8 din sistemul de circulație a uleiului. Arcul 5 al plonjorului menține contactul acestuia cu tija supapei. În momentul începerii ridicării tachelului presiunea uleiului din spațiul 8 crește rapid, supapa-bilă se închide și efortul se transmite prin ulei la supapă. Când supapa se așează pe sediu, presiunea din spațiul 8 se micșorează, întrucât sub acțiunea arcului plonjorul rămâne presat pe tija supapei, iar tachelul – pe camă. Supapa-bilă se deschide și cantitatea de ulei pierdută prin jocurile din tachel se recuperează. În baza aceluiași principiu funcționează și celelalte construcții (fig. 5.28, b, c, d). Datorită prețului de cost ridicat, tachelul hidraulic se aplică la un număr restrâns de autoturisme.

Dacă tacheții sunt montați în blocul motorului, ungerea lor se face prin barbotaj sau prin canale destinate anume pentru acest scop. În cazul tachelului sub forma de pahar ungerea îmbinării sferice cu tija se obține prin uleiul scurs pe tijă.

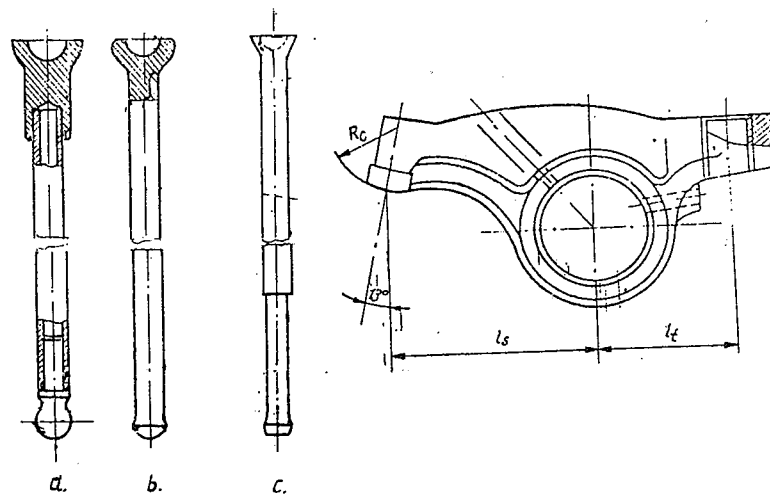


Fig. 5.29. Tija învingătoare

Fig. 5.30. Culbutorul

Tija împingătoare transmite efortul de la tachtet la culbutori (în cazul motoarelor cu supape în chiulasă și arbore montat în carter). La capete (fig. 5.29) această tijă e prevăzută cu locaș sferic (spre culbutor) și vârș sferic (spre tachtet), asigurându-se astfel legatura cinematică cu tachtetul și culbutorul. Fiind piese în mișcare, afectate de accelerații mari, pentru a li se reduce masa, de multe ori se execută tubulare (fig. 5.29, a).

Culbutorul reprezintă o pârghie oscilantă în jurul unei axe, având un capăt sprijinit pe tija împingătoare, iar celălalt – pe tija supapei (fig. 5.30). Axul culbutorului este de obicei fix, iar culbutorul se rotește pe o bucșă 1 (fig. 5.30, d) sau pe un rulment. La capătul culbutorului orientat spre tijă se montează un șurub de reglare a jocului termic.

Axul culbutorilor este tubular, iar culbutorii sunt menținuți la o anumită distanță prin arcuri (fig. 5.31).

La unele construcții se utilizează culbutori din tablă care oscilează în jurul unui reazem sferic. O asemenea realizare micșorează masa culbutorului și permite o bună centrare cu tija supapei și tija împingătoare. Reglarea jocului se asigură prin înșurubarea piuliței pe șurubul de reazem al culbutorilor.

Pentru ungerea culbutorilor uleiul este condus fie prin tijele împingătoare, fie prin axul culbutorilor și prin canale care ajung la capete (fig. 5.30). În afară de reducerea uzurilor, ungerea joacă aici un rol important în reducerea zgomotului; culbutorii bat mult mai tare, dacă ungerea lor este insuficientă. Capătul culbutorului care se sprijină pe tija supapei se realizează după o suprafață cilindrică.

Brațele culbutorului se fac în mod obișnuit inegale (fig. 5.30). Raportul între lungimea brațului dinspre supapă l_s și lungimea brațului dinspre tija împingătoare l_i se află în limitele $l_s/l_i = 1,2 \dots 1,8$. În acest fel se micșorează înălțimea de ridicare a tachtetului și tije, deci se micșorează accelerațiile și forțele de inerție ale acestora.

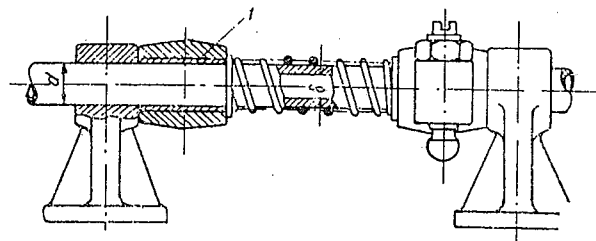


Fig. 5.31. Axul culbutorilor

5.3.3. Reglări ale mecanismului de distribuție

Ca urmare a regimului termic ridicat din timpul funcționării, ansamblul mecanismului de distribuție se dilată. Pentru a asigura închiderea etanșă a supapei este necesar ca în sistemul de acționare să existe o posibilitate de preluare a dilatărilor. Astfel apare necesitatea existenței *jocului termic* care variază în limitele 0,05..0,5 mm, fiind mai mic pentru supapa de admisiune. Jocul optim se stabilește de uzina constructoare prin încercări. Reglarea jocurilor este o operație absolut necesară, deoarece dilatățile termice variază în timp în funcție de regimul motorului, de materiale, de sistemul de răcire, de amplasarea axului de distribuție etc. Totodată uzurile care intervin în timpul exploatării modifică jocul inițial. Pentru reglarea jocurilor servesc șuruburile de reglaj care se asigură fie prin contrapiuliță, fie prin expandarea filetului, fie cu ajutorul unei șaibe de nylon înglobată. La motoare cu arborele de distribuție în chiulasă există diferite moduri de reglare a jocului. În cazul prezentat în fig. 5.32 șurubul 3 este înclinat cu circa 15° față de suprafața plană a capătului supapei. De asemenea acest șurub are un lamaj înclinat cu 15° față de axul lui. Rotind șurubul cu 360°, lamajul revine în contact cu supapă, însă cu 0,05 mm mai jos. Jocul mai poate fi reglat prin înlocuirea pastilei de pe paharul de ghidaj (fig. 5.27, a) sau prin rotirea discului de fixare a arcului, când discul este montat pe coada supapei prin filetare. În fig. 5.33 se arată construcția unui mecanism hidraulic de compensare a jocului termic.

Jocurile mai mari față de jocul optim se semnalează prin așa-numita *bătaie a tacheților*. Bătaia este ritmică, cu intensitate redusă și frecvență înaltă. Intensitatea este aproape independentă de turație și de sarcina motorului. Bătaia tacheților este însoțită în afară de zgomot supărător, de accelerația uzurii mecanismului și de mersul neuniform al motorului mai ales la funcționarea în gol. Când jocurile sunt prea mici, supapele nu mai etanșează, motorul funcționează neregulat, se produc rateuri la evacuare și în carburator, se ard supapele de evacuare și apar fisuri în scaunele supapelor de evacuare. Reglarea jocurilor, în cazul când nu sunt cunoscute prescripțiile uzinei constructoare, se recomandă să se efectueze când motorul este cald.

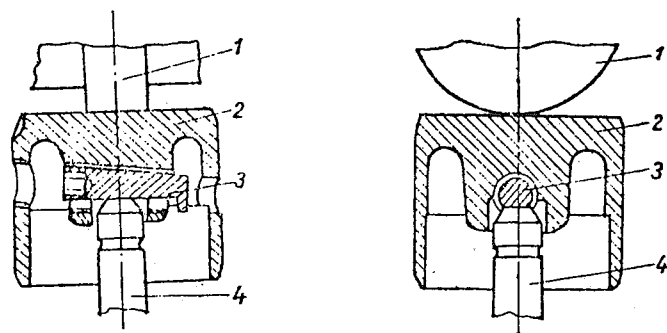


Fig. 5.32. Reglarea jocului la motoarele cu amplasarea arborelui de distribuție în chiulasă: 1 – cama; 2 – tacherul; 3 – șurub de reglaj; 4 – tija supapei

Uzura cuplului camă-tacher este o problemă de o importanță deosebită pentru funcționarea normală și durabilitatea motorului. În condițiile presiunilor ridicate și frecării semi-uscate are loc o încălzire locală a materialului, înmuierea acestuia și desprinderea microparticulelor. În anumite condiții, ca, de exemplu, deformarea axului cu came, dezaxarea tacherului în ghidaj, fenomenele se intensifică, putând conduce rapid la "rotunjirea" camei, ceea ce practic înseamnă scoaterea din funcțiune a motorului.

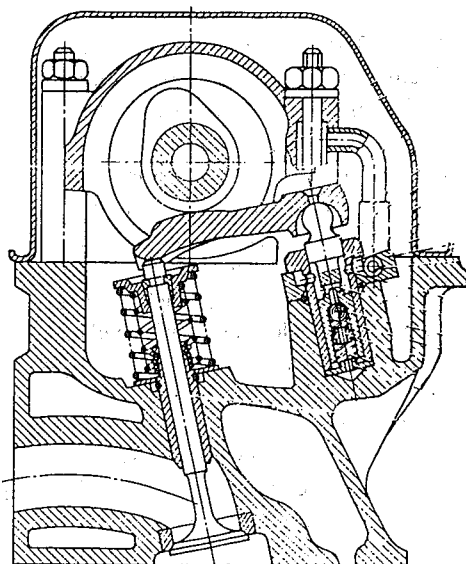


Fig. 5.33. Mecanism hidraulic de compensare a jocului

Pentru a preveni aceste fenomene, în afară de materialul și tratamentul termic respectiv se impun condiții severe pentru execuția camelor și a montajului ansamblului de distribuție. Astfel la realizarea profilului camelor trebuie să se respecte abaterile limită de 0,02...0,05 mm, iar la poziția lor unghiulară – toleranța de $1^\circ...2^\circ$. În cazul fusurilor de sprijin bătaia față de axa de rotație se limitează la 0,01...0,03 mm.

În ceea ce privește supapele, griparea sau deformarea tijei, deformarea sau arderea talerului sunt defecțiuni dintre cele mai grave care pot apare în următoarele cazuri: joc necorespunzător între tijă și ghidaj, arderea și carbonizarea excedentului de ulei pe tijă, ghidul prea liber sau uzat; supraîncălzirea tijei; ungerea insuficientă; jocul insuficient al tacherului; arcul slab al supapei; deformarea termică a scaunului supapei; forma defectuoasă a supapei; supraîncălzirea motorului provocată de funcționarea cu amestec prea sărac; calamină pe șanfrenul supapei etc. În toate cazurile este perturbat procesul de schimb de gaze, arderea însăși, determinând înătrăuțirea performanțelor și micșorarea durabilității.

5.4. Materiale pentru organele mecanismului de distribuție

Organele componente ale mecanismului de distribuție sunt solitate în mod diferit datorită condițiilor de funcționare diferite. Pentru a asigura o fiabilitate înaltă de funcționare materialul organelor de distribuție trebuie să asigure o rezistență înaltă la uzură (pentru cuplul camă-tacher, supape, arbore de distribuție), rezistență înaltă la oboseală (arbore de distribuție, arcuri).

În tabelul 5.2. sunt prezentate cerințele față de materiale, unele condiții tehnice privind realizarea organelor mecanismului de distribuție.

Tabelul 5.2

Materiale pentru organele mecanismului de distribuție

1. Supapa	Materialul supapei trebuie să asigure rezistență mecanică la temperaturi înalte (mai ales supapa de evacuare); rezistență înaltă la acțiuni corozive; calități bune de alunecare (tija supapei); conductibilitate ridicată. Se utilizează oțeluri Cr-Ni obișnuite (motoare cu turație scăzută) și oțeluri Cr-Ni autstenice (12...15% Cr, 12...15% Ni, 2,3,5% W, motoare rapide). Pe scară largă se folosesc oțeluri Cr-Si (3,75% Si, 8% Cr).
-----------	--

Continuarea tabelului 5.2

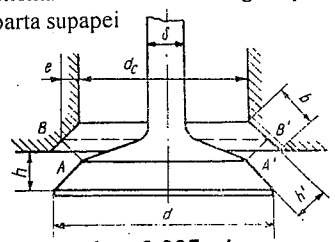
	În scopul economisirii materialului termorezistent capul supapei este din <i>oțel Cr-Si</i> , iar tija din <i>oțel Cr-Ni</i> , îmbinându-se prin sudură sau filet. Pentru reducerea uzurii suprafeței de așezare cât și a capului tijei, se acoperă cu un strat de stelit (<i>aliaj dur cu 35...70%Co, 15...40%Cr, 10...20%W, 0...10% Mo, 0...5% F</i>) pe grosimea de 1,5...2,5 mm. Tija supapei se cromează sau se nitrurează.
2. Ghidul supapei	Materialul ghidului supapei trebuie să posede calități antifricțiune, rezistent la temperaturi înalte. Astfel de materialele sunt fonta refractară și bronzul refractar. Se folosesc <i>bronzurile de aluminiu (9...15% Al)</i> care au un coeficient mare de conductibilitate și lucrează bine în condițiile ungerii insuficiente, cât și <i>bronzurile silicioase (3...5% Si)</i> când sunt în cuplu cu supapa din <i>oțel austenitic</i> pentru a preveni tendința de gripaj. De asemenea se utilizează și <i>bronzul fosforos</i> .
3. Scaunul supapei	Se confecționează din <i>fontă refractară, bronz de aluminiu sau oțel refractar</i> . Pentru ridicarea stabilității la coroziune suprafața scaunului se acoperă cu un strat de stelit.
4. Arcurile supapei	Materialul arcurilor trebuie să asigure rezistență mare la oboseală. Se folosesc <i>oțeluri aliate</i> cu un conținut ridicat de siliciu sau vanadiu care mărește elasticitatea: Cr, Ni și Mn. Pentru a mări rezistența la oboseală arcurile se cadmiază sau se cositoresc și se ecrusează cu alicie. Protecția împotriva coroziunii se realizează prin <i>zincare, cadmiere sau acoperire</i> cu un lac special.
5. Arborele de distribuție	Se confecționează din <i>oțel sau fontă specială</i> . Arborii din <i>oțel</i> se forjează în matrițe, fie din <i>oțel de cementare</i> , fie din <i>oțel de îmbunătățire</i> . Se utilizează <i>oțeluri carbon de calitate sau oțeluri slab aliate cu crom</i> . Suprafețele camelor se cimentează sau se călesc la o duritate HRC=55...65. Ca lagăre pentru arbore servesc buce din bronz sau oțel cu material antifricțiune. Pentru arbori plasați pe chiulasă se utilizează suportți din <i>fontă sau aluminiu prevăzuți cu buce antifricțiune</i> .
6. Tachetul	Se fabrică din <i>oțel aliat de cementare</i> : adâncimea stratului de cementare 1,0...1,3 mm: duritatea HRC=54...62. Se utilizează și <i>oțeluri carbon de calitate de îmbunătățire călit superficial prin curenți de înaltă frecvență (c.f.f.)</i> .
7. Tija împingătoare	Se realizează din țeva sau bară de <i>oțel carbon de calitate</i> , sau <i>duraluminiu (motoarele rapide)</i> .
8. Culbutorul	Se confecționează din <i>oțel aliat cu crom și oțel manganos (1.7% Mn)</i> rezistent la uzură sau se toarnă din <i>fontă</i> .

5.5. Calculul mecanismului de distribuție

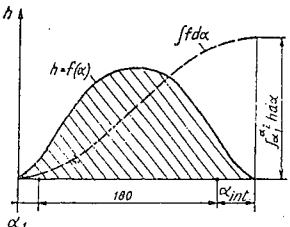
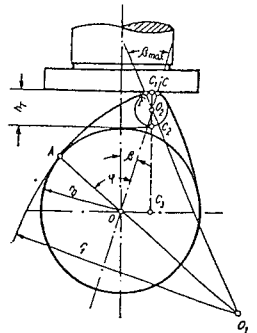
Calculul mecanismului de distribuție include determinarea dimensiunilor canalelor și organelor de admisie și evacuare, aprecierea curgerii fluidului prin canale, determinarea profilului camei și verificarea pieselor la rezistență și la oboseală.

Tabelul 5.3

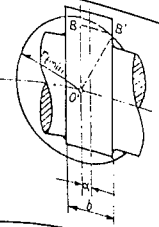
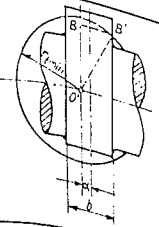
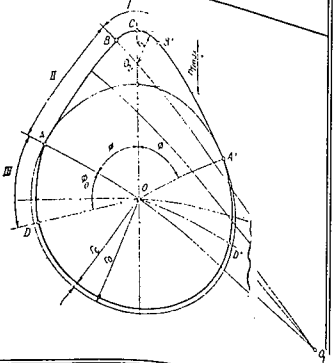
Relații de calcul pentru verificarea pieselor mecanismului de distribuție

Mărimea caracteristică	Dimensiuni caracteristice, relații de calcul	Valori admisibile ș.a.
I. Parametrii principali ai distribuției		
1. Diametrul canalului d_c , mm	Schema canalului de curgere prin poarta supapei  $d_c = 0,865 \cdot d$	
2. Viteza de curgere a gazelor prin canal	$W_c = W_m \cdot \frac{D^2}{d_c^2 - \delta^2}$	admisie $W_c = 70 \dots 90$ m/s evacuare $W_c = 80 \dots 100$ m/s
3. Aria secțiunii efective de trecere, mm	$A_c = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - \delta^2)$	
4. Viteza de curgere a gazelor pentru h_{max} , m/s	$W_s = W_m \cdot \frac{\pi D^2}{4 A_{smax}}$, unde $A_{smax} = \pi \cdot h_{max} (d_c \cos \gamma + h \sin \gamma \cdot \cos^2 \gamma)$	admisie $W_s = 70 \dots 90$ m/s evacuare $W_s = 80 \dots 100$ m/s

Continuarea tabelului 5.3

5. Viteza de curgere a gazelor pentru verificarea "timp-sectiunii" supapei	$W_s = \frac{\eta_v \cdot V_s}{\int_{t_1}^{t_2} A_s \cdot dt}$ unde V_s – litrajul motorului.	admisie $W_s=80...110$ m/s evacuare $W_s=90...150$ m/s
II. Verificarea "timp-sectiunii supapei"		
1. Timp-sectiunea	$Z_s = \frac{c}{6n} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h \cdot d\alpha$ unde c – constantă: $c = \frac{A_s}{h}$ Relația Z_s trebuie să satisfacă condiția vitezei medii admisibile de curgere: $W_s = \frac{\eta_v \cdot V_s}{\frac{1}{6n} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} A_s d\alpha}$ În caz contrar se modifică valoarea $C = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h d\alpha$ prin modificarea fazelor de distribuție, h sau d.	admisie $W_s=80...110$ m/s evacuare $W_s=90...150$ m/s 
III. Profilarea camelor		
Cama profilată din arcuri de cerc	Date inițiale: h_{max} – înălțimea de ridicare; durată deschiderii supapei (v. fazele de distribuție); Înălțimea $h_{max}=h_{Tmax}$ la sistemul fără culbutori și $h_{max}=h_{Tmax} \cdot I_s/I_l$ la cel cu culbutori, unde h_{Tmax} – înălțimea maximă de ridicare a tachelului (a profilului camei).	
2. Raza cercului de bază r_0 , mm	$r_0 = (1,5...2,0)h_{max}$ $r_0 = r_d + (2...3)mm$	

Continuarea tabelului 5.3

3. Raza profilului I	$r_1 = (10...18)h_{Tmax}$ $r_1 = \frac{D^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2Dr_0 \cos \phi}{2(r_0 - r_2 - D \cos \phi)}$	
4. Raza profilului al II-lea	$r_2 = \frac{H^2 + G^2 - r_0^2 + 2HG \cos \phi}{2(H - r_1 + G \cos \phi)}$ unde $D=r_0+h_{Tmax}-r_0$; $H=r_0-h_{Tmax}$; $G=r_1-r_0$.	
5. Raza jocului termic	$r_c = r_0 - \Delta$	$\Delta=2...3$ mm cu atac direct al camei; $\Delta=0.2...0.6$ mm când cama acționează printr-un lanț intermediar. 
6. Raza minimă a tachelului	$r_{Tmin} = \sqrt{(O'B)^2 + (b/2)^2} \cdot \alpha = 0$ $r_{Tmin} = \sqrt{(O'B)^2 + (\alpha + b/2)^2} \cdot \alpha \neq 0$ $O'B = \frac{GD}{r_1 - r_2} \sin \phi : \phi_0 = 15...35^\circ$	
7. Deplasarea tachelului, mm	$h_{T1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi)$ $h_{T2} = h_{Tmax} - D(1 - \cos \varphi)$	
8. Unghiul φ_{max} pe porțiunea de rază r_1	$\sin \varphi_{max} = \sin \phi \frac{D}{r_1 - r_2}$	
9. Unghiul β	$\beta = \phi - \varphi \cdot \beta_{max} = \phi - \varphi_{max}$	
10. Viteza tachelului V_t , m/s	$V_{T1} = \omega_c (r_1 - r_0 \sin \varphi)$ $V_{T2} = \omega_c D \sin \varphi$	
11. Accelerația tachelului, m/s ²	$a_{T1} = \omega_c^2 (r_1 - r_0) \cos \varphi$ $a_{T2} = -\omega_c^2 D \cos \varphi$	

Continuarea tabelului 5.3

12. Deplasarea, viteza și accelerația supapei	$h = h_{T \max} \cdot \frac{l_s}{l_t};$ $V = V_{T \max} \cdot \frac{l_s}{l_t};$ $a = a_{T \max} \cdot \frac{l_s}{l_t}.$	φ – unghiul curent al camei; ω_c – viteza unghiulară a arborelui de distribuție
---	---	---

Profilul camei fără șoc Kurz

Legea accelerației are următoarea formă: sfert de cosinusoidă (Φ_0); jumătate de sinusoidă (Φ_1); sfert de sinusoidă (Φ_2) și o ramură de parabolă (Φ_3).

H_T – înălțimea maximă de ridicare a tachelului, mm;

H_0 – înălțimea de preluare a jocului de pe partea tachelului: $H_0 = (0.15 \dots 0.40)$ mm;

φ – unghiul curent al camei;

Φ – unghiul total al profilului;

Φ_0 – intervalul de preluare al jocului H_0 ;

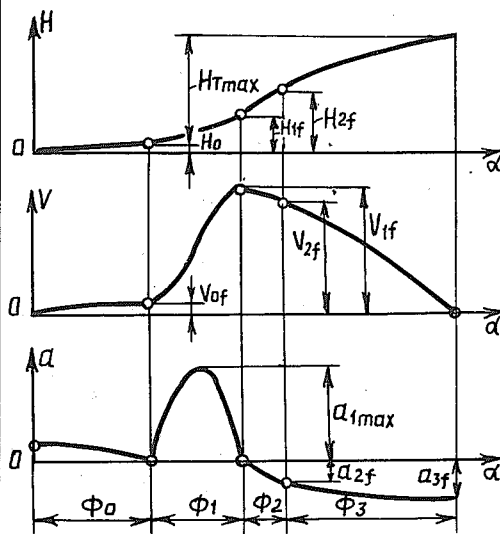
Φ_1, Φ_2, Φ_3 – zonele active ale camei.

De respectat legăturile:

$\Phi_0 \approx 30^\circ \dots 40^\circ$; $\Phi_2 = (0.1 \dots 0.15)$

Φ_3 ; $\Phi_2 + \Phi_3 = (1.5 \dots 3.0) \Phi_1$;

$\Phi = 2(\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3)$.

Zona Φ_0

Ridicare, mm	$h_T = H_0 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi \right) \right)$
Viteză, m/s	$V = H_0 \omega \frac{\pi}{2\Phi_0} \sin \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi \right)$
Accelerație, m/s ²	$a = H_0 \omega^2 \frac{\pi^2}{4\Phi_0^2} \sin \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi \right)$

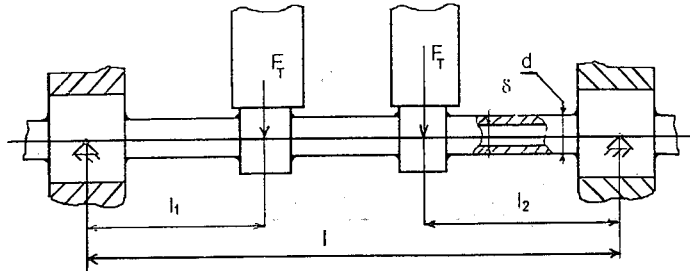
Continuarea tabelului 5.3

Zona Φ_1	
Ridicare, mm	$h_T = H_0 + C_{11}\varphi - C_{12} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2\Phi_1} \cdot \varphi \right)$
Viteză, m/s	$v = C_{11} + C_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \varphi \right)$
Accelerație, m/s ²	$a = C_{12} \frac{\pi^2}{\Phi_1^2} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \varphi \right)$
Zona Φ_2	
Ridicare, mm	$h_T = H_{1f} + C_{21}\varphi + C_{22} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi \right)$
Viteză, m/s	$v = C_{21} + C_{22} \frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi \right)$
Accelerație, m/s ²	$a = -C_{22} \frac{\pi^2}{4\Phi_2^2} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi \right)$
Zona Φ_3	
Ridicare, mm	$h_T = H_{2f} + C_{31} \left(\sum_{i=0}^2 \Phi_i - \varphi \right)^4 - C_{32} \left(\sum_{i=0}^2 \Phi_i - \varphi \right)^2 + C_{33}$
Viteză, m/s	$v = -4C_{31} \left(\sum_{i=0}^2 \Phi_i - \varphi \right)^3 - 2C_{32} \left(\sum_{i=0}^2 \Phi_i - \varphi \right)$
Accelerație, m/s ²	$a = 12C_{31} \left(\sum_{i=0}^2 \Phi_i - \varphi \right)^2 - 2C_{32}$
Unde $C_{11} = \frac{K_1 \cdot S_{01} + K_2 \cdot H_T}{2K_1 + K_2 \Phi_1}$; $C_{12} = (C_{11} - S_{01}) \frac{\Phi_1}{\pi}$; $C_{21} = C_{32} k_3$; $C_{22} = c_{32} k_1$; $C_{31} = C_{32} \frac{1-z}{6 \cdot \Phi_3^2}$; $C_{32} = \frac{2 \cdot C_{11} - S_{01}}{K_2}$; $C_{33} = C_{32} k_2$; aici $K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \cdot \Phi_2$; $k_2 = k_3 + 4 \cdot z \cdot \frac{\Phi_2}{\pi}$; $z = 0,625$; $k_1 = 8 \cdot z \cdot \left(\frac{\Phi_2}{\pi} \right)^2$; $k_2 = \frac{5+z}{6} \Phi_3^2$; $k_3 = \frac{4+2z}{3} \Phi_3$; Note: 1. În toate relațiile unghiurile se introduc în radiani. 2. Utilizarea legilor "fără șoc" necesită utilizarea calculatorului de tip IBM PC și recomandat programul de tip "Spread Sheet".	

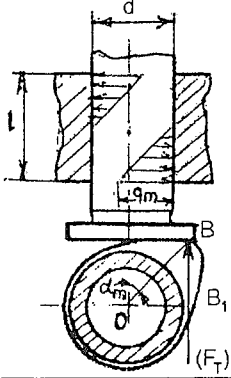
Continuarea tabelului 5.3

Calculul la rezistența a pieselor mecanismului		
Masele reduse ale mecanismului	– sisteme fără culbutor: $m_d = m_s + m_t + m_T + \frac{1}{3} m_r,$ unde m_s – masa supapei; m_t – masa talerului pentru arc; m_T – masa tachelului; m_r – masa arcului.	$m_d = 20...30 \left[\frac{g}{cm^2} \right]$
	– sisteme cu culbutor: $m_d = m_s + m_t + \frac{1}{3} m_x + \frac{l_t}{l_s} I_c + (m_{ija} + m_T) \left(\frac{l_t}{l_s} \right)^2,$ unde I_c – momentul de inerție al culbutorului; $i = \frac{l_t}{l_s}$ – raportul de transmitere al culbutorului. Masa raportată $m'_d = m_d / A$, unde A – aria secțiunii de trecere a supapei.	$m'_d = 40...60 \left[\frac{g}{cm^2} \right]$
Calculul arcurilor supapei		
Condiții	Arcul trebuie să mențină supapa închisă și să asigure legătura cinematică între ea și camă când forțele de inerție tind să desprindă tachelul sau supapa de camă, la orice regim de funcționare. $F_r > F_j$ unde $F_j = -m_d j$; $F_r = k \cdot F_j$; unde k – coeficient de rezervă;	
	Forța minimă a arcului (F_{jmin}) se determină din condiția nedeschiderii supapei de evacuare la depresiunea din cilindru, care ajunge uneori la 0,09 Mpa. $F_{gev} = \frac{\pi \cdot d_{ev}}{4} (P_{ev} + P_0)$; $F_{rmin} > F_{gev}$. Forța care tinde să deschidă supapa de admisie: $F_{ga} = \frac{\pi \cdot d_{ad}^2}{4} (P_s + P_r)$; $F_{rmin} > F_{ga}$.	

Continuarea tabelului 5.3

1. Dimensiunile arcului	Diametrul mediu se alege $D_r = (0,8...0,9) d_{ev}$	
2. Efortul unitar la torsiune, MPa	$\tau = \chi \cdot \frac{8 \cdot F_r \cdot D_r}{\pi \cdot d^3}$ unde χ – coeficient, care depinde de raportul D_r/d; d – diametrul sârmei; $\chi = \frac{D_r / d + 0,5}{D_r / d - 0,75}$	300...600 pentru $D_r/d = 6...8$, $\chi = 1,24...1,17$
3. Diametrul sârmei	$d = \sqrt{\frac{8 \chi \cdot F_{rmax} \cdot D_r}{\pi \cdot \tau}}$	
4. Numărul de spire	$i_r = \frac{\chi \cdot G \cdot d \cdot f_{max}}{\pi \cdot D_r \cdot \tau_{max}}$ unde $G = (0,8...0,83) \cdot 10^{-5}$ MPa; $f_{max} = f_0 + h_{max}$ – săgeata maximă	Spre active 3,5...8,0 Spire totale $i = i_r + (2...3)$
5. Diametrul arcului	La motoarele cu supapele în cap se prevăd uneori câte două arcuri la o supapă. Arcul interior are diametrul $D_{ri} = d_b + d_i + 2 \text{ [mm]}.$ Arcul exterior $D_{re} = D_{ri} + d_i + d_e + 2 \text{ [mm]},$ unde d_b – diametrul bușei; d_i, d_e – diametrul sârmei arcului interior și exterior.	
Calculul arborelui de distribuție		
Schema de calcul		
		

Continuarea tabelului 5.3

1. Efortul unitar de strivire, MPa	– pentru tachtet $\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{F_T \cdot E}{b \cdot r}}$	600...1200
	– pentru tachtet cu rolă $\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{F_T \cdot E}{b} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_r} \right)},$ unde b – lățimea camei; F_T – forța sumară care acționează pe camă: $F_T = (F_r + F_{j_{max}} + F_g) \cdot \frac{l_s}{l_T};$ r – raza de curbură a profilului camei în punctul de tangentă cu tachtetul; r_r – raza rolei.	
2. Săgeata de încovoiere, mm	$f = 6,8 \frac{F_T \cdot l_1^2 (1 - l_1^2)}{EI(d^4 - \delta^4)}$	0,05...0,1
3. Presiunea specifică pe suprafața laterală a tachtetului, MPa	– pentru acționare directă a supapei $q_{max} = \frac{6 \cdot M_{max}}{d_o \cdot l^2},$ unde d_o – diametrul tachtetului; l – lungimea tachtetului.	≤ 10
4. Momentul maxim, Nm	$M_{max} = (F_r + F_{jt})_{\alpha} \cdot \frac{l_s}{l_T} \cdot OB$	
5. Verificare la flambaj	Coeficientul de siguranță $n = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{tija}}{F_{tija} \cdot l_{tija}},$ unde F_{tija} – forța care acționează tija; I_{tija} – momentul de inerție ecuatorial al tijei; l_{tija} – lungimea tijei.	2...3

Continuarea tabelului 5.3

6. Efortul unitar la strivire, MPa	$\sigma = 0,388 \sqrt{F_{tija} \cdot E^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2}$ unde r_1, r_2 – raza capătului și locașului sferic.	≤ 200
Calculul culbutorului		
1. Efortul unitar la strivire, MPa	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{F_T \cdot l_T \cdot E}{l_s \cdot b \cdot r}},$ unde: $F_T \cdot \frac{l_T}{l_s}$ – forța maximă care acționează supapa; b – lățimea suprafeței de contact "tija-supapă-culbutor"; r – raza de curbură a suprafeței cilindrice a culbutorului.	≤ 200

5.6. Colectoarele de gaze

Studiul proceselor de schimbare a gazelor a scos în evidență influența colectoarelor de gaze asupra eficienței acestor procese. S-a stabilit că prin adoptarea arhitecturii colectoarelor, parametrii de putere și economicitate pot fi îmbunătățiți în mare măsură (v. vol. I).

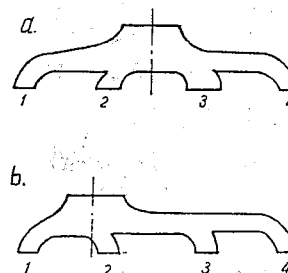


Fig. 5.34. Scheme pentru colectoare de admisiune

Colectorul de admisie ridică probleme mai ales la M.A.S., unde trebuie să se asigure conducerea încărcăturii fără pierderi gazodinamice mari, cu o viteză determinată pentru a preveni condensarea combustibilului vaporizat și distribuirea lui uniformă pe cilindri; totodată construcția colectorului trebuie să asigure și o anumită preîncălzire a amestecului.

Colectorul de admisiune, având de satisfăcut aceste cerințe, depinde de tipul motorului (M.A.S. sau M.A.C.), de numărul

cilindrilor, de ordinea de aprindere, de poziția motorului. În cazul general colectorul se realizează ca o piesă separată montată cu șuruburi și garnitură de etanșare pe chiulasă sau pe bloc (fig. 5.35).

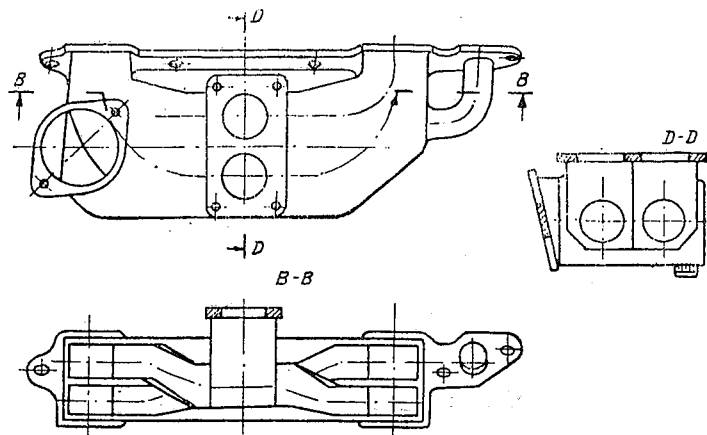


Fig. 5.35. Colector de admisiune sudat

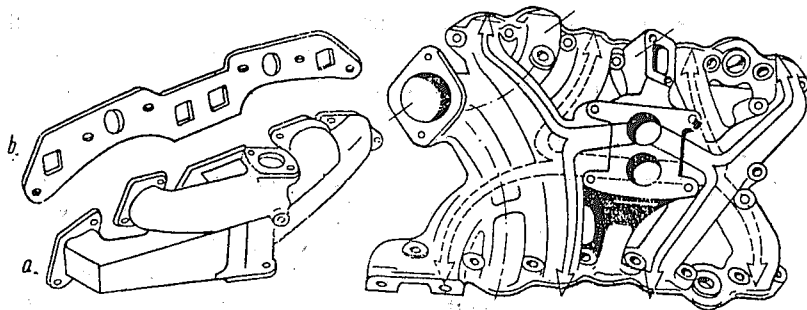


Fig. 5.36. Colector de admisiune și evacuare (a) și garnitura lor (b)

Fig. 5.37. Schema colectorului de admisie pentru motoarele cu 8 cilindri în V

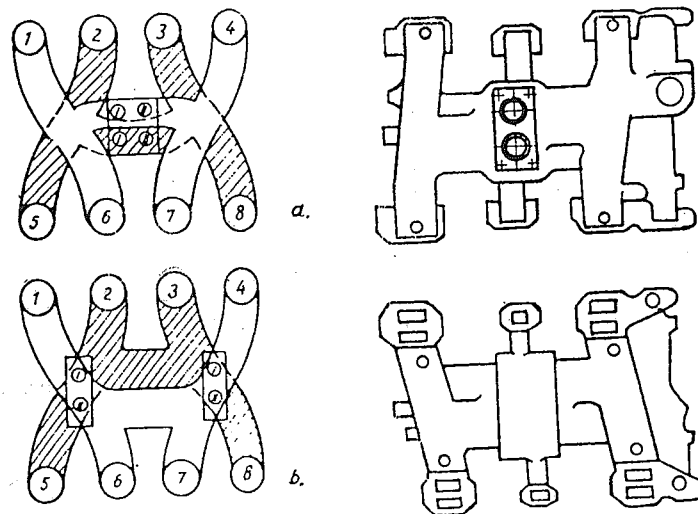


Fig. 5.38. Scheme privind alimentarea uniformă a cilindrilor

Fig. 5.39. Construcția colectorului motorului cu 8 cilindri SR-211

La motoare cu cilindri în linie există diferite variante pentru conducerea canalelor. În fig. 5.34, *a* este prezentată schema colectorului cu plasarea simetrică a locului de intrare a încărcăturii proaspete, iar în fig. 5.34, *b* – intrarea în colector este asimetrică. Soluțiile sunt utilizate mai ales la *M.A.C.* Pentru a realiza drumuri cât mai uniforme la *M.A.S.* se utilizează alimentarea pe perechi de cilindri când supapele de admisiune sunt alăturate (fig. 5.35). În acest caz apare dezavantajul creării unei zone de concentrare termică în chiulasă prin apropierea a două supape de evacuare. În fig. 5.40 este prezentat colectorul de admisiune pentru un motor cu patru cilindri în linie, la care se asigură aproximativ aceeași lungime a canalelor pentru alimentarea fiecărui cilindru. Se utilizează un carburator cu două camere de amestec. Colectorul este prevăzut cu o cămașă prin care circulă apa adusă din circuitul de răcire pentru preîncălzirea amestecului. Alte construcții pentru preîncălzire sunt prevăzute cu o cameră cu gaze fierbinți. În același scop uneori colectorul de admisiune este montat de aceeași parte cu colectorul de evacuare, alcătuind împreună o singură piesă (fig. 5.36).

La motoarele în V forma colectorului de admisiune este mult mai complicată și se realizează în general după schema din *fig. 5.37*. Un carburator cu două camere alimentează un grup de patru cilindri, câte doi din fiecare rând. Colectorul mai este prevăzut cu locaș pentru termostat 1, canale de legătură, care colectează apa din cele două rânduri de cilindri și camera pentru preîncălzire cu gaze arse 3. Uneori, pentru alimentarea uniformă a cilindrilor cu încărcătura proaspătă, se utilizează un carburator cu patru camere de amestec sau două carburatoare cu câte două camere de amestec (*fig. 5.38*).

În *fig. 5.39* este prezentată construcția unui colector de admisiune pentru un motor în V cu 8 cilindri. Un colector de performanță este prezentat în *fig. 5.40*. Carburatorul cu patru camere de amestec alimentează cilindrii de pe rândul opus camelor, obținându-se astfel lungimea mărită a canalului, favorabilă supraalimentării acustice.

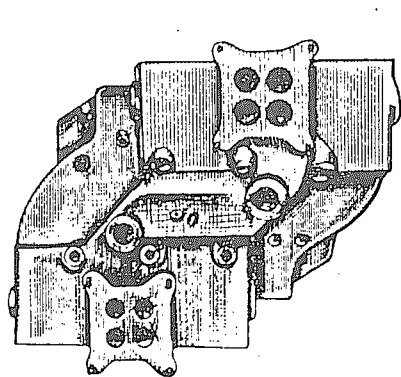


Fig. 5.40. Construcția unui colector adecvat alimentării acustice

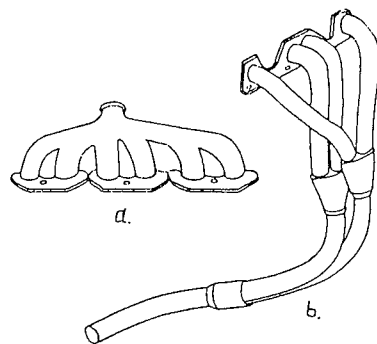


Fig. 5.41. Colector de evacuare

Secțiunile canalelor de admisiune pot fi rotunde sau dreptunghiulare. Din considerente constructive și tehnologice în majoritatea cazurilor se recurge la secțiunea dreptunghiulară pentru canalele de admisiune.

În privința materialelor utilizate există trei soluții: 1) colectorul turnat din fontă; 2) colectorul turnat din aliaje ușoare; 3) colectorul sudat din țevi și tablă (v. *fig. 5.35*). Soluția generală este utilizarea colectoarelor turnate, tendința fiind spre colectoarele din aliaje ușoare.

Colectorul de evacuare și întregul sistem de evacuare trebuie să satisfacă anumite cerințe: să aibă rezistențe gazodinamice mici pentru a micșora coeficientul gazelor reziduale; să asigure reducerea zgomotului; să participe la reducerea poluării atmosferei.

Forma generală a colectorului de evacuare este cu canale independente (*fig. 5.41, a*). Această formă este determinată pe de o parte de motive constructive (când supapele de admisiune sunt alăturate), iar pe de altă parte – de încălzirea puternică a chiulasei pe care o produc canalele comune, încălzire care trebuie, pe cât e posibil, evitată. În *fig. 5.41, b* este redată construcția unui colector de evacuare, prin care se urmărește folosirea oscilațiilor presiunii gazelor din colector pentru îmbunătățirea proceselor de schimbare a gazelor.

5.7. Amortizoarele de zgomot

Principala sursă de zgomot o constituie oscilațiile de presiune din curentul de gaze care apar la admisiune dar cu deosebire la evacuare unde viteza de curgere este mai mare.

Micșorarea acestor zgomote se obține pe calea amortizării oscilațiilor presiunii în dispozitive numite *amortizoare de zgomot*. Amortizorul de zgomot trebuie să satisfacă ansamblul următoarelor condiții:

- să opună o rezistență cât mai mică la trecerea gazelor, pentru a nu influența negativ umplerea cilindrilor;
- să fie eficient din punctul de vedere al reducerii zgomotelor;
- să satisfacă, pe cât e posibil, cerințele acustice ale umplerii.

În funcție de procedeul de amortizare folosit se deosebesc: a) amortizoare de rezonanță; b) amortizoare prin interferență; c) amortizoare de absorbție; d) amortizoare de rezistență.

Amortizoarele de rezonanță determină un proces continuu de reflectare a undelor acustice în scopul diminuării energiei lor. Aceste amortizoare funcționează ca filtre acustice realizate sub forma (*fig. 5.42*): volum în serie (a), volum în derivație cu sau fără coloană (b, c), coloană în derivație (d).

Constructiv amortizoarele de rezonanță sunt realizate sub forma unor combinații în paralel (*fig. 5.43, a*) sau în serie (*fig. 5.43, b*).

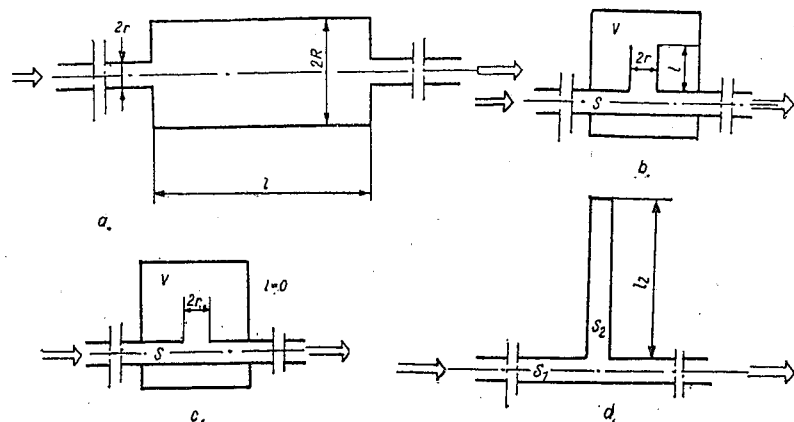


Fig. 5.42. Filtre acustice

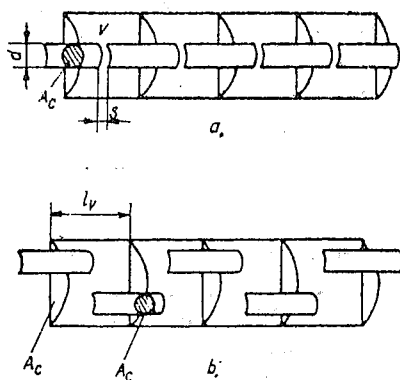


Fig. 5.43. Scheme de realizare a amortizoarelor

absorbant (fig. 5.45, b), utilizând în acest scop vată de sticlă, vată de aluminiu, azbestul.

Amortizoarele prin interferență sunt executate sub forma devierii din conducta principală a două conducte paralele, care se reunesc din nou la o anumită lungime (fig. 5.44).

Amortizoare de absorbție. Disiparea energiei oscilațiilor presiunii se obține prin frecarea de pereții conductelor, preferabil cu suprafața rugoasă. Pentru mărirea eficacității disipării, curentul de gaze este trecut printr-un număr mai mare de țevi de mică secțiune (fig. 5.45, a) sau o parte a gazelor este trecută printr-un manșon de material poros

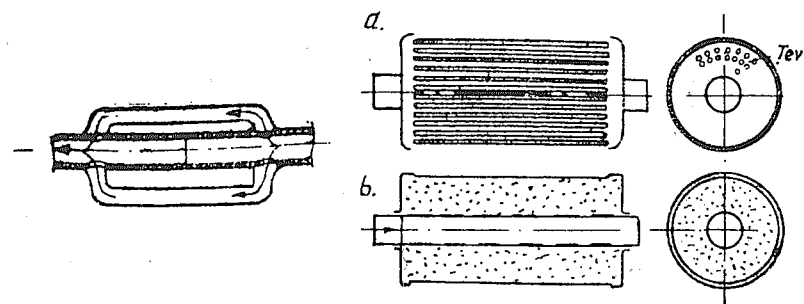


Fig. 5.44. Amortizor prin interferență

Fig. 5.45. Amortizor prin absorbție

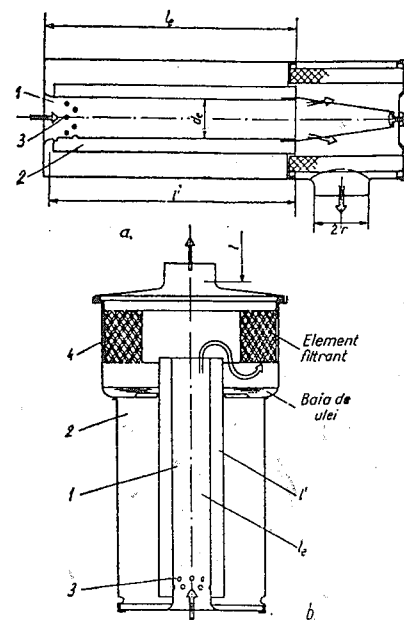


Fig. 5.46. Amortizor de zgomot la admisiune combinat cu filtrul de aer

Amortizoarele de rezistență. Curentul de gaz este deviat printr-o serie de orificii prevăzute în pereții despărțitori din interiorul unei carcase cilindrice. Amortizorul este eficient din punctul de vedere al atenuării zgomotului, dar determină o însemnată reducere a puterii, ceea ce limitează răspândirea lor.

Amortizoarele de zgomot la admisiune. Deoarece rezistențele gazodinamice ale sistemului de admisie trebuie să fie cât mai mici posibile, se utilizează amortizoare de rezistență sau combinate. Amortizorul de zgomot se confecționează adesea împreună cu filtrul de aer (fig. 5.46). Aerul pătrunde din conducta centrală 1, pusă în legătură cu camera de rezonanță 2 prin orificiile 3, trece prin elementul filtrant 4 și se îndreaptă spre carburator. În fig. 5.46, b filtrul este prevăzut și cu baia de ulei.

Amortizoarele de zgomot la evacuare. O aplicare largă o au amortizoarele de rezonanță, deoarece sunt eficace, simplu de realizat, nu necesită materiale izolante, care se degradează ușor. În *fig. 5.47, a* este prezentată schema unui amortizor de formă tronconică, iar în *fig. 5.47, b* – schema unui amortizor cu sensuri opuse. Un amortizor de zgomot combinat (rezonanță și cameră de distribuție), utilizat la motorul autoturismului "Volga", este prezentat în *fig. 5.46*. Se poate obține o eficacitate mai mare în ceea ce privește reducerea zgomotului, dacă se dispun grupuri de amortizoare în mai multe poziții ale sistemului de evacuare (*fig. 5.49*). Pentru amortizoarele de zgomot, la evacuare se folosesc oțeluri carbon obișnuite, oțel zincat, oțel aluminizat, oțel inoxidabil. Ele se execută din țevă și tablă asamblate prin sudare.

În *tabelul 5.4* este redat calculul atenuatoarelor de zgomot pentru diferite tipuri și scheme constructive.

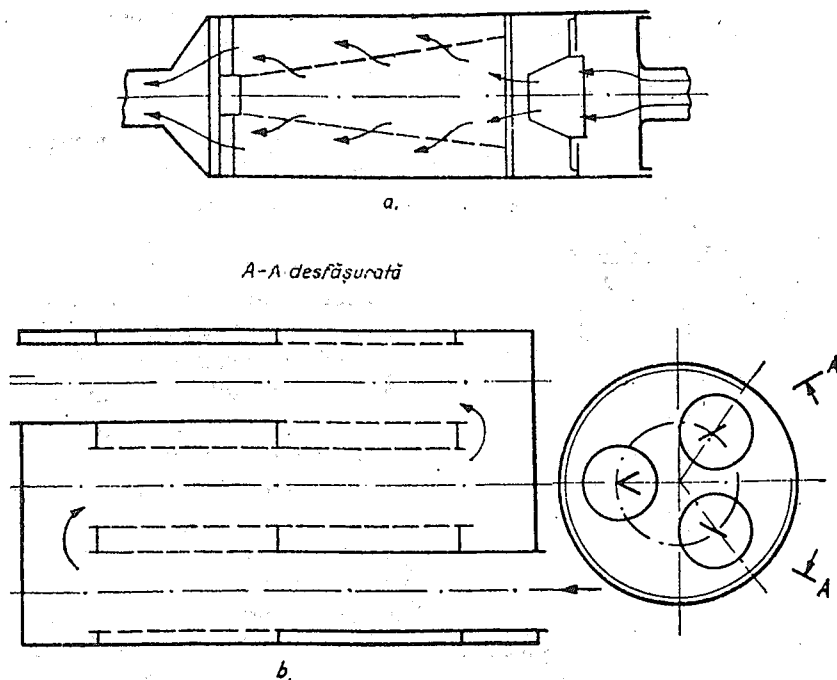


Fig. 5.47. Amortizor de zgomot la evacuare

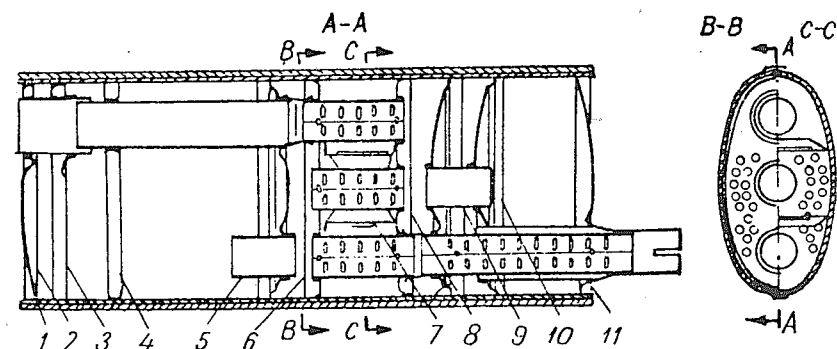


Fig. 5.48. Amortizor de zgomot combinat: 1 – corpul; 2 și 11 – capace; 3, 4, 6, 8, 9, 10 – pereți despărțitori; 5 – tuburi; 7 – pereți perforați

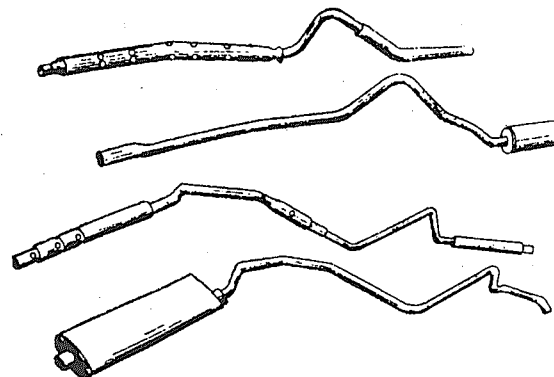


Fig. 5.49. Amortizoare de zgomot compartimentate

Tabelul 5.4

Calculul atenuărilor pentru diferite atenuatoare

Tipul atenuatorului	Schema atenuatorului	Relația de calcul
Atenuator reactiv cu o cameră		$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 k l_c \right], [\text{dB}]$ $m = \frac{S_2}{S_1}; k = \frac{2\pi f}{c};$ k – numărul de undă; f – frecvențe, în Hz; c – viteza de propagare a sunetului în aer, în m/s;
Atenuator reactiv cu două camere		$\Delta L = 10 \lg(A^2 - B^2), [\text{dB}]$ $A = \frac{1}{4m} [(m+1)^2 \cos 2k(l_c + l_r) - (m-1)^2 \cos 2k(l_c - l_r)];$ $B = \frac{1}{8m^2} [(m^2 + 1)(m+1)^2 \sin 2k \times (l_c + l_r) - (m^2 + 1)(m-1)^2 \sin 2k \times (l_c - l_r) - 2(m^2 - 1)^2 \sin 2k l_r],$ l_r – este lungimea tubului de racord
Atenuator reactiv cu două camere cu tub de racord interior		$\Delta L = 10 \lg(C^2 + D^2), [\text{dB}]$ $C = \cos 2k l_c - (m-1) \sin 2k l_c \operatorname{tg} k l_r;$ $D = \frac{1}{2} \left\{ \left(m + \frac{1}{m} \right) \sin 2k l_c + (m-1) \times \left[\left(m + \frac{1}{m} \right) \cos 2k l_c - \left(m - \frac{1}{m} \right) \right] \operatorname{tg} k l_r \right\}$
Atenuator reactiv de rezonanță, cu tub lateral descis		$\Delta L = 10 \lg \left(1 + \frac{1}{4} \operatorname{ctg}^2 k(1 + \alpha) \right), [\text{dB}]$ α – coeficient de corecție
Atenuator reactiv de rezonanță, cu tub lateral închis		$\Delta L = 10 \lg \left(1 + \frac{1}{4} \operatorname{tg}^2 k(1 + \alpha) \right), [\text{dB}]$

6. INSTALAȚIA DE UNGERE

Motorul cu ardere internă cuprinde în ansamblul său o instalație de ungere, care asigură ungerea suprafețelor pieselor aflate în mișcare relativă pentru a diminua frecarea, respectiv uzura; răcirea suprafețelor și pieselor solicitate termic; protecția împotriva coroziunii, curățarea suprafețelor în mișcare relativă de eventualele particule metalice sau alte depuneri.

Uleiul împreună cu ansamblul piston-segment-cilindru contribuie la etanșarea camerei de ardere.

La funcționarea motorului, uleiul din instalația de ungere este supus solicitărilor termice ($T=100...300^\circ\text{C}$) și mecanice ($p=50...200 \text{ MPa}$), contaminat permanent cu gaze și combustibil, oxidat intensiv de concentrația mare de oxigen, își pierde capacitatea de onctuoșitate și parțial conținutul de aditivi.

Astfel de condiții nefavorabile de lucru ale motorului impun uleiului din instalația de ungere anumite cerințe: vâscozitate optimă și o variație mică a ei în funcție de temperatură; onctuoșitate ridicată; stabilitate chimică; detergență; temperatură de congelare cât mai redusă.

În anexele 6.1 și 6.2 sunt prezentate caracteristicile principale ale uleiurilor produse în CSI și România, unde clasa uleiurilor este dată conform SAE 7300 (Society Automotive Engineers), iar nivelul de performanță este determinat conform API (American Petroleum Institute).

În anexele 6.3 sunt prezentate domeniile de utilizare a uleiurilor românești, iar în 6.4 – tipurile noi de uleiuri produse în Rusia.

Instalația de ungere este compusă din pompa de ulei 1 (fig. 6.1), care prin sorbul 2 aspiră ulei și sub presiune prin tuburile 3 îl transmite spre filtrele de curățare 4 și 8. Uleiul filtrat este transportat prin țevile 5 spre suprafețele pieselor. Uleiul parțial se răcește în radiatorul de ulei 6 prin distribuitorul 7.

6.1. Construcția instalației de ungere

Ungerea suprafețelor diferitelor piese ale motorului depinde, în general, de rolul lor funcțional, dar și de condițiile de lucru (*sarcină și turație*).

Ungerea se poate realiza cu ulei sub presiune, prin stropire cu jet de ulei, prin ceață de ulei sau mixt. Motoarele pentru autovehicule utilizează ungerea mixtă, unde anumite componente (*lagărele, bolțul, tacheții hidraulici, întinzătorul de lanț*) se ung cu ceață de ulei sau prin stropire cu jet.

Instalațiile de ungere pot fi cu carter umed, în acest caz uleiul se află depozitat în baia plasată în partea inferioară a motorului, sau cu carter uscat, uleiul fiind depozitat într-un rezervor plasat în afara motorului.

Motoarele pentru autovehicule utilizează sistemul de ungere cu carter umed și numai în cazuri speciale se utilizează sistemul de ungere cu carter uscat.

Instalația de ungere, în principiu, constă din următoarele elemente: rezervorul de ulei, pompa de ulei; conducte interne și externe, radiatorul de ulei; elemente de siguranță și control.

În *fig. 6.1* se prezintă schema instalației de ungere cu carter umed.

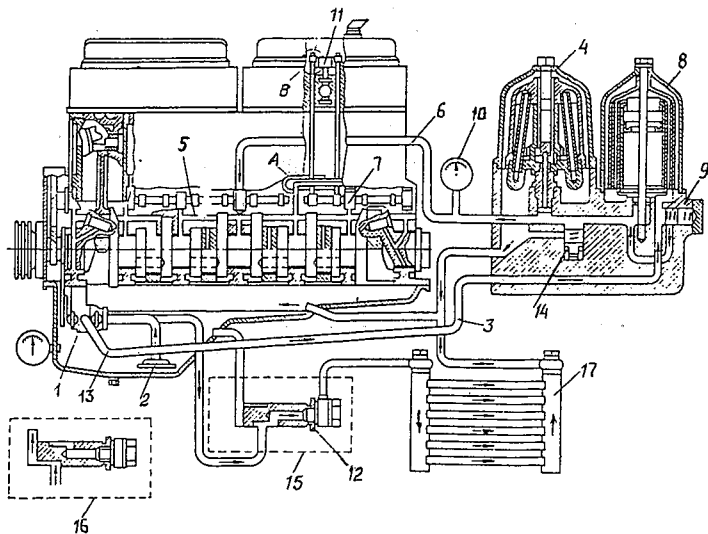


Fig. 6.1. Instalația mixtă de ungere a motorului de tractor A-01M

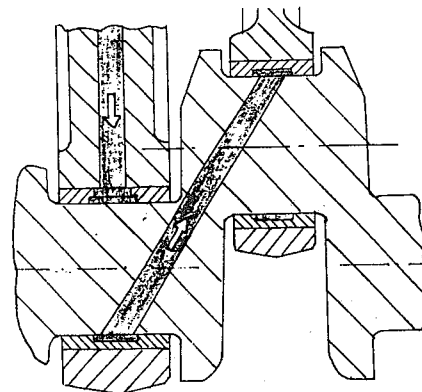


Fig. 6.2. Conducta de trecere a uleiului de la fusul palier la cel maneton

La fusurile arborelui de distribuție uleiul ajunge prin intermediul canalelor 7 și de aici – la axul culbutorilor 11. Instalația este prevăzută cu un filtru de curățare fină 8 montat în paralel cu circuitul principal. Prin filtrul de curățare fină trece aproximativ 10-15 % din cantitatea de ulei aflată în instalația de ungere, după care uleiul se întoarce în baie sau în circuitul principal de ulei, contribuind astfel la regenerarea uleiului.

Oglinda cilindrului și camele sunt unse prin stropire cu jet și ceață de ulei.

În unele cazuri pentru a menține temperatura uleiului în anumite limite, instalația de ungere este prevăzută cu un radiator de ulei 17.

Presiunea uleiului din circuitul principal este controlată cu ajutorul unui manometru de ulei, iar nivelul uleiului din baie se verifică cu ajutorul unei tije pe care sunt trasate limita maximă și minimă. Instalația de ungere este prevăzută cu supape de siguranță pentru prevenirea avariilor.

În cazul răcirii pistonului cu jet de ulei se pot utiliza următoarele soluții constructive: a) piciorul bielei este prevăzut cu un orificiu calibrat prin care se injectează uleiul pe piston, uleiul fiind adus sub presiune de la lagărul fusului maneton

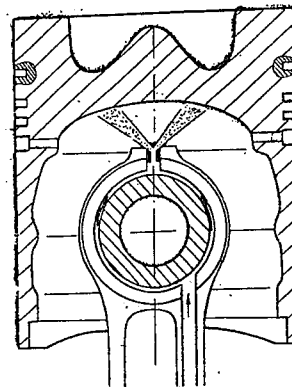


Fig. 6.3. Răcirea capului pistonului cu ulei sub presiune prin orificiul bielei

printr-un canal ce străbate în lung corpul bieiei (fig. 6.3, b); b) orificiul calibrat se află plasat în blocul motorului la nivelul lagărului palier (fig. 6.4).

Circulația uleiului în instalația de ungere este asigurată de către pompa de ulei. Constructiv pompele de ulei pot fi: a) cu roți dințate, cu angrenare internă sau cu angrenare exterioară; b) cu rotor cu lobi; c) cu palete.

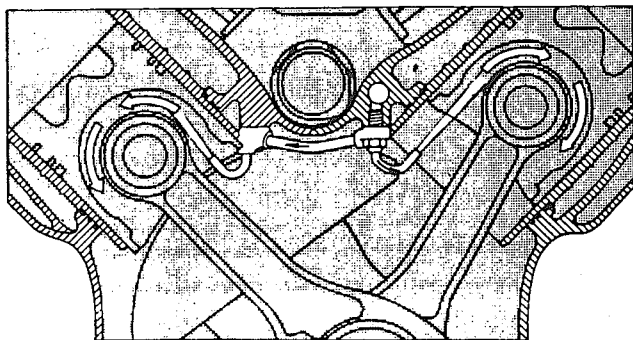


Fig. 6.4. Răcirea capului pistonului cu ulei prin orificiul din blocul motor

Pompa de ulei cu roți dințate cu angrenare exterioară (fig. 6.5) este alcătuită dintr-o carcasă prevăzută cu orificii de intrare și ieșire, în care se montează două roți dințate cu dantură dreaptă sau elicoidală. Una din roți este antrenată de la arborele cu came sau de la arborele cotit, cealaltă este antrenată de prima roată în sens invers. Camerele A și R reprezintă camera de aspirație, respectiv refulare. Uleiul pătrunde în camera de aspirație A, umple spațiul dintre dantură și carcasă, este antrenat de dantura roții și apoi este refulat în camera de refulare R.

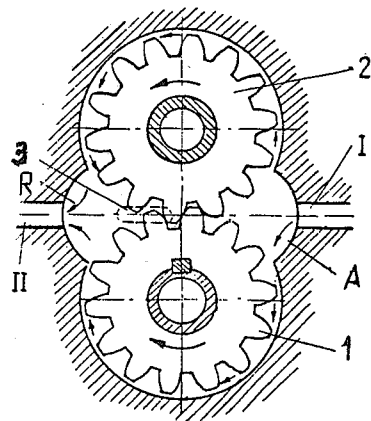


Fig. 6.5. Pompa de ulei cu roți dințate

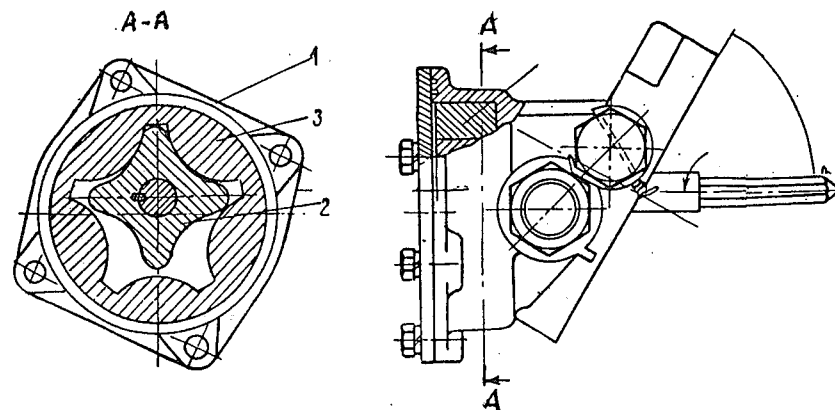


Fig. 6.6. Pompa de ulei cu rotor cu lobi

La acest tip de pompă, pentru a se evita comprimarea uleiului și a descărca axele roților pe suprafața de sprijin, în pereții laterali ai carcasei se execută frezarea 3 prin care uleiul comprimat poate fi deplasat în refulare R.

Acest tip de pompă, datorită faptului că este simplă, are gabarit și masă redusă, este sigură în funcționare, crează presiuni ridicate la turații scăzute și găsește o largă aplicabilitate în construcția motoarelor pentru autovehicule.

Pompa cu rotor cu lobi (fig. 6.6) se compune din două rotoare 2 și 3 montate într-o carcasă 1. Rotorul 2 prevăzut cu patru lobi este antrenat prin intermediul arborelui de comandă de la arborele cu came sau arborele cotit. Rotorul 3, exterior, este prevăzut cu cinci lobi și este deaxat față de rotorul 2 și arborele de comandă. La rotirea rotorului interior este antrenat în mișcarea de rotație în aceleași sens și rotorul exterior. Uleiul aspirat în spațiul dintre rotoare este transportat de către lobii rotorului interior și exterior în spațiul care se micșorează datorită excentricității. Fiind comprimat, uleiul este refulat sub presiune în instalația de ungere. Pompa de ulei cu rotor cu lobi poate fi construită și în alte variante și anume: rotor interior cu trei lobi, rotor exterior cu patru lobi sau rotor interior cu cinci lobi, rotor exterior cu șase lobi.

Această pompă prezintă următoarele avantaje: gabarit și masă redusă, siguranță în funcționare, asigură presiuni ridicate la turații reduse. Are însă dezavantajul unei execuții complicate.

Pompa de ulei cu palet (fig. 6.7) se compune din carcasa I prevăzută cu orificii de aspirație A și refulare R și rotorul cilindric 3, montat excentric față de corp. În rotor sunt practicate canale diametral opuse în care culisează două sau patru palet, presate pe carcasă datorită forței centrifuge în timpul funcționării și de arcuri în repaus.

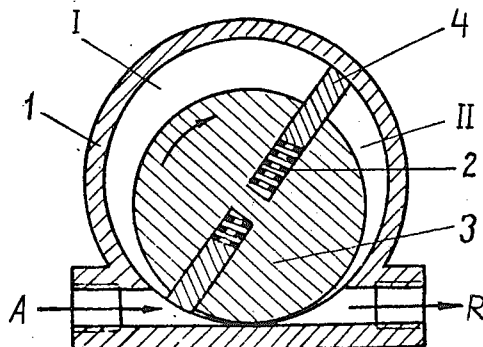


Fig. 6.7. Pompă de ulei cu palet

Datorită excentricității rotorului, la rotirea acestuia spațiul I crește progresiv, creând o depresiune, aspirând astfel uleiul prin orificiul A, iar spațiul II se micșorează; uleiul, fiind comprimat, este refulat apoi sub presiune prin orificiul R.

Amplasarea pompei de ulei pe motor se realizează fie în exteriorul motorului, fie în carter.

Acționarea pompei de ulei se realizează de la arborele de distribuție sau de la arborele cotit.

Supapa de siguranță. Pentru buna funcționare a motorului pompa de ulei trebuie să asigure o cantitate suficientă de ulei suprafețelor în mișcare relativă la regimul turațiilor joase. Deci, la turații ridicate pompa de ulei va refula o cantitate de ulei mai mare decât cea necesară, determinând apariția unei suprapresiuni nedorite în instalația de ungere. În scopul protejării instalației de ungere de creșterea presiunii, se introduce în circuitul de refulare al pompei de ulei o supapă de siguranță care menține o presiune constantă într-un larg domeniu de turații și temperatură. Surplusul de ulei este deviat în circuitul de aspirație al pompei de ulei sau în baie.

Presiunea uleiului se consideră optimă pentru motoarele de autovehicule în limitele a (0,2...0,5) MPa la o temperatură de 70-80 °C.

Din punct de vedere constructiv supapele de siguranță sunt cu bilă, piston sau con, ele fiind prevăzute cu arcuri tarate sau reglabile. În cazul motoarelor mici, cu cantități mici de ulei, se utilizează, în general, supapele cu bilă (fig. 6.8, a).

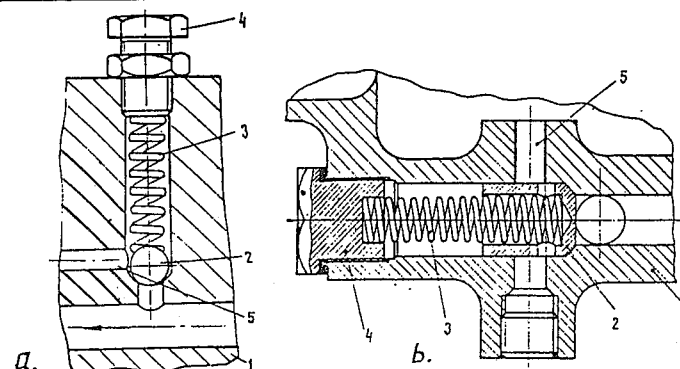


Fig. 6.8. Supapă de siguranță: a) - cu bilă; b) - cu piston

La motoarele mari, cu cantități mari de ulei, se utilizează supape cu piston (fig. 6.8, b). La aceste supape reglajul presiunii poate fi asigurat de secțiuni de deschidere suficient de mari și de arcuri moi.

Când presiunea din circuitul de ungere depășește limita admisă, supapa se deschide, eliberând orificiul de trecere a uleiului în circuitul de aspirație al pompei sau în carter.

Uleiul este absorbit din baia de ulei printr-un element filtrant (sorb) care poate fi plutitor sau fix, situat în partea cea mai de jos a băii de ulei.

Filtrul sorbului este confecționat dintr-o sită metalică sau tablă perforată. Acest filtru protejează pompa de ulei de impuritățile solide mari. La motoarele mici și la cele de autoturisme, filtrul sorbului poate prelua funcțiile filtrului pentru circuitul principal. În acest caz sita trebuie să dispună de ochiuri suficient de mici și să fie accesibilă la curățat.

În fig. 6.9. se prezintă un sorb plutitor.

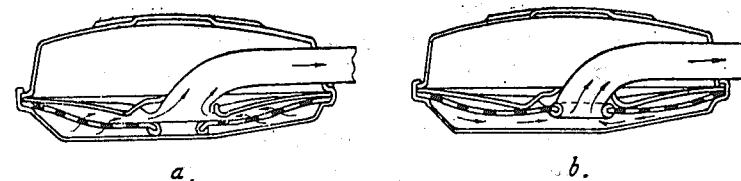


Fig. 6.9. Sorb plutitor: a) - regim de lucru când sita nu este înfundată; b) - când sita este înfundată

6.2. Filtrele de ulei

Uleiul în timpul funcționării motorului cu ardere internă pierde din calitățile inițiale din cauza pătrunderii unor impurități: particule metalice apărute în urma fenomenului de uzură; particule de praf aspirate în motor o dată cu aerul nefiltrat la admisie; impurități rezultate dintr-un montaj și o întreținere necorespunzătoare; impurități ce se formează în carter: gaze de ardere, care pătrund în carter, datorită imperfecțiunii etanșării ansamblului piston-segmenți-cilindri, care, intrând în reacție cu uleiul, formează o serie de produși chimici cu efecte negative asupra durabilității și siguranței.

Acest fenomen de degradare a calității uleiului compromise ungerea, amplificând uzurile și chiar provocând apariția unor avarii ale motorului.

Pentru a elimina efectele negative pe care le produc impuritățile, în instalația de ungere se introduc elemente de filtrare care au drept scop reținerea impurităților din ulei.

După finețea filtrării filtrele de ulei se împart în două grupe: filtre de curățare brută și filtre de curățare fină.

Filtrul de curățare brută se montează în serie în circuitul de refulare al pompei. Prin el trece întreaga cantitate de ulei, fără a opune o rezistență prea mare la trecerea uleiului. Filtrul brut reține impurități de dimensiuni cuprinse între 20-100 μm . Montajul în serie al filtrului impune prezența unei supape care permite scurtcircuitarea filtrului în cazul îmbăxirii acestuia.

Filtrul de curățare fină se montează în paralel cu circuitul sistemului de ungere pentru a evita pierderile hidraulice, cantitatea de ulei care-l străbate fiind de 10-15% din cantitatea de ulei aflată în instalația de ungere. După filtrare uleiul este readus în carter, contribuind astfel la regenerarea uleiului aflat aici.

Filtrul fin reține impurități de dimensiuni până la 5 μm .

După procedeul de filtrare filtrele se împart în două grupe: filtre statice și filtre dinamice.

Filtre statice. În cazul filtrelor statice reținerea impurităților se realizează cu ajutorul unui element filtrant care poate fi confecționat din sită metalică, discuri, făină de lemn, hârtie cu acțiune magnetică sau activă.

Filtrele cu sită metalică sunt utilizate, în general, pentru filtrarea prealabilă, până la intrarea uleiului în pompa de ulei, cât și ca filtru de curățare brută sau fină. Aceste filtre pot reține impurități până la dimensiuni de 5 μm (fig. 6.10).

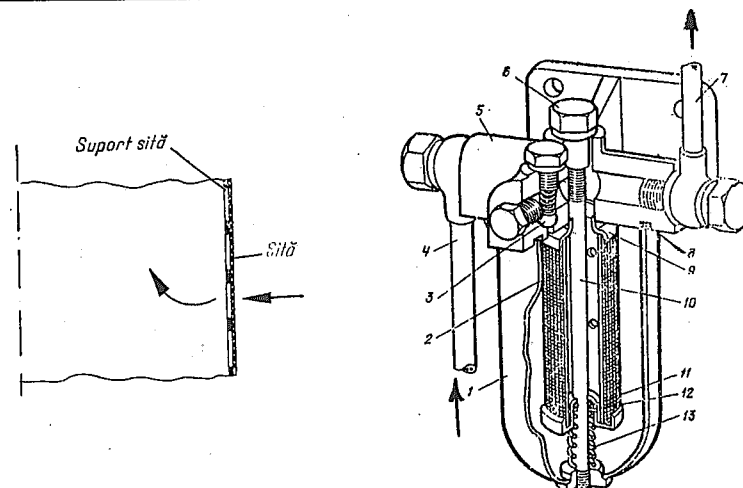


Fig. 6.10. Filtru pentru curățarea uleiului la motorul KamAZ: 1 - carcasa; 2 - elementul filtrant; 3 - bilă; 4 - conductă intrare; 5 - corpul filtrului; 6 - dop; 7 - conductă ieșire; 8 - inel de etanșare; 9 - locașul superior; 10 - tija filtrului; 11 - element de etanșare; 12 - bucșă; 13 - arc

Constructiv, un element de filtrare este realizat dintr-un pachet de discuri în care sunt incorporate site și care montate formează între ele o cameră suficientă pentru impuritățile reținute. Aceste filtre rețin prin aderență și emulsiile de natură gelatinoasă.

Filtre cu discuri. Elementul filtrant este format dintr-un număr mare de discuri din metal sau carton de forme speciale, așezate unele peste altele, formând astfel interstiții de trecere a uleiului.

Impuritățile de dimensiuni mai mari sunt reținute în exteriorul elementului filtrant, iar impuritățile de dimensiuni mai mici - în intervalul dintre discuri (fig. 6.11).

Filtre cu element filtrant din hârtie (fig. 6.12) pot fi utilizate atât ca filtre de curățare brută, cât și ca filtre de curățare fină în funcție de dimensiunile porilor. Hârtia de filtru se impregnează pentru a i se mări rezistența mecanică și proprietățile de aderență.

Pentru ca suprafața de filtrare să fie cât mai mare, hârtia de filtru se pliază, fiind menținută în această formă de o armătură metalică, formându-se astfel un cartuș filtrant.

Când elementul filtrant se îmbăxește, se înlocuiește cu unul nou.

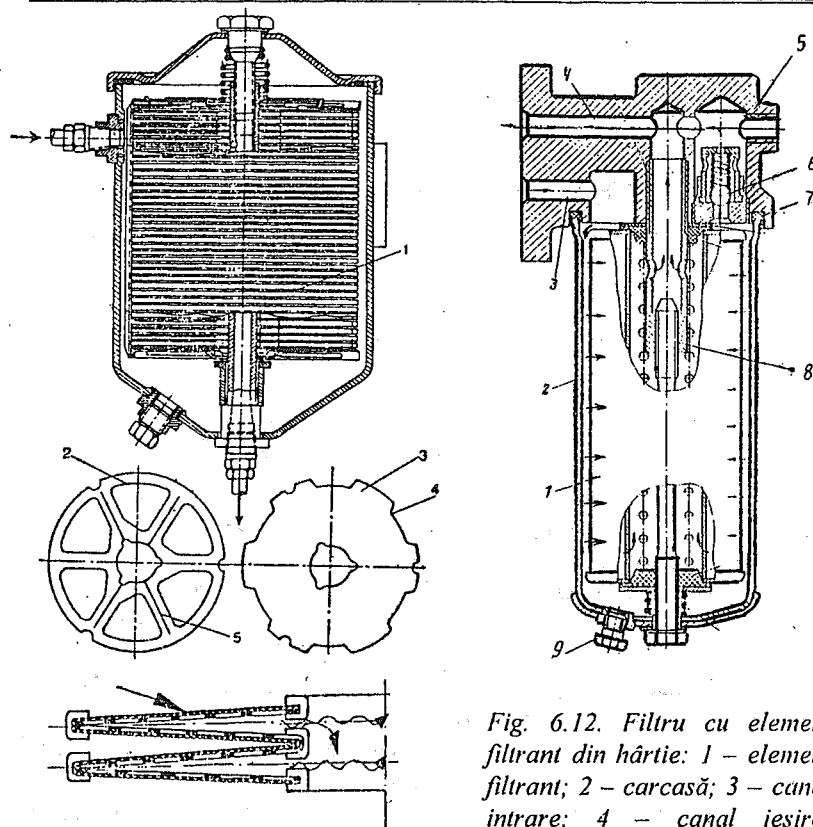


Fig. 6.11. Filtre cu discuri: 1 – element filtrant; 2 – disc din carton; 3 – distanțiere; 4 – creștături

Fig. 6.12. Filtru cu element filtrant din hârtie: 1 – element filtrant; 2 – carcasă; 3 – canal intrare; 4 – canal ieșire; 5 – canal refulare; 6 – bilă; 7 – inel de etanșare; 8 – tija filtrului; 9 – dop de evacuare

Acest tip de filtru este prevăzut cu o supapă de siguranță, care se deschide la o presiune de (0,1...0,25) MPa, asigurând trecerea uleiului în circuitul de ungere fără să mai treacă prin elementul filtrant când acesta este îmbăxuit.

Filtrele magnetice se utilizează ca filtre suplimentare pe lângă filtrele cu sită, filtrele cu discuri sau la dopurile de golire.

Aceste filtre rețin particule fieroase și, prin coeziune, particule de bronz sau alte particule metalice nemagnetice apărute în urma fenomenului de uzură.

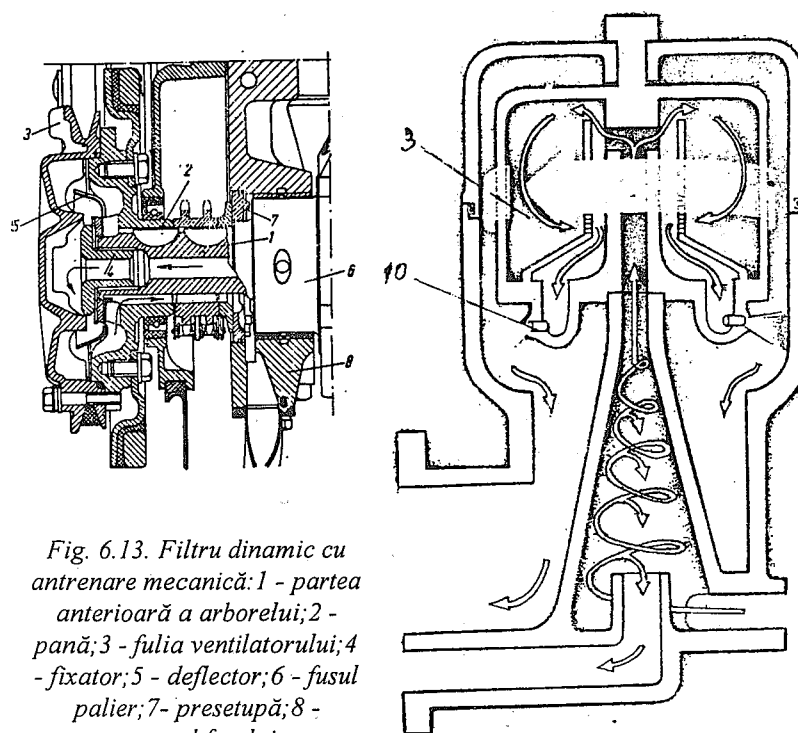


Fig. 6.13. Filtru dinamic cu antrenare mecanică: 1 – partea anterioară a arborelui; 2 – pană; 3 – fulia ventilatorului; 4 – fixator; 5 – deflector; 6 – fusul palier; 7 – presetupă; 8 – capacul fusului.

Fig. 6.14. Filtru dinamic cu jet liber;

Filtrele active rețin unii produși organici dizolvați în ulei, precum și apă. Separarea lor se face prin absorbție, hidratare sau reacții chimice. Ca elemente de filtrare se folosesc: păslea, hârtia de filtru, amestecuri de oxid de aluminiu, bauxită, mangan, sulf, vată de zgură.

Filtrele dinamice realizează separarea impurităților prin centrifugare.

Filtrele dinamice se întâlnesc în două variante constructive; a) cu antrenare mecanică (fig. 6.13), funcționând la turația arborelui cotit; b) cu jet liber (fig. 6.14).

Filtrele antrenate mecanic sunt complicate și necesită o întreținere dificilă.

Filtrele cu jet liber nu impun probleme constructive la amplasarea pe motor. În cazul acestor filtre principiul de funcționare este următorul: uleiul sub presiune intră în cavitatea rotorului și iese prin două orificii calibrate 10 (fig. 6.14) diametral opuse. Astfel, sub efectul forței dezvoltate de cele două jeturi de ulei, rotorul 3 se învârtă cu turații foarte mari 5000-10000 rot/min. Sub acțiunea forței centrifuge impuritățile sunt proiectate pe carcasa filtrului, iar uleiul curat este dirijat spre carter. Folosirea filtrelor centrifugale determină o reducere a uzurii medii (la cilindru-de 1,6 ori; la arborele cotit-de 2,5 ori).

6.3. Radiatorul de ulei

În timpul funcționării motorului cu ardere internă uleiul din instalația de ungere se încălzește; pentru a păstra o temperatură constantă optimă a acestuia, în circuitul de ulei se introduce radiatorul de ulei.

Radiatorul de ulei este destinat să transmită o anumită cantitate de căldură de la uleiul încălzit spre mediul înconjurător.

Radiatoarele de ulei se construiesc în două variante în funcție de agentul care preia căldura de la ulei: radiatoare răcite cu lichid, radiatoare răcite cu aer.

Radiatoare răcite cu lichid (fig. 6.15) prezintă un dezavantaj: dimensiuni mari de gabarit, însă asigură o încălzire rapidă a uleiului după pornire și o temperatură mai stabilă indiferent de condițiile de exploatare.

Radiatoarele răcite cu aer (fig. 6.16) au avantajul unor dimensiuni de gabarit mai reduse, sunt mai ușor realizabile din punct de vedere constructiv. Radiatoarele răcite cu aer nu pot asigura o temperatură stabilă a uleiului și nici încălzirea acestuia după pornire ca în cazul precedent.

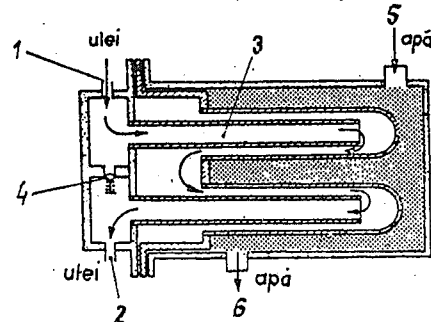


Fig. 6.15. Radiator de ulei răcit cu apă

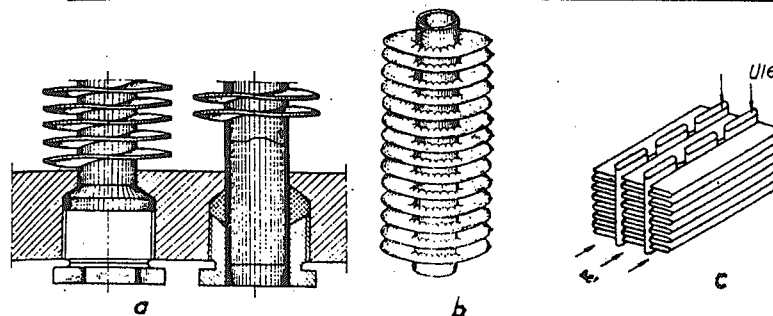


Fig. 6.16. Radiatoare de ulei răcite cu aer

În general, pentru a preveni unele avarii ale radiatorului la funcționarea motorului insuficient încălzit sau la o temperatură scăzută a mediului ambiant, radiatorul de ulei este prevăzut cu o supapă de siguranță. Arcul supapei este tarat astfel ca supapa să se deschidă la o diferență de presiune de (0,15...0,2) MPa, permițând uleiului să treacă în baia de ulei fără să mai traverseze radiatorul.

Radiatorul poate fi scos din funcțiune cu ajutorul unui robinet acționat manual în cazul funcționării motorului la temperaturi scăzute ale mediului ambiant.

6.4. Aparat de siguranță și control

Datorită rolului deosebit de important pe care-l are instalația de ungere în asigurarea funcționării motorului, aceasta trebuie să fie prevăzută cu o serie de aparate de siguranță și control. Astfel, pentru verificarea presiunii prescrise, instalația este prevăzută cu un manometru, iar pentru controlul temperaturii uleiului se utilizează un termometru.

Nivelul uleiului în carter se controlează cu un indicator sub formă de tijă pe care sunt prevăzute două repere (MIN, MAX). Depășirea reperelor de pe tijă are urmări negative pentru funcționarea motorului. Astfel, depășirea reperului superior (MAX) are ca efect formarea unui nor excesiv de ulei în carter, întrucât bielele ating suprafața uleiului, provocând barbotarea lui. Ca urmare, pe oglinda cilindrului va apare o cantitate prea mare de ulei ce intensifică procesul de formare a calaminei. Scăderea nivelului uleiului sub reperul inferior este periculoasă, deoarece se poate întrerupe absorbția și debitarea uleiului de către pompa de ulei către punctele de ungere, efectele fiind dintre cele mai nefavorabile.

6.5. Conducte și canalizații

Debitarea uleiului la diferitele puncte de ungere se realizează prin intermediul conductelor și canalizațiilor.

Diametrul conductelor se dimensionează din condiția realizării unor viteze de trecere admise. Pentru conducta de aspirație a uleiului din baie, viteza de trecere admisă la turația nominală a motorului este egală cu 2,5 m/s, iar pentru conductele și canalizațiile de presiune – nu trebuie să depășească 4...4,5 m/s. Diametrul canalizației din blocul motorului, care duce la rampa principală de ungere, trebuie să depășească valorile de 6...8 mm.

Conductele turnate se utilizează numai înaintea filtrelor pentru a se evita pătrunderea de nisip sau alte particule în circuitul de ungere. Se vor evita, pe cât e posibil, la canalizațiile din bloc situate în spatele filtrelor a spațiilor goale, în care s-ar putea aduna diferite impurități.

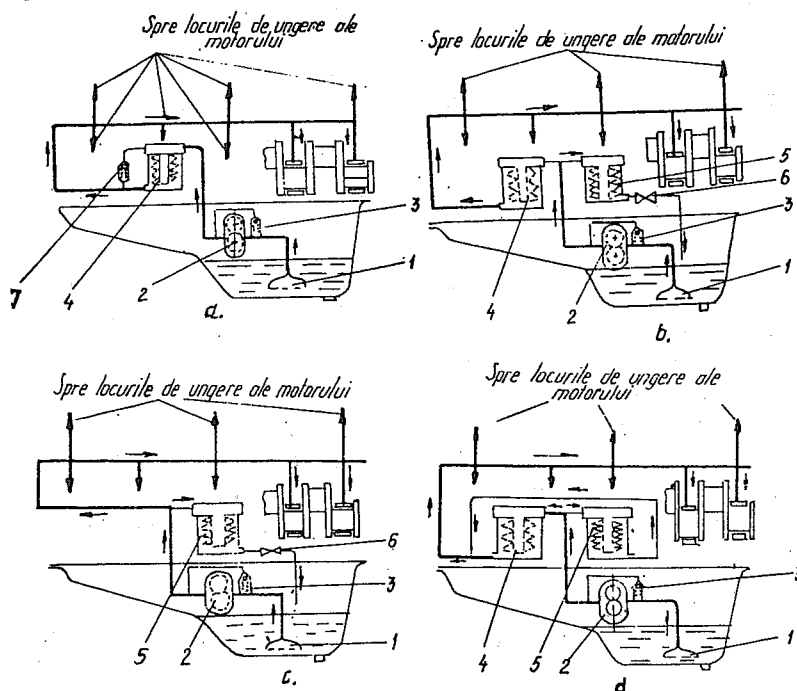


Fig. 6.17. Schema de amplasare a filtrelor de ulei

Se va acorda o atenție deosebită etanșării mai ales a îmbinării conductei de aspirație cu sorbul.

6.6. Amplasarea filtrelor în circuitul de ungere

Filtrele pot fi montate în circuitul de ungere după mai multe scheme, fiecare din acestea prezentând atât avantaje, cât și dezavantaje.

Amplasarea filtrului în circuitul principal al instalației de ungere (fig. 6.17, a). Prin filtru trece întreaga cantitate de ulei debitată spre punctele de ungere. Uleiul se reîntoarce în baie numai după ce a parcurs întreg circuitul de ungere. Filtrarea în acest caz este de o finețe medie din cauza cantității mari de ulei și a dimensiunilor reduse ale filtrelor. Filtrul este prevăzut cu o supapă de scurtcircuitare care în cazul îmbăxirii filtrului va permite trecerea uleiului spre locurile de ungere fără a mai trece prin filtru sau cu un indicator de avarie care va opri motorul la îmbăxirea filtrului.

Acest mod de amplasare a filtrului este eficient.

Amplasarea filtrului în circuitul secundar al instalației de ungere (by-pass). Aceste scheme sunt prezentate în fig. 6.17, b și c și se prevede ca o parte din uleiul nefiltrat, de pompa de ulei să fie trimis într-un circuit secundar, unde se filtrează, după care revine în baia de ulei. Cantitatea de ulei care străbate circuitul secundar este de 10-15% din cantitatea de ulei aflată în circuitul de ungere. În cazul filtrelor centrifugale cu jet liber, cantitatea de ulei deviată poate ajunge până la 20% sau chiar să depășească această valoare.

Există sisteme de ungere, la care filtrul din circuitul principal poate să lipsească, doar o fracțiune din uleiul din instalația de ungere să treacă prin filtrul din circuitul secundar. Această schemă este mai puțin avantajoasă decât schema care prezintă un filtru în circuitul principal.

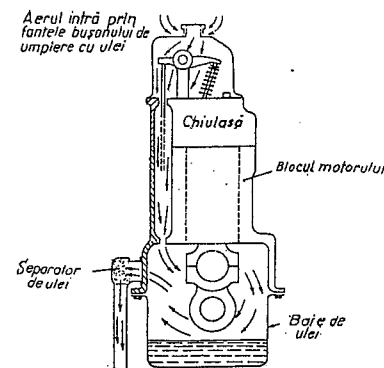


Fig. 6.18. Schema circulației aerului pentru ventilație

Amplasarea filtrelor în paralel. În cazul amplasării filtrelor în paralel (fig. 6.17, d) acestea pot avea forma unui cartuș. Caracteristic acestui sistem este faptul că uleiul, după ce a trecut prin filtrul din circuitul secundar, se reîntoarce în circuitul principal, ajungând apoi la locurile de ungere.

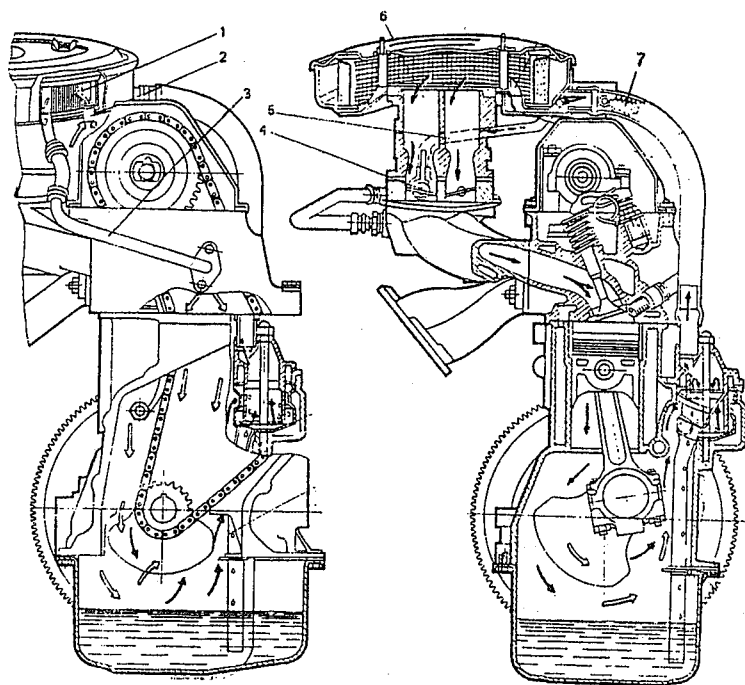


Fig. 6.19. Schema ventilației carterului: 1 - element filtrant; 2 - racord; 3, 5 - conducte; 4 - sertar; 6 - canal de aer; 7 - stingător de flacără

6.7. Ventilația carterului

În timpul funcționării motorului cu ardere internă din cauza etanșării imperfecte a cuplului piston-segmenți-cilindru în carter pătrunde o cantitate de gaze arse, vapori de apă și bioxid de sulf, care intensifică formarea depozitelor în carter, produc substanțe cu acțiune corozivă și oxidează uleiul din carter.

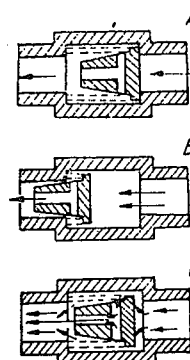
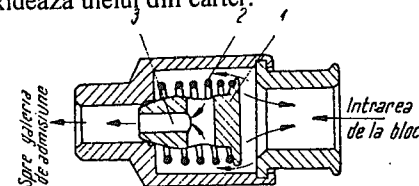


Fig. 6.20. Pozițiile de lucru ale supapei de reglare a ventilației carterului: 1 - supapa; 2 - arc; 3 - orificiu calibrat; A - motor oprit; B - motorul funcționează la turații mici: gazele trec numai prin orificiul din supapă; C - motorul funcționează în regim normal, trecere liberă a gazelor în galeria de aspirație

Eliminarea gazelor arse și a vaporilor de combustibil din carterul motorului se realizează prin ventilația carterului și se poate obține în două moduri: gazele se elimină direct în atmosferă sau se aspiră în colectorul de admisie.

În fig. 6.18. se prezintă schema circulației aerului pentru ventilație la un motor la care gazele se elimină direct în atmosferă, după ce în prealabil au fost trecute printr-un filtru separator de ulei.

Schema ventilației carterului cu aspirația gazelor în colectorul de admisie este prezentată în fig. 6.19. În cazul acestui procedeu se limitează poluarea atmosferei.

Supapa 4 are rolul de a regla transferul de gaze din carter în colector în funcție de sarcina motorului și cantitatea de gaze scăpate în carter. În cazul motorului oprit, supapa este închisă. Dacă motorul funcționează la turații reduse, gazele trec numai prin orificiul calibrat al supapei. În cazul funcționării motorului la regim normal supapa este deschisă complet, gazele trecând prin orificiul supapei.

6.8. Ungerea motoarelor în doi timpi cu baleiaj prin carter

În cazul motoarelor în doi timpi cu baleiaj prin carter ungerea suprafețelor aflate în mișcare relativă prezintă o serie de dificultăți, întrucât în carter nu se poate introduce ulei, datorită suprapresiunii pentru baleiaj și comunicației directe dintre carter și interiorul cilindrului. Ungerea în acest caz se realizează prin intermediul combustibilului după două procedee: a) amestecarea uleiului cu combustibil; b) injectarea uleiului în curentul de amestec aer-benzină în carburator.

În primul caz uleiul se amestecă cu combustibil în anumite proporții (4-5%), procedeul este simplu și ieftin (fig. 6.21).

În al doilea caz procedeul implică prezența unei pompe de joasă presiune, care să injecteze ulei în carburator. Sistemul este mai complicat, însă cu ajutorul lui se obține o reducere considerabilă a consumului de ulei.

Suprafețele aflate în mișcare relativă, indiferent de procedeul utilizat, se ung astfel: amestecul de aer, picături fine de ulei și benzină, vapori de benzină ajunge în carter, unde datorită contactului cu piesele calde, o parte din benzină se vaporizează, iar picăturile de ulei din amestec se depun pe fusurile și brațele arborelui cotit, care le proiectează pe oglinda cilindrului. În acest fel se ung fusurile arborelui cotit și partea inferioară a cilindrului. Datorită cantității insuficiente de ulei fusurile arborelui cotit sunt prevăzute cu lagăre de rostogolire. Amestecul, o dată pătruns în cilindru, continuă să joace rolul de lubrifiant. Astfel, benzina se vaporizează în continuare, picăturile de ulei depunându-se pe oglinda cilindrului, asigurând ungerea pistonului și a segmentelor.

În cazul sporirii cantității de ulei pentru ungere, nu se asigură o ungere mai bună, ci se poate provoca mărirea cantității de depuneri din cauza arderii incomplete.

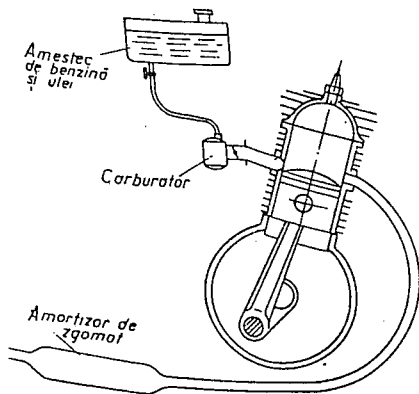


Fig. 6.21. Ungerea motorului în doi timpi cu baleiaj prin carter

6.9. Consumul de ulei

În timpul funcționării motorului cu ardere internă, uleiul instalația de ungere se consumă. Consumul de ulei constituie un criteriu pentru aprecierea perfecțiunii construcției motorului și a calității uleiului.

Uleiul din sistemul de ungere se consumă prin: a) ardere în camera de ardere; b) vaporizare în carter; c) scurgere prin neetanșeități. Pondere cea mai mare a consumului de ulei o reprezintă arderea uleiului pătruns în camera de ardere prin efectul de pompaj al segmentelor prin jocurile dintre tija supapei și ghidul supapei sub efectul aspirației, care are loc la deschiderea supapei de admisie.

Arderea uleiului în camera de ardere, pe lângă faptul că antrenează completarea cantității de ulei, este și sursa principală de formare a calaminei.

Asupra consumului de ulei influențează mai mulți factori și anume: calitatea uleiului; regimul de funcționare al motorului; starea tehnică a motorului.

Proprietățile fizice ale uleiului, ca vâscozitatea și volatilitatea, exercită importante influențe asupra consumului de ulei. Consumul de ulei depinde foarte mult de starea tehnică a motorului, de aceea este luat drept criteriu de apreciere a uzurii motorului. La creșterea jocurilor dintre piston și segmente, se amplifică fenomenul de pompaj, ceea ce permite unei cantități de ulei să ajungă în camera de ardere. Arderea unei cantități de ulei se poate constata după fumul albastru din gazele de evacuare.

Turația motorului exercită de asemenea o influență importantă asupra consumului de ulei. Acesta se explică prin proiectarea pe oglinda cilindrului a unei cantități sporite de ulei prin jocurile dintre fusul manetonului și cuzinet sub efectul unei forțe centrifuge mai mari, având ca urmare mărirea cantității de ulei introdusă în camera de ardere.

La motoarele actuale consumul de ulei variază între 3-10 g/kW.h, reprezentând 1,0-3,0% din consumul de combustibil. La motoare cu baleiaj în carter, consumul de ulei se situează între 10-20 g/kW.h.

6.8. Ungerea motoarelor în doi timpi cu baleiaj prin carter

În cazul motoarelor în doi timpi cu baleiaj prin carter ungerea suprafețelor aflate în mișcare relativă prezintă o serie de dificultăți, întrucât în carter nu se poate introduce ulei, datorită suprapresiunii pentru baleiaj și comunicației directe dintre carter și interiorul cilindrului. Ungerea în acest caz se realizează prin intermediul combustibilului după două procedee: a) *amestecarea uleiului cu combustibil*; b) *injectarea uleiului în curentul de amestec aer-benzină în carburator*.

În primul caz uleiul se amestecă cu combustibil în anumite proporții (4-5%), procedeul este simplu și ieftin (fig. 6.21).

În al doilea caz procedeul implică prezența unei pompe de joasă presiune, care să injecteze ulei în carburator. Sistemul este mai complicat, însă cu ajutorul lui se obține o reducere considerabilă a consumului de ulei.

Suprafețele aflate în mișcare relativă, indiferent de procedeul utilizat, se ung astfel: amestecul de aer, picături fine de ulei și benzină, vapori de benzină ajunge în carter, unde datorită contactului cu piesele calde, o parte din benzină se vaporizează, iar picăturile de ulei din amestec se depun pe fusurile și brațele arborelui cotit, care le proiectează pe oglinda cilindrului. În acest fel se ung fusurile arborelui cotit și partea inferioară a cilindrului. Datorită cantității insuficiente de ulei fusurile arborelui cotit sunt prevăzute cu lagăre de rostogolire.

Amestecul, o dată pătruns în cilindru, continuă să joace rolul de lubrifiant. Astfel, benzina se vaporizează în continuare, picăturile de ulei depunându-se pe oglinda cilindrului, asigurând ungerea pistonului și a segmentelor.

În cazul sporirii cantității de ulei pentru ungere, nu se asigură o ungere mai bună, ci se poate provoca mărirea cantității de depuneri din cauza arderii incomplete.

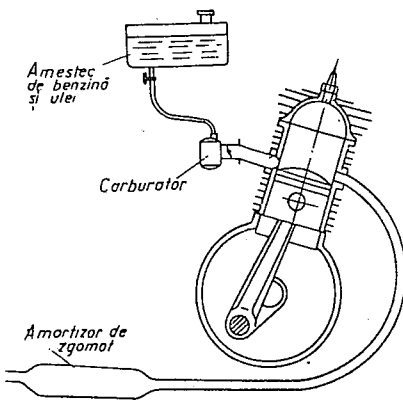


Fig. 6.21. Ungerea motorului în doi timpi cu baleiaj prin carter

6.9. Consumul de ulei

În timpul funcționării motorului cu ardere internă, uleiul din instalația de ungere se consumă. Consumul de ulei constituie un criteriu pentru aprecierea perfecțiunii construcției motorului și a calității uleiului.

Uleiul din sistemul de ungere se consumă prin: a) *ardere în camera de ardere*; b) *vaporizare în carter*; c) *scurgere prin neetanșeități*.

Ponderea cea mai mare a consumului de ulei o reprezintă arderea uleiului pătruns în camera de ardere prin efectul de pompaj al segmentelor și prin jocurile dintre tija supapei și ghidul supapei sub efectul aspirației, care are loc la deschiderea supapei de admisie.

Arderea uleiului în camera de ardere, pe lângă faptul că antrenează completarea cantității de ulei, este și sursa principală de formare a calaminei.

Asupra consumului de ulei influențează mai mulți factori și anume: calitatea uleiului; regimul de funcționare al motorului; starea tehnică a motorului.

Proprietățile fizice ale uleiului, ca vâscozitatea și volatilitatea, exercită importante influențe asupra consumului de ulei.

Consumul de ulei depinde foarte mult de starea tehnică a motorului, de aceea este luat drept criteriu de apreciere a uzurii motorului. La creșterea jocurilor dintre piston și segmente, se amplifică fenomenul de pompaj, ceea ce permite unei cantități de ulei să ajungă în camera de ardere. Arderea unei cantități de ulei se poate constata după fumul albastru din gazele de evacuare.

Turația motorului exercită de asemenea o influență importantă asupra consumului de ulei. Acesta se explică prin proiectarea pe oglinda cilindrului a unei cantități sporite de ulei prin jocurile dintre fusul manetonului și cuzinet sub efectul unei forțe centrifuge mai mari, având ca urmare mărirea cantității de ulei introdusă în camera de ardere.

La motoarele actuale consumul de ulei variază între 3-10 g/kW-h, reprezentând 1,0-3,0% din consumul de combustibil. La motoarele în doi timpi cu baleiaj în carter, consumul de ulei se situează între 10-20 g/kW-h.

6.10. Calculul instalației de ungere

Calculul lagărelor. Forțele care acționează asupra lagărelor și dimensiunile fusurilor arborelui cotit se determină pe baza calculului dinamic.

Lagărele cilindrice de alunecare se calculează după teoria hidrodinamică a ungerii și constă în determinarea sarcinii în condițiile cele mai grele de lucru și a jocului minim și relativ, în care se menține frecarea lichidă.

Jocurile minime se calculează din relația:

$$h_{min} = 55 \cdot 10^{-10} \cdot c \frac{\eta \cdot n \cdot d}{p_f \cdot \psi} \text{ [cm]}, \quad (6.1)$$

unde

n – turația arborelui cotit, rot/min;

η – viscozitatea dinamică;

c – coeficientul de corecție: $c = 1 / (1 + d / l)$;

d, l – diametrul și respectiv lungimea suprafeței de sprijin a lagărului;

ψ – jocul relativ: $\psi = \Delta / d$;

Δ – jocul diametral, care, pentru fusuri cu diametrul de 50-100 mm, se află în limitele: pentru lagăre turnate din babil
 $\Delta = (0,4 - 0,5) \cdot 10^{-3} d$; pentru lagăre turnate din bronz
 cu plumb – $\Delta = (0,7 - 1,0) \cdot 10^{-3} d$;

p_f – presiunea pe suprafața de sprijin a lagărului, MPa;
 $p_f = R / d \cdot l$;

R – forța rezultantă care acționează asupra lagărului.

Valoarea calculată cu relația (6.1) trebuie să fie mai mică decât valoarea jocurilor minime admisibile calculate cu relația:

$$h_{min} = (H_1 + H_2) \cdot K_h \quad (6.2)$$

unde

H_1 și H_2 – înălțimea microneregularităților lagărului și fusului care pentru diferite prelucrări au următoarele valori în μm : rectificarea 0,2...0,8; superfinisare 0,05...0,25;
 K_h – coeficientul de siguranță.

Coeficientul de siguranță se poate calcula din următoarea expresie:

$$K_h = h_{min} / (H_1 + H_2) \quad (6.3)$$

Coeficientul K_h ține seama de abaterile de la forma geometrică a celor două piese, în general acest coeficient se poate adopta: $K_h=5$.

Calculul debitului de ulei. Debitul de ulei din instalația de ungere se poate calcula în două moduri:

a) în baza lucrului mecanic de frecare din lagăr și calculului termic se determină debitul de ulei ($V'u$) necesar pentru evacuarea cantității de căldură rezultată de la frecarea în lagăr.

$$V'u = \frac{0,523 \cdot 10^{-6} \cdot p_f \cdot d^2 \cdot l \cdot n \cdot f}{C_u \cdot \rho_u \cdot (T_{ue} - T_{ui})} \text{ [m}^3/\text{s]}, \quad (6.4)$$

unde p_f – presiunea pe suprafața de sprijin a lagărului, MPa;

d, l – respectiv diametrul și lungimea fusului, mm;

n – turația motorului, rot/min;

f – coeficientul de frecare lichidă din lagăr;

$$f = (2,5 \dots 4,5) \cdot 10^{-3};$$

C_u – căldura specifică a uleiului, kJ/kg.K;

ρ_u – masa specifică a uleiului, kg/m³;

T_{ue}, T_{ui} – temperatura de intrare și ieșire din lagăr, K.

Cunoscând debitul de ulei $V'u$ se poate determina debitul de ulei necesar pentru ungerea a K fusuri ale arborelui cotit

$$V_{ua} = K V'u \quad (6.5)$$

ceea ce reprezintă aproximativ 15...50% din debitul de ulei care trece prin conducta principală.

Debitul de ulei care trece prin conducta principală este:

$$V_{ur} = (2 \dots 7) V_{ua}, \quad (6.6)$$

iar debitul pompei (V_{up}) este superior debitului (V_{ur}) cu 15...25%.

b) debitul pompei de ulei se poate determina pe baza bilanțului energetic, considerând că uleiul preia căldura dezvoltată, prin frecare, care reprezintă o fracțiune din căldura degajată în cilindru.

$$Q_u = f \cdot Q_c \quad (6.7)$$

unde

$Q_c = G_c \cdot Q_b$, în care $G_c = 10^{-3} \cdot g_e \cdot P_e$ – consumul orar de combustibil,

kg/h;

g_e – consumul specific de combustibil, g/kW.h;

P_e – puterea motorului, kW;

Q_i – puterea calorică a combustibilului, kJ/kg.

Deci, $Q_u = 10^{-3} \cdot f \cdot Q_i \cdot g_e \cdot P_e$ [kJ/kg]. (6.8)

Din ecuația calorimetrică se determină debitul de ulei din conducta principală, necesar pentru evacuarea căldurii.

$$V_{ur} = \frac{Q_u}{C_u \cdot \rho_u \cdot \Delta T_u} \quad (6.9)$$

Ținând seama de valorile $C_u \cdot \rho_u = (1674...1883)$ kJ/m³ și $\Delta T_u = 288K$ rezultă

$$V_{ur} = (9...20) P_e \text{ l/h.}$$

În general pentru M.A.S. răcite cu lichid

$$V_{ur} = (7...10) P_e \text{ l/h,}$$

iar pentru motoarele răcite cu ulei

$$V_{ur} = (20...25) P_e \text{ l/h,}$$

Calculul pompei de ulei. La calculul pompei de ulei se are în vedere ca debitul acesteia să fie de peste două ori mai mare decât debitul de ulei necesar în circuitul de ungere.

Se adoptă debitul de ulei necesar în circuit pentru M.A.S.:

$V_{up} = (12...25) P_e$, l/h; $V_{up} = (20...45) P_e$, l/h; unde P_e este puterea motorului în kW.

Debitul pompei cu roți dințate se poate calcula din următoarea expresie:

$$V_{pr} = \frac{V_{up}}{\eta_p} = 2\pi m^2 z b \cdot n_p \cdot 60 \cdot 10^{-6} \left[\frac{l}{h} \right], \quad (6.10)$$

unde

η_p – randamentul volumetric al pompei $\eta_p = 0,7...0,8$;

m – modulul roților dințate;

b – lățimea roții în mm;

n_p – turația roții conductoare a pompei în rot/min.

În general turația pompei se adoptă jumătate la turația arborelui cotit, iar viteza periferică W_p a roților dințate se limitează la 7...10 m/s, pentru a nu diminua randamentul volumetric.

Dacă se adoptă turația n_p și W_p , se determină diametrul exterior al roții dințate din ecuația:

$$D_e = 60000 \frac{W_p}{\pi} n_p \quad [\text{mm}] \quad (6.11)$$

Din ecuația (6.10) se determină lățimea roții b ; după ce se adoptă înălțimea dintelui $h = (2...2,3)m$; numărul de dinți $z = 6...10$, ținându-se cont că $D_e = m(z+2)$, unde m este modulul roții dințate $m = 3,5...4,75$.

$$b = \frac{V_{pr}}{2\pi \cdot m^2 z \cdot n_p \cdot \eta_p \cdot 60 \cdot 10^{-6}} \quad [\text{mm}].$$

Puterea necesară pentru antrenarea pompei de ulei se determină din relația:

$$P_p = \frac{V_{pr} \cdot \Delta p_u}{3700 \cdot \eta_m} = \frac{V_{pr} \cdot (P_{ev} - P_a)}{3700 \cdot \eta_m} \quad [\text{kW}], \quad (6.12)$$

unde

Δp_u – căderea de presiune $\Delta p_u = (4...8) \cdot 10^5$ [N/m²];

$\eta_m = 0,85...0,9$ – randamentul mecanic al pompei de ulei.

Volumul de ulei din baie V_{uc} se determină ținând cont că uleiul efectuează 100...200 treceri într-o oră; rezultă că: $V_{uc} = V_{ur} / (100...200)$.

Volumul de ulei din baie se poate calcula utilizând relațiile:

$V_{uc} = (0,065...0,13) P_e$ – pentru M.A.S. de autoturisme;

$V_{uc} = (0,13...0,2) P_e$ – pentru M.A.S. de autocamioane și autobuse;

$V_{uc} = (0,14...0,23) P_e$ – pentru M.A.C.

Calculul radiatorului de ulei. Acest calcul are ca scop dimensionarea suprafeței de răcire necesară transmiterii căldurii preluate de ulei din motor și cedate mediului de răcire.

Pentru un radiator răcit cu aer, suprafața exterioară de răcire se calculează cu relația:

$$F_2 = \frac{Q_u}{K_u (t_u - t_a)} \quad [\text{m}^2], \quad (6.13)$$

unde

$$K_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad - \text{expresia simplificată a coeficientului}$$

global de transmitere a căldurii de la ulei la aer [kJ/m²·hK];

ψ – coeficient de nervurare, $\psi = 2,5...3,5$;

F_1 – suprafața interioară în contact cu uleiul;

F_2 – suprafața exterioară a radiatorului;

t_u – temperatura medie a uleiului, $t_u=75...80^\circ\text{C}$;

t_a – temperatura medie a aerului, $t_a=40^\circ\text{C}$;

α_1 – coeficientul de transmitere a căldurii de la ulei la pereți
 $\alpha_1=180...400$, W/mK;

α_2 – coeficientul de transmitere a căldurii de la pereți la aer
 $\alpha_2=70...140$, W/mK;

$K_u=30...70$ W/m²K.

La răcitorul de ulei cu apă suprafața exterioară de răcire se calculează în modul următor:

– se acceptă viteza de circulare a uleiului în radiator $V=0,1...0,5$ [m/s], iar coeficientul global de transmitere a căldurii de la ulei la apă este $k_a=120...300$ W/m²K.

Deci,

$$F_2 = \frac{Q_a}{k_a(t_u - t_a)} \quad [\text{m}^2]. \quad (6.14)$$

Debitul de lichid de răcire pentru radiator se calculează din relația:

$$V_a = \frac{Q_u}{\rho_a \cdot c_a \cdot \Delta t_a}, \quad (6.15)$$

unde

Q_u – căldura evacuată [W];

ρ_a – densitatea apei la temperatura și presiunea mediului ambiant;

c_a – căldura specifică a apei;

Δt_a – căderea de temperatură a apei în radiator.

Calcul filtrelor. Suprafața activă de filtrare F se calculează din relația:

$$F = 10^3 V_u / 60W, \quad [\text{cm}^2] \quad (6.16)$$

unde

V_u – debitul de ulei, l/min;

$W = \frac{\Delta p}{\eta R}$ – viteza uleiului în filtru, cm/s; în general viteza uleiului

$W=2...12$ cm/s;

ΔP – căderea de presiune din filtru; în stare curentă

$\Delta P=(0,02...0,05)$ MPa, la îmbâșire $\Delta P=(0,08...0,12)$ MPa;

η – vâscozitatea uleiului $\eta=(2...2,2)10^{-6}$ N·s/cm;

R – rezistența elementului de filtrare, $R=(1...10) \cdot 10^6$ [cm⁻¹].

Suprafața de filtrare calculată cu relația (6.15) reprezintă suprafața totală a porilor, de aceea se numește suprafața activă a filtrului.

Suprafața nominală a filtrului F_n se determină cu ajutorul relației:

$$F_n = K \cdot F, \quad (6.17)$$

unde K – factor care ține cont de materialul dintre pori și ia următoarele valori: $K=3,3...3,6$ la filtrele de sită și $K=3,3...5,0$ la filtrele cu fir de sârmă.

7. SISTEMUL DE RĂCIRE

7.1. Principii de funcționare a sistemului de răcire

Sistemul de răcire evacuează forțat o anumită cantitate de căldură de la cilindri și chiulasa motorului, transmitând-o aerului înconjurător. Necesitatea sistemului de răcire este determinată de faptul că piesele motorului care vin în contact cu gazele arse, se încălzesc foarte puternic. Dacă aceste piese nu se răcesc din cauza supraîncălzirii, se poate arde pelicula de ulei de pe cilindri, piesele motorului se pot dilata foarte mult, iar cele aflate în mișcare se pot gripa. În plus, mai e de menționat pericolul deteriorării unora dintre piese datorită reducerii rezistenței mecanice a materialului cu creșterea temperaturii. Utilizarea unor materiale refractare și, în special, a nitrurilor de siliciu deschide perspective pentru diminuarea intensității răcirii unor piese care delimitează camera de ardere.

Eficiența sistemului de răcire trebuie privită însă și din punctul de vedere al influenței sale asupra performanțelor motorului.

Spre exemplu la M.A.S. contactul încărcăturii proaspete cu pereții calzi ai canalelor de admisie din chiulasă, cu supapa, cu pereții camerei de ardere, pereții cilindrului și capul pistonului conduce la micșorarea coeficientului de umplere din cauza creșterii temperaturii și reducerii densității încărcăturii reținute în cilindru la sfârșitul admisiei. În același timp, însă, este important de evidențiat că o temperatură prea scăzută a pereților cilindrului provoacă mărirea pierderilor mecanice (datorită creșterii vâscozității lubrifiantului) și amplifică pierderile de căldură, micșorând randamentul indicat. În cazul unei răciri exagerate și îndelungate a cilindrilor, se ajunge la uzuri premature ale pieselor din grupa cilindru-piston din cauza diluării peliculei de ulei cu fracțiuni grele de combustibil condensate pe cilindru sau prelinse din conducta de admisie.

Se poate concluziona că pentru M.A.S. trebuie căutate intensitățile optime de evacuare a căldurii care să asigure o temperatură relativ constantă a cilindrilor la valorile cele mai potrivite pentru lubrifiantul utilizat, în timp ce intensitățile de evacuare a căldurii din chiulasă trebuie stabilite din condiția asigurării unui coeficient de umplere cât mai ridicat și a unor pierderi minime prin răcire. Cercetările științifice demonstrează că sunt de

mare eficiență în ceea ce privește creșterea performanțelor de putere și economicitate a motorului intensitățile mai pronunțate de răcire a chiulasei în comparație cu cele ale cilindrului. În plus, prin aceasta se ameliorează și efectele poluante ale motorului, deoarece printr-o răcire mai intensă a chiulasei se favorizează evacuarea gazelor arse din cilindru, canalele de evacuare din chiulasă având temperaturi mai scăzute, în timp ce gazele reziduale au temperaturi mai ridicate, toate acestea permițând o anumită creștere a coeficientului de exces de aer. Explicația temperaturii mai ridicate a gazelor reziduale constă în faptul că acestea vin în contact în timpul cursei de evacuare cu pereții cilindrului și cu capul pistonului care au temperaturi suficient de ridicate (*fiind răcite mai puțin intens*), iar temperatura gazelor arse la sfârșitul destinderii are valori mai mari datorită diminuării transferului de căldură prin cilindri.

La M.A.C. problema răcirii cere o analiză riguroasă a câtorva aspecte deosebite de cele prezentate mai sus. Admițând o temperatură mai ridicată a chiulasei, se mărește temperatura aerului, se ușurează autoaprinderea și se micșorează pierderile prin răcire, sporind economicitatea motorului. Totodată se reduce rigiditatea funcționării, micșorându-se gradientul de creștere a presiunii în timpul arderii. Creșterea temperaturii chiulasei în anumite limite nu influențează hotărâtor scăderea coeficientului de umplere, avantajele amintite mai sus fiind preponderente.

Prin urmare, intensitatea răcirii chiulasei la M.A.C. trebuie stabilită din condițiile de rezistență a materialelor camerei de ardere și supapelor, precum și din condiția asigurării ungerii la tije supapelor, căutându-se valorile optime ale temperaturii care asigură performanțele maxime de economicitate, putere și mers liniștit. Intensitatea răcirii cilindrilor se stabilește din condiția asigurării unei bune funcționări a pieselor din grupa cilindru-piston, unei ungeri eficiente a acestora în funcție de lubrifiantul utilizat, avându-se în vedere că la aceste motoare se evacuează mai multă căldură prin cilindri, îndeosebi când camera de ardere este practică în piston.

Tot pentru ameliorarea condițiilor de formare a amestecului și de ardere la M.A.C., în special la sarcini mici, se preferă menținerea unui regim termic ridicat al cilindrilor prin practicarea răcirii "fierbinți". În acest caz lichidul de răcire se menține la temperaturi relativ înalte (până la 93°C) în funcție de sarcina motorului, pentru a asigura încălzirea aerului și vaporizarea combustibilului în bune condițiuni.

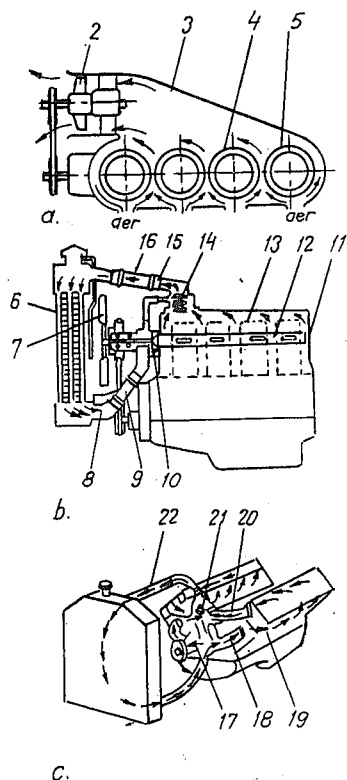


Fig. 7.1. Sistemul de răcire: a - cu aer; b - cu lichid; c - motoarelor în V

În funcție de aceste cerințe, diferitele motoare de autovehicule pot fi răcite cu aer sau cu lichid.

La răcirea cu aer (fig. 7.1, a) căldura este transferată direct de la cilindri și chiulasă la aerul de răcire care spală aceste piese. Pentru mărirea suprafeței de transfer de căldură pe cilindrii 5 și pe chiulasă se prevăd aripioare 4 obținute prin turnare. Cilindrii sunt înconjurați de carcasa de tablă 3, formându-se un circuit organizat al aerului de răcire vehiculat de ventilatorul 2. Ventilatorul este antrenat printr-o curea de la fulia de pe arborele cotit.

În ansamblu, sistemul de răcire trebuie să satisfacă următoarele cerințe:

- să favorizeze desfășurarea proceselor termogazodinamice cu pierderi minime;

- să nu permită supraîncălzirea sau suprarăcirea motorului la toate regimurile de funcționare prin exploatarea autovehiculului în diverse condiții climatice și de drum;

- să necesite un consum cât mai mic de putere pentru antrenarea agregatelor sale;

- să dispună de o capacitate cât mai mare, caracterizată prin raportul între suprafața de răcire și volumul ocupat;

- să atingă o siguranță și durabilitate cât mai mare în exploatare și comoditate în executarea reglajelor și lucrărilor de întreținere, stabilite cât mai mare a parametrilor funcționali ai sistemului în decursul unui ciclu de exploatare;

- să se asigure simplitatea construcției și tehnologiei de execuție și montaj, întrebuintându-se materiale cât mai ieftine;

- să se caracterizeze printr-o greutate cât mai mică.

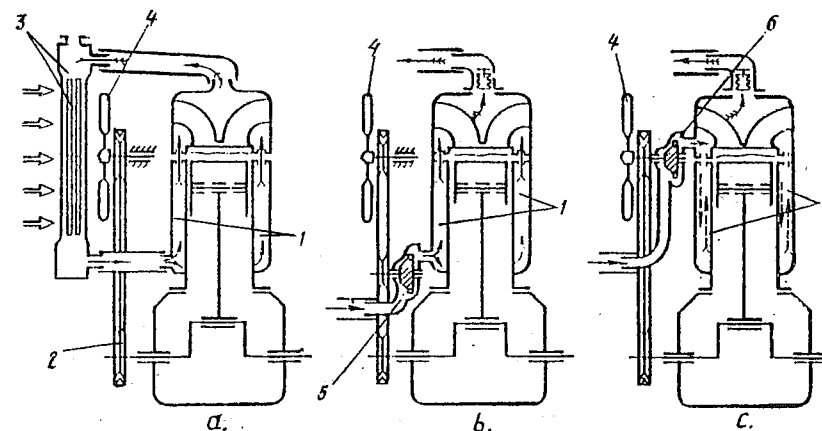


Fig. 7.2. Schema sistemului de răcire cu lichid: a - cu termosifon; b - cu circulație forțată; c - combinată. 1 - camașa de răcire; 2 - acționarea pompei de apă; 3 - radiatorul; 4 - ventilatorul; 5 - pompa de apă

Răcirea cu lichid în conformitate cu organizarea circulației lichidului în sistem poate fi: cu termosifon (fig. 7.2, a), cu circuit forțat (fig. 7.2, b) și combinată (fig. 7.2, c).

În cazul circulației forțate (fig. 7.1, b) sistemul este construit din cămășile de răcire 11 și 13 corespunzătoare blocului și chiulasei, radiatorul 6, conductele de legatură 8 și 15 cu furtunurile 9 și 10, distribuitorul de lichid la cilindri 12, ventilatorul 7 și termostatul 14.

Sistemul se umple cu lichid (apă sau lichide cu temperaturi de congelare scăzute), ocupând volumul pus la dispoziție de cămășile de răcire, radiator și tuburile de legătură. În timpul funcționării motorului, pompa antrenată de la arborele cotit asigură o circulație a lichidului prin cămășile de răcire, tuburile de legătură și radiator. Prin distribuitorul 12 lichidul este dirijat, în primul rând, spre punctele cele mai puternic încălzite din blocul cilindrilor. Trecând prin cămășile de răcire din bloc și chiulasă, lichidul spală pereții exteriori ai cilindrilor și camerei de ardere, asigurând temperatura dorită a acestor elemente ale motorului. Lichidul încălzit este transportat prin tubul superior în radiator, unde se ramifică pe tuburi în jeturi cu grosime mică și este răcit de către aerul ce circulă printre tuburile radiatorului, fiind aspirat de către ventilator. Lichidul răcit este aspirat de pompă și trimis din nou în cămășile de răcire ale motorului.

Termostatul 14 montat în racordul superior al circuitului reglează circulația lichidului prin radiator, menținând temperatura optimă a lichidului. La temperaturi scăzute radiatorul este scurtcircuitat, lichidul trecând din chiulasă direct în canalul de aspirație al pompei, de unde revine din nou în cămășile de răcire ale motorului.

La unele motoare cu supape în cap, lichidul este distribuit de la pompă direct la cămășile din chiulasă, asigurându-se o răcire mult mai intensă a scaunelor și ghidurilor de supape, după care lichidul încălzit este condus pe tuburile de legătură spre radiator. Răcirea cilindrilor în acest caz are loc prin circulația pe verticală a lichidului în cămășile din bloc datorită diferenței de temperatură a lichidului din chiulasă și din bloc. Lichidul mai puternic încălzit din bloc este înlocuit de către o parte din lichidul rece introdus de pompă în chiulasă, ceea ce asigură o circulație naturală a lichidului de răcire numită și termosifon.

La motoarele în V cu carburator (fig. 7.1, c) se utilizează de obicei o singură pompă 17, montată pe același arbore cu ventilatorul care pompează lichidul prin două ramificații 18 și prin canalele de distribuție spre cămășile de răcire 19 ale ambelor rânduri de cilindri. Lichidul încălzit este colectat din chiulasă prin canale 20, care sunt de obicei turnate într-o carcasă superioară a blocului, spală termostatul comun 21 și prin racordul superior 22 trece în radiator. Din radiator, lichidul răcit revine printr-un singur racord la pompă.

La M.A.C. în V schema sistemului de răcire poate fi într-o anumită măsură diferită, dar principiul de funcționare este același.

În funcție de modul de realizare a comunicației între interiorul circuitului de răcire și atmosferă, sistemul de răcire forțată cu lichid poate fi deschis sau închis. La sistemul deschis bazinul colector superior al radiatorului comunică permanent cu atmosfera, iar la sistemul închis a cărui aplicare este generalizată la motoarele de automobile, comunicația bazinului colector superior al radiatorului cu atmosferă se realizează numai printr-o supapă specială de tipul vaporii-aer, care are și funcție de supapă de siguranță și este reglată pentru o suprapresiune de 0,09 MPa.

În cazul sistemului de răcire închis, când se lucrează cu presiuni de până la 0,2 MPa, este bine să se prevadă și un circuit de compensare cum se arată în fig. 7.3. Rezervorul de compensare RDC, având un volum de 10...15% din volumul total al sistemului de răcire, este legat în paralel cu circuitul principal ABCDE. Prin conductele C'F și C''F se deplasează vaporii și bulele de aer din circuitul principal spre RDC, iar prin conducta

GA se compensează pierderile prin vaporizare, lichidul revenind din RDC la canalul de aspirație al pompei. Pentru a se putea prelua dilatările lichidului de răcire și în scopul asigurării spațiului de colectare a vaporilor, RDC nu se umple complet cu lichid, ci se lasă liber un volum reprezentând 5...6% din volumul total al sistemului.

Creșterea presiunii în sistem cu 0,01 MPa este însoțită de o creștere a temperaturii de fierbere a lichidului cu 2,1 K. Cu creșterea temperaturii lichidului de răcire crește și căderea de temperatură dintre lichid și aerul ce spală radiatorul și ca urmare se mărește fluxul de căldură cedat prin unitatea de suprafață de radiator, deci se micșorează dimensiunile de gabarit și masa radiatorului. Căderea de temperatură este de 20°C la o creștere a presiunii de 0,1 MPa.

Acestea fiind considerațiile generale privind scopul și principiul de funcționare al sistemului de răcire, în cele ce urmează se vor analiza mai în detaliu sistemele de răcire cu lichid și cu aer.

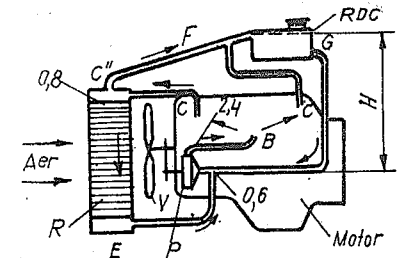


Fig. 7.3. Sistemul de răcire închis

7.1.1. Construcția sistemului de răcire cu lichid

Construcția sistemului de răcire cu lichid trebuie să se bazeze pe câteva principii fundamentale, respectiv în funcționare să se valorifice unele fenomene naturale ce însoțesc procesul de evacuare a căldurii și să se evite unele perturbații funcționale sau defecțiuni provocate de diferite fenomene naturale.

Sensul curentului la circulația forțată a lichidului trebuie ales în așa fel, încât să nu se opună circulației acestuia prin termosifon. La stabilirea sensului de circulație mai trebuie avut în vedere și faptul că în curentul de lichid se formează bule de vaporii și de aer datorită aspirației de aer prin neetanșeități, supraîncălzirii, turbionării jeturilor etc, iar pentru ușurarea eliminării acestor bule circulația curentului de lichid nu trebuie să frâneze deplasarea lor liberă ascendentă.

Formarea de pungi de vapor și de aer în cămășile de răcire din bloc, chiulasă, racorduri, carcasa pompei, etc nu este permisă, întrucât poate produce dezamorsarea circuitului de lichid, iar în cazul blocului și chiulasei poate provoca aprinderea și arderea necontrolată a amestecului etc. Prin urmare, orice pungă superioară rezultată din motive constructive sau tehnologice în circuitul de răcire trebuie să fie pusă în comunicație cu spații superioare din circuit, practicând la nevoie orificiul special destinat acestui scop.

Sistemul de răcire trebuie să se poată goli complet, respectiv nu este permisă rămânerea unor pungi inferioare pline cu lichid după golire. În caz contrar există pericolul înghețării lichidului din aceste spații cu consecințe neplăcute ca, de exemplu, fisurarea cămășilor respective. Prin urmare, și punțile inferioare ce nu pot fi evitate din motive constructive, și tehnologice trebuie să fie puse în comunicație cu canalele de scurgere spre robinetele de golire ale sistemului.

Pompa de lichid trebuie să aspire lichidul provenit din radiator, deci lichid răcit, deoarece în caz contrar rotorul aspiră vaporii produși în cămășile din bloc și chiulasă, reducându-se debitul pompei și durabilitatea ei datorită șocurilor provocate de întreruperea jetului de lichid în canalele rotorului. De asemenea, dacă pompa ar aspira lichidul din motor și nu din radiator, în cămășile de răcire din motor s-ar produce o scădere a presiunii și lichidul ar fierbe la temperatura mai scăzută, ceea ce ar impune micșorarea temperaturii de regim provocând creșterea pierderilor prin răcire.

Tot în legătură cu sensul circulației lichidului în cămășile sistemului de răcire trebuie remarcată tendința de a se renunța la introducerea lichidului direct în cămășile din blocul cilindrilor, întrucât se favorizează în acest fel suprarăcirea cămășilor de cilindru la unele regimuri de funcționare. La unele motoare din acest motiv se introduce lichidul de răcire direct în chiulasă, de unde o cantitate mai mică trece în bloc, iar restul este returnat spre radiator. În acest caz cămășile de răcire ale blocului nu sunt înserate în circuitul forțat general de răcire, cilindrii fiind spălați de către lichid ca urmare a aspirației acestuia printr-o mică fereastră pe suprafața frontală a blocului și introducerea lichidului în pompă și nu în radiator.

Lichidul care circulă prin cămășile blocului are astfel o temperatură mai mare cu 3-4 °C, datorită încălzirii sale la trecerea prin canalele din chiulasă.

Un alt aspect esențial ce trebuie evidențiat cu privire la construcția sistemului de răcire este reglarea temperaturii.

În prezent la majoritatea motoarelor de autovehicule se utilizează termostatul pentru menținerea temperaturii optime a lichidului în cămășile de răcire ale motorului.

Utilizarea termostatatului prezintă un mare avantaj: scurtcircuitând radiatorul permite o încălzire foarte rapidă a motorului după pornire, reducând substanțial uzurile piseseilor din grupul cilindru-piston. Dar prezența termostatatului pe timp de iarnă la temperaturi foarte scăzute poate provoca înghețarea lichidului în radiator și distrugerea acestuia datorită scurtcircuitării sale îndelungate.

Mult mai rațională este reglarea regimului termic printr-un sistem de comandă a ventilatorului, fără a se renunța însă la serviciile termostatatului care pentru perioada de încălzire după pornire are o eficiență inegalabilă. Comanda ventilatorului poate consta în modificarea unghiurilor de atac ale paletelor sau în decuplarea la temperaturi reduse ale lichidului. Prin aceasta se conferă sistemului de răcire o eficiență maximă, deoarece se garantează un regim termic optim cu un consum minim de putere pentru antrenare. Totodată este posibilă o dimensionare mai generoasă a ventilatorului pentru a satisface cele mai grele condiții de funcționare a motorului, pe variantele de autovehicul defavorabile care sunt echipate cu același motor (*autobasculante, autobuse cu motor în spate etc.*). La fiecare variantă timpul de funcționare a ventilatorului se modifică în funcție de condițiile de exploatare și de specificul funcțional și constructiv al autovehiculului. Astfel, se evită atât supraîncălzirile, cât și suprarăcirile care sunt însoțite totdeauna și de un consum inutil de putere.

7.1.2. Radiatorul

Radiatorul preia căldura de la lichidul de răcire și o transferă aerului antrenat de către ventilator. Pentru asigurarea evacuării căldurii preluate de la cilindri și chiulasă radiatorul trebuie să dispună de o mare suprafață de răcire (15...25 m²). El este constituit dintr-un bazin colector superior 2 (fig. 7.4, a) un bazin colector inferior 7 și partea centrală de răcire 5. Bazinele colectoare sunt prevăzute cu racordurile 8 și 9 care se leagă prin furtunuri la racordurile de la motor. La racordul superior, interiorul bazinului se realizează în formă de vizieră pentru a dirija intrarea

lichidului pe toate tuburile radiatorului cu scopul de a-i mări coeficientul de utilizare.

La bazinul superior se prevede bușonul de umplere 1 cu supapa de siguranță. În interiorul bazinului sau pe gulerul de fixare a bușonului se fixează tubul 4 prin care se realizează comunicația cu atmosfera. Acest tub se prelungește până sub radiator.

Partea centrală de răcire se realizează în general din tuburi și plăci sau din tuburi și benzi. La radiatoarele din tuburi și plăci (fig. 7.4, b), tuburile sunt dispuse pe rânduri decalate și străbat un mare număr de plăci subțiri, ce formează un sistem de aripioare de răcire, care măresc suprafața de transmitere a căldurii de la lichid la aer. Toate tuburile sunt lipite la extremități pe pereții bazinelor colectoare, separându-se circuitul lichidului de circuitul aerului.

La radiatoarele din tuburi și benzi, tuburile sunt dispuse tot pe rânduri (fig. 7.4, c). Între rândurile vecine de tuburi se lipesc benzi gofrate late cu proeminențe și adâncituri speciale, care asigură la aceleași dimensiuni de gabarit ca ale modelului precedent o suprafață de răcire mai mare. Este un motiv pentru care aceste construcții de radiatoare capătă o tot mai largă răspândire.

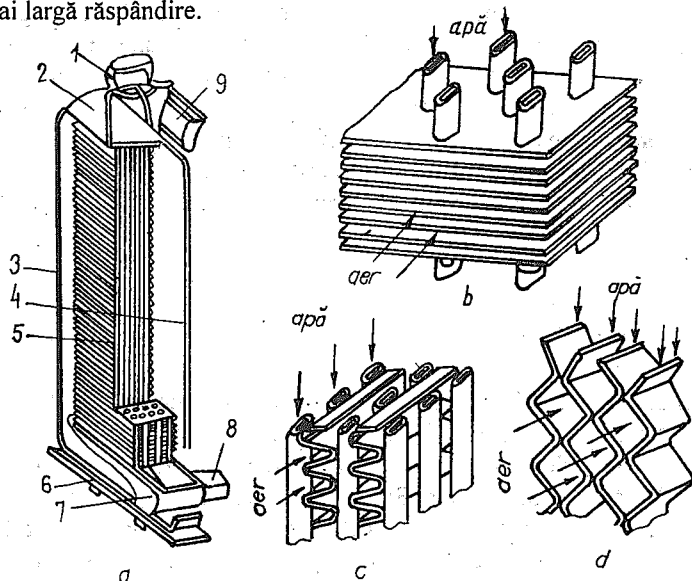


Fig. 7.4. Radiatorul și elementele sale constructive

O oarecare aplicare o au și radiatoarele cu partea centrală de răcire din tuburi lamelare (fig. 7.4, d), care sunt executate din tuburi lamelare late și gofrate lipite între ele pe liniile de contact. Între aceste tuburi lamelare se lipesc uneori benzi suplimentare pentru mărirea suprafeței de răcire.

Pentru a conferi radiatorului o rezistență sporită pe ambele suprafețe laterale se lipesc plăci rigide de oțel.

În partea din spate a radiatorului (spre motor) de obicei se montează o carcasă de tablă care îndeplinește atât funcția de carcasă, cât și de aparat director pentru ventilator. Această carcasă asigură creșterea debitului de aer absorbit prin rețeaua de răcire a radiatorului.

Totodată trebuie să se asigure o corelare între dimensiunile și forma geometrică în plan vertical a părții centrale de răcire a radiatorului și geometria curentului de aer aspirat de ventilator pentru a se ajunge la un coeficient maxim de utilizare a radiatorului și la o economie cât mai mare de materiale scumpe destinate construcției acestuia. În acest scop este necesară îmbunătățirea transferului de căldură la colțurile și în mijlocul radiatorului în fața butucului ventilatorului.

Radiatorul se montează pe cadrul 3 (fig. 7.4, a) de care se prind prin șuruburi plăcile laterale de rigidizare. Prin intermediul cadrului 3 sau a altei piese de formă potrivită, radiatorul se montează pe rama autovehiculului în fața motorului. Fixarea se face cu șuruburi prin suportii de cauciuc 6 care asigură elasticitatea necesară protecției radiatorului.

Pentru reglarea debitului de aer ce circulă prin radiator, de obicei, în fața lui se prevăd jaluzele rabatabile comandate manual sau automat (fig. 7.5).

La sistemele de răcire închise, radiatorul este ermetizat printr-un bușon 4 (fig. 7.7, a) cu două supape, iar conducta de comunicație cu atmosfera 1 este lipită pe gulerul de fixare a bușonului deasupra supapei de vapori 2.

Supapa de aer 3 a bușonului este comandată printr-un arc slab care permite trecerea aerului atmosferic în radiator eliminând posibilitatea de a se provoca în interiorul său depresiuni mai mari de 0,01 MPa în procesul condensării vaporilor de apă și protejând bazinele colectoare de apariția deformațiilor. Supapa de vapori 2 este comandată de un resort mai puternic și se deschide pentru evacuarea vaporilor numai atunci când presiunea atmosferică e depășită cu 0,09 MPa (poziția supapei se vede în fig. 7.6, b). În acest caz datorită creșterii presiunii se mărește și temperatura de fierbere a apei în radiator ceea ce face ca să se reducă considerabil pierderile de apă

prin vaporizare chiar pentru condiții grele de funcționare a motorului. În plus, cu creșterea temperaturii de fierbere a apei, se ridică eficiența sistemului de răcire fără mărirea dimensiunilor radiatorului de răcire. Așa se explică tendința de creșterea a presiunii în sistemul de răcire a unor automobile până la 0,2 Mpa. Prin modificarea presiunii se poate utiliza același radiator la mai multe variante de autovehicule în condiții de exploatare diferite, îmbinarea tuburilor urmând să reziste la presiunile mărite necesare variantelor respective de motoare.

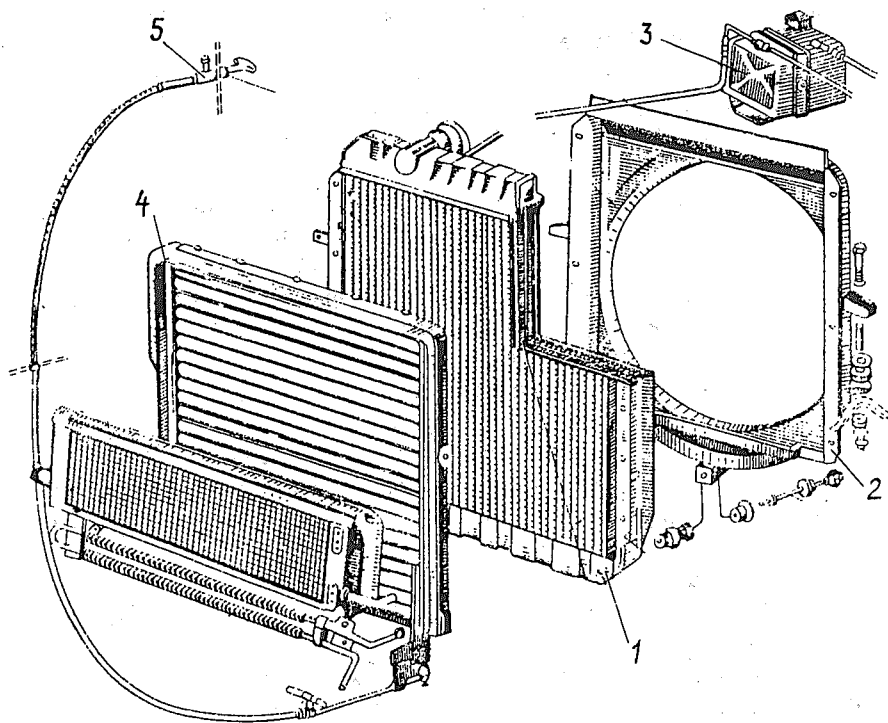


Fig. 7.5. Montarea jaluzelelor rabatabile la motorul KamAZ: 1 – radiator; 2 – carcasa ventilatorului; 3 – vas de expansiune; 4 – jaluzele; 5 – comanda manuală a jaluzelelor

Bușonul cu supapa de siguranță este bine să aibă o construcție unificată pentru cât mai multe autovehicule. Unificarea dimensională trebuie să permită utilizarea unor resorturi cu tensiuni diferite pentru a putea obține presiunea de lucru necesară fiecărui model sau variantă constructivă de autovehicul. Stabilirea presiunii de lucru trebuie să se facă în așa fel, încât să nu fie periclitată etanșeitatea sistemului de răcire sau rezistența elementelor radiatorului.

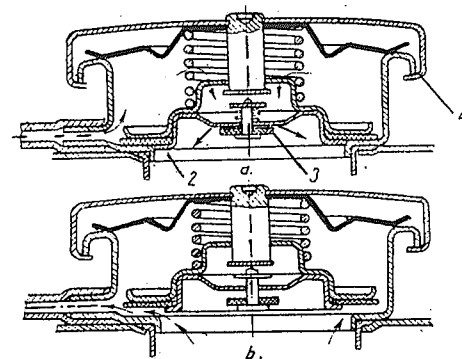


Fig. 7.6. Bușon de umplere cu supapă de siguranță

7.1.3. Pompa de apă

Pompa de apă are rolul de a asigura circulația lichidului în sistemul de răcire. În general, se utilizează pompa de tip centrifugal (fig. 7.7).

La majoritatea motoarelor de autovehicule, pompa de apă este montată pe același arbore cu ventilatorul și se dispune în partea din față, sus, pe blocul cilindrilor, fiind acționată de la arborele cotit printr-o curea de transmisie. Raportul de transmisie este 0,98...1,95.

În cazul utilizării ventilatoarelor decuplabile, arborele pompei de apă este separat de cel al ventilatorului, întrucât rotorul pompei trebuie să fie acționat atâta timp cât funcționează motorul, deci și atunci când ventilatorul este decuplat.

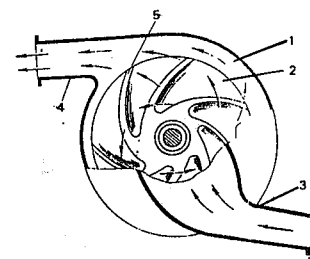


Fig. 7.7. Schema de funcționare a pompei de apă: 1 – carcasa; 2 – rotorul; 3 – canalul de aspirație; 4 – canalul de refulare; 5 – palete

Elementele principale ale pompei sunt: carcasa 3 (fig. 7.8, a) cu canalul de aspirație 2, arborele 8 cu flanșa 9 (pe care se fixează ventilatorul) montat pe doi rulmenți 10, rotorul 4, fixat pe capătul arborelui și dispozitivul de etanșare. Rotorul se poate executa din fontă, aluminiu sau masă plastică. Carcasa 3 a pompei se închide pe partea frontală cu un capac sau se montează direct pe blocul cilindrilor.

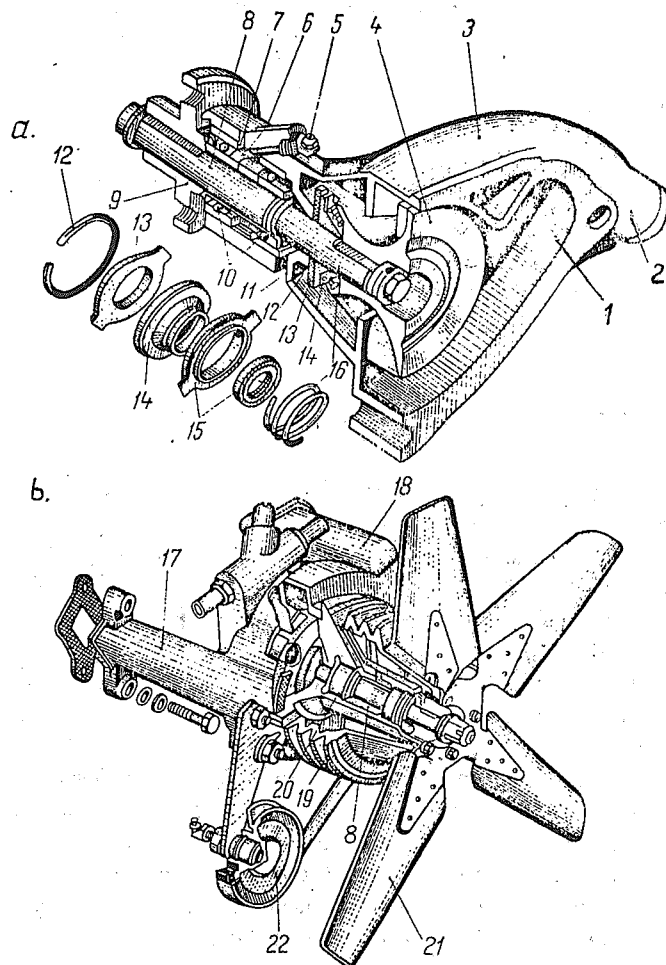


Fig. 7.8. Construcția pompei de apă (a) și a ventilatorului (b)

Lichidul de răcire este aspirat prin canalul 2 în carcasă și ajunge în canalele formate de paletetele rotorului 4, de unde este centrifugat spre canalul de refulare 1 sau spre două conducte de refulare 17 și 18 (la motoarele în V), fiind trimis sub presiune mai departe spre cămășile de răcire ale motorului.

Cea mai largă răspândire o au pompele centrifugale cu rotor semideschis (fig. 7.9), deoarece au o construcție simplă, sigură în funcționare și ieftină. În plus, canalele formate de paletetele acestui motor opun o rezistență minimă la deplasarea lichidului prin circuitul de răcire prin termosifon după oprirea motorului, sau în cazul ruperii curelei de ventilator.

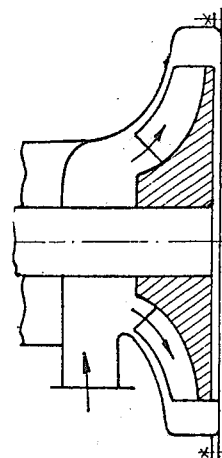


Fig. 7.9. Pompa centrifugală de apă

Scurgerea lichidului prin locul de trecere a arborelui spre carcasa rulmenților este evitată prin prevederea unui dispozitiv de etanșare alcătuit dintr-o manșetă de cauciuc 14 (fig. 7.8) cu casetele metalice 15 etanș fixate pe arbore și placa de etanșare 13 ale cărei proeminențe împreună cu ale casetei periferice 15 intră în degajările special practicate în butucul rotorului 4. Această placă este apăsată etanș prin resortul 16 pe suprafața frontală rectificată a carcasei pompei. Placa de etanșare se execută din textolit sau se sinterizează din pulberi metalice și grafit pentru a asigura o bună păsuire a suprafețelor de frecare și o uzură minimă a pieselor în contact. Dispozitivul de etanșare se fixează pe butucul rotorului printr-un inel elastic 12 și se rotește împreună cu rotorul.

Cercetările recente au demonstrat că fiabilitatea dispozitivului de etanșare se mărește apreciabil, dacă se folosește în locul plăcii de etanșare rotitoare 13 o placă fixă, adaptându-se în acest sens întregul dispozitiv de etanșare.

Rulmenții 10, pe care se spijină arborele, sunt fixați în carcasa pompei, iar pe arbore sunt prevăzute inele de fixare axială, iar la capete – garnituri de etanșare. Între rulmenți se montează pe arbore o bucsă de distanțare 6. Pentru introducerea unsorii consistente la rulmenți se prevede ungătorul 5, iar pentru control se practică orificiul 7 prin care iese unsoarea veche în timpul gresării. În corpul pompei se mai găsește și un orificiu de scurgere 11 prin care se elimină lichidul scăpat prin dispozitivul de etanșare spre a feri rulmenții de lichid în astfel de situații.

Viteza curentului în canalele pompei de apă trebuie să fie sub 2,5...3 m/s, deoarece la viteze mai mari poate apărea fenomenul de cavitație.

Presiunea ce trebuie creată de pompă depinde de rezistența hidrodinamică a sistemului de răcire și în general are valoarea de 3,5...15 MPa. Puterea necesară pentru antrenarea pompei este de obicei (0,005...0,01)Pe.

7.1.4. Ventilatorul

Ventilatorul este de tip axial, are rolul de a intensifica circulația aerului prin radiator și este constituit din paletete 21 fixate print-o flanșă 9 pe arborele 8 (fig. 7.8). Pe aceeași flanșă se montează, de obicei, și folia de antrenare 19. Arborele se montează pe rulmenți în corpul pompei sau într-o carcasă separată 20.

Paletetele ventilatorului au un anumit profil sau sunt înclinate sub un unghi de atac de 40-50° în așa fel, încât să se asigure aspirația aerului cu pierderi minime de lovire. Unghiurile de ieșire ale profilului paletetelor sunt în general de 35°. Lățimea paletetelor este de 30...70 mm, iar grosimea tablei din care se ambutează este de 1,25...1,8 mm. Diametrul exterior se află în limitele 0,3...0,7 m. Se utilizează patru sau șase palete, cea mai largă răspândire având-o însă ventilatoarele cu patru palete, dispuse perpendicular sau în x . În cazul dispunerii paletetelor în x unghiurile dintre palete sunt în general de 70°, respectiv 110°, ceea ce conferă ventilatorului o mai mare rigiditate, înlătură fenomenul de rezonanță și micșorează intensitatea zgomotului produs. Aceste aspecte prezintă o mare importanță mai ales pentru motoarele de mare turaj. Piesele ventilatorului aflate în mișcare de rotație trebuie să se echilibreze cu atenție.

Sistemul de acționare a ventilatorului este constituit din două fulii cu una sau două curele de transmisie din cauciuc acoperit cu o țesătură rezistentă. Folia antrenantă se montează pe capătul arborelui cotit, iar cea antrenată – pe axul ventilatorului. Pe folia ventilatorului uneori se află, în afară de canalul pentru propria curea de antrenare, și un canal pentru cureaua de acționare a compresorului sau a altor instalații auxiliare ale autovehiculului. Pentru evitarea patinării se utilizează curele de secțiune trapezoidală.

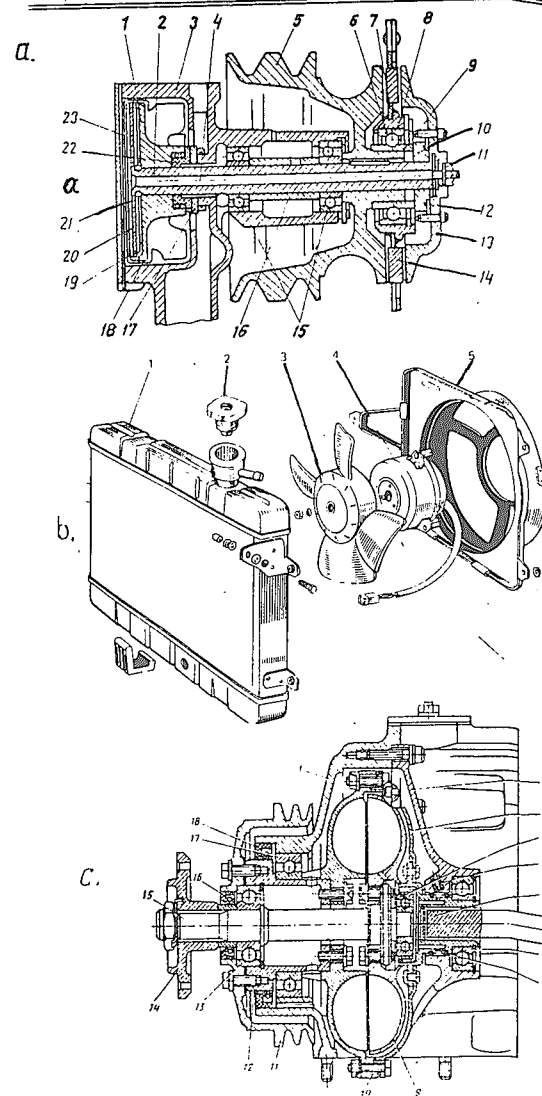


Fig. 7.10. Soluții constructive de antrenare a ventilatorului: a - cu termostate; b - cu comandă electrică; c - cu comandă hidrolică

Ventilatorul și cureaua de transmisie funcționează normal numai pentru o întindere optimă a curelei, din care cauză se prevede un mijloc de întindere în această transmisie cum este de exemplu rola 22 din fig. 7.8, b.

La unele motoare, în special la M.A.C. în doi timpi, ventilatorul se montează separat de pompa de apă pe un suport special, în fața blocului motor. Pentru întinderea curelei în acest caz se prevede un dispozitiv special.

Sunt și motoare la care antrenarea ventilatorului se face prin roți dințate sau se montează direct pe capătul din față al arborelui cotit.

În scopul micșorării puterii consumate la antrenarea ventilatorului și pentru menținerea regimului termic al motorului la valori optime, se utilizează tot mai mult ventilatoare decuplabile cu comenzi automate în sistemul de acționare.

O soluție, care nu comportă pierderi în timpul funcționării, se prezintă în *fig. 7.7, c*. Fulia 5 este montată pe arborele tubular 2 pe care se află și rotorul pompei 1 dispus în carcasa 3. Pompa este închisă cu capacul 21. Arborele pompei se sprijină în carcasă prin doi rulmenți 15 distanțați de bușca 16.

Două elemente termostate 20 umplute cu alcool sunt dispuse între rotorul pompei și flanșa 19 de care este legat arborele ventilatorului 4. Pe capătul din față al fuliei este montat rulmentul 6 pe care se rotește bușca 8 și crucea 7, pe care sunt prinse paletetele ventilatorului. Pe arborele 2 la capătul din față se fixează piulița 10 cu șarba de reglaj 9 legate prin știfturi de discul de presiune 13 comandat de resortul 12. Între suprafețele discului 13 și fuliei se află discul de fricțiune 14. Prin piulița de reglaj 11 se reglează jocul între elementele 5, 13 și 14. Elementele 17, 18, 22 și 23 asigură etanșarea pompei și a comenzilor termostate.

La încălzirea lichidului de răcire termostatele 20 acționează prin arborele 4 asupra discului 13, cuplând ventilatorul, iar la răcire îl eliberează, intervenind și resortul 12. În cazul defectării termostatorilor, sistemul se poate rigidiza prin piulița 11.

În *fig. 7.10, b* este prezentată instalația de răcire cu ventilator cu comandă electrică. Ventilatorul este acționat prin termocontactul 6. Când temperatura lichidului în partea interioară a radiatorului 1 atinge valorile de 85-92°C, ventilatorul se pornește prin contactul inclus al termocontactului 6.

Acționarea hidraulică a ventilatorului se efectuează printr-un ambreiaj hidraulic (*fig. 7.10, c*) și un regulator-închizător de regimuri.

Ambreiajul hidraulic se instalează în fața blocului motor și este acționat prin axul 6 de la arborele cotit. În spațiul dintre capacul 1 și carcasa 2 în rulmenții 7 și 17 sunt fixate elementele conducătoare; arborele 6, deflectorul 3, roata conducătoare 10 fixată pe butucul 12. Roata 10 este turnată împreună cu 33 de paletete. Pe butucul 12 este fixată și fulia 11 – pentru acționarea generatorului.

Elementele conduse: arborele 15, roata 9 cu 33 de paletete și fulia ventilatorului sunt instalate pe rulmenții 4 și 13. Pentru etanșarea cavităților ambreiajului servesc elementele din cauciuc 8 și 18.

La funcționarea motorului uleiul din sistemul de ungere pătrunde prin conducta regulatorului (nu este arătat) spre paletetele roții conducătoare 10, care sub acțiunea energiei cinetice a uleiului se rotește asigurând rotirea elementelor conduse și a ventilatorului.

Turația ventilatorului, la turația constantă a roții conducătoare poate fi modificată prin variația cantității de ulei pătrunsă în ambreiaj.

Regulator-închizătorul reglează regimul de funcționare a ventilatorului în funcție de temperatura lichidului din sistemul de răcire. Poate chiar bloca rotirea ventilatorului.

7.1.5. Termostatul

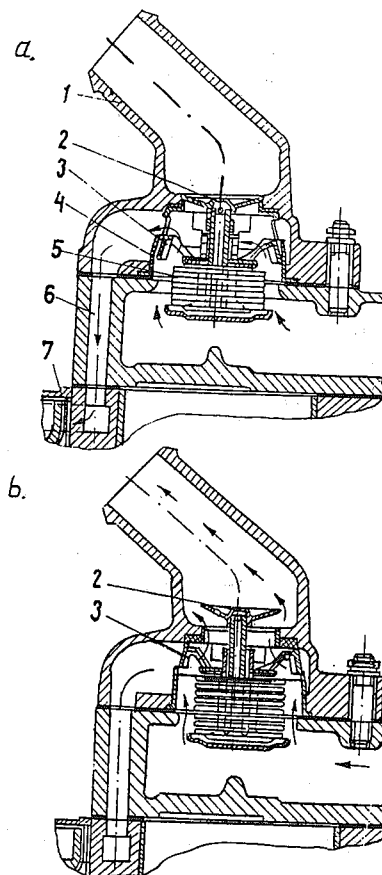


Fig. 7.11. Termostat cu dublă supapă: a – motor rece; b – motor încălzit

Termostatul are rolul de a asigura reglarea automată a temperaturii lichidului în sistemul de răcire al motorului și de a accelera încălzirea motorului după pornire. El constă, de fapt, dintr-o supapă acționată automat în funcție de temperatură, care reglează circulația lichidului de răcire prin radiator, menținând regimul termic al motorului la valorile optime.

Cea mai largă răspândire o are termostatul cu lichid cu dublă supapă (*fig. 7.11*). Acest termostat constă dintr-un cilindru gofrat de alamă 5 închis ermetic în interiorul căruia se introduce o cantitate mică de lichid cu punct de fierbere scăzut, de obicei obținut din amestec de 1/3 alcool etilic și 2/3 apă distilată. Pe suprafața superioară a cilindrului se fixează o tijă tubulară cu supapele 2 și 3. Partea inferioară a cilindrului este prinsă printr-o placă cu câteva lamele laterale de carcasa 4 a termostatului care, la rândul său, este montat în racordul 1. Racordul 1 este prevăzut cu o derivație spre canalul 6 ce duce spre canalul de aspirație al pompei de apă 7.

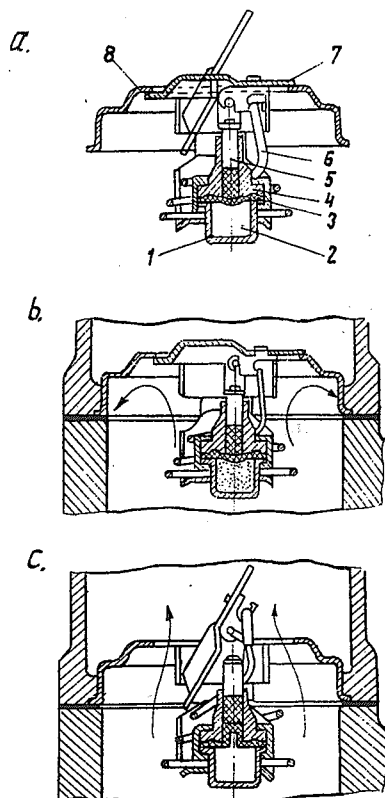


Fig. 7.12. Termostat cu pasta activă: a – construcția; b – motor rece; c – motor încălzit

Termostatul cu lichid este în general normalizat și de construcție unificată pentru majoritatea motoarelor. Există însă și construcții de termostat cu o singură supapă la a cărei închidere se elimină complet circulația lichidului în sistemul de răcire favorizând încălzirea foarte rapidă a motorului (3...4 min.). În acest caz se prevede pe lateralul supapei un mic orificiu pentru evacuarea aerului din cămășile de răcire ale motorului, când se umple sistemul cu lichid și supapa este închisă.

Când motorul este rece, cilindru gofrat 5 este comprimat și ambele supape sunt coborâte, supapa principală 2 închizând circuitul spre radiator, iar supapa 3 deschizând circuitul spre pompa de apă. Lichidul de răcire este recirculat în acest caz numai prin motor și pompă evitând radiatorul, ceea ce favorizează încălzirea rapidă a motorului.

Pe măsură ce lichidul de răcire se încălzește, amestecul din burduful termostatului începe să fiarbă, presiunea din interiorul lui se mărește, alungindu-l și supapele se ridică (fig. 7.11, b). La încălzirea normală a motorului supapa 2 se deschide complet, iar supapa 3 se închide și lichidul de răcire este dirijat spre radiator asigurând intensitatea necesară de răcire a motorului. De obicei supapele încep să se ridice la 70°C și sunt complet acționate la 85°C.

În timpul funcționării motorului, datorită variației poziției supapelor termostatului, se reglează permanent circulația lichidului prin radiator și se menține regimul termic optim al motorului.

Termostatul cu lichid este utilizat la unele autovehicule și pentru modificarea automată a poziției jaluzelelor din fața radiatorului pentru reglarea debitului de aer aspirat prin radiator.

La noile construcții de autovehicule se utilizează tot mai mult termostatul cu pastă, deoarece la mărirea presiunii din sistemul de răcire termostatul cu lichid nu mai prezintă o suficientă siguranță în funcționare. Un astfel de termostat (fig. 7.12, a) este constituit dintr-un cilindru de cupru 1 închis cu capacul 4 între care se fixează ermetic membrana de cauciuc 3. În cilindru 1 se introduce pasta activă 2 care constă din *cerezină* amestecată cu *pulbere de cupru*. Cerezina este o ceară petrolieră din hidrocarburi parafinice cu punct de picurare ridicat (85...95°C) și este hidrofugă. Masa activă își mărește volumul prin încălzire atingând maximum la temperaturi de 75...83°C.

Pe membrana de cauciuc se sprijină tija 5 ghidată în capacul 4. Tija este legată articulat cu supapa 7 care este montată, la rândul său, articulat pe un bolț dispus dezaxat față de tija termostatului pe două reazeme în gulerul 8 al racordului superior al sistemului de răcire. Supapa 7 este normal închisă pe gulerul racordului sub acțiunea resortului 6.

Când motorul este rece, masa activă din cilindru se solidifică și supapa termostatului este închisă de către resortul 6, oprind circulația lichidului spre radiator (fig. 7.12, b). Pe măsură ce motorul se încălzește, masa activă se înmoaie, i se mărește volumul și apăsând prin intermediul membranei asupra tijei deschide supapa. Când lichidul de răcire atinge 75...83°C, se produce deschiderea completă a supapei termostatului (fig. 7.12, c). Prin variația poziției supapei se reglează circulația lichidului prin radiator menținând regimul termic optim.

7.1.6. Analiza comparativă a sistemelor de răcire

La alegerea procedurii de răcire trebuie să se analizeze critic diverși parametri ai motorului în cazul răcirii cu aer și cu lichid.

Comparând între ele motoarele răcite cu aer și cu lichid, se poate observa că masa specifică și costul sunt practic aceleași la folosirea acelorasi materiale pentru piesele de bază.

La același raport de comprimare M.A.S. răcite cu aer au o mai mare înclinație spre detonație din cauza regimului termic superior.

Nivelul zgomotului în funcționare și puterea de antrenare a ventilatorului sunt superioare la răcirea cu aer, iar încălzirea cabinei autovehiculului este mai dificilă decât la răcirea cu lichid.

Motoarele răcite cu aer se încălzesc mai rapid după pornire având și uzuri mai mici.

Printre principalele neajunsuri ale motoarelor răcite cu aer trebuie menționată imposibilitatea atingerii unor parametri energetici înalți din cauza temperaturii ridicate a pereților camerei de ardere, detonației și instabilității termice a lubrifianților utilizați.

La aceeași putere motorul răcit cu aer are un gabarit ceva mai mare decât motorul răcit cu lichid, întrucât se mărește distanța dintre axele cilindrilor ajungându-se la lungimi totale cu aproximativ 25% mai mari. Dacă însă se ține seama de grosimea radiatorului, lungimea întregii instalații energetice va fi cu 10...15% mai mică la răcirea cu aer decât la răcirea cu lichid. Lățimea motorului este cu 5...10% mai mare la răcirea cu aer, în timp ce înălțimile sunt practic egale.

Disponerea agregatelor auxiliare pe blocul motorului sau pe chiulasă (elementele sistemului de aprindere, alimentare, generatorul, demaroul, etc) la răcirea cu aer este mai dificilă din cauza carcaselor de conducere a aerului și sunt în pericol de supraîncălzire.

Răcirea cu aer mai prezintă dezavantajul necesității unui radiator de ulei pentru orice tip de autovehicul, deoarece se produce o încălzire mai pronunțată a uleiului în carter.

Răcirea cu lichid comportă dificultăți la exploatarea în zonele sau anotimpurile reci, precum și în zonele lipsite de apă sau cu ape dure. De asemenea reclamă o etanșeitate foarte bună și o întreținere mai pretențioasă.

7.2. Calculul sistemului de răcire cu lichid

Calculul căldurii evacuate prin sistemul de răcire se face în ipoteza că regimul termic este staționar, adică toată căldura transmisă de la gazele arse la piesele motorului este preluată de la piesele calde de către lichidul de răcire și cedată mai departe aerului ce spală radiatorul. Se face aproximația că toată căldura echivalentă lucrului mecanic de frecare este egală cu căldura disipată prin suprafețele pieselor în mediul înconjurător, plus căldura evacuată prin ulei.

Căldura preluată de lichidul de răcire depinde de o serie de factori, ca: tipul camerei de ardere, materialul chiulasei, direcția și viteza curentului de lichid etc. și se poate determina cu următoarea relație:

$$Q_r = \frac{1}{3,6} q_r \cdot P_e \cdot g_e \cdot Q_i, \quad (7.1)$$

unde

q_r – proporția de căldură evacuată prin mediul de răcire din întreaga căldură dezvoltată în motor: $q_r=0,25...0,3$ pentru M.A.S. și $q_r=0,18...0,25$ pentru M.A.C.;

P_e – puterea efectivă a motorului, kW;

Q_i – puterea calorică inferioară a combustibilului în kJ/kg;

g_e – consumul specific de combustibil, g/kWh.

Calculul radiatorului. Calculul radiatorului constă în determinarea suprafeței sale de răcire necesară pentru evacuarea căldurii Q_r în atmosferă.

La regim termic staționar, căldura preluată de radiator de la lichid este egală cu cea cedată de acesta aerului, deci se pot scrie după schema din fig. 7.13.

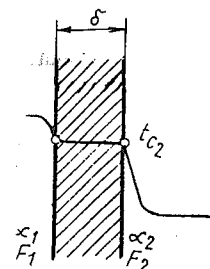


Fig. 7.13. Schema de calcul a radiatorului

$$Q_r = \alpha_1 F_1 (t_{l,med} - t_{c1}) \quad [W];$$

$$Q_r = \frac{\lambda}{\delta} F_1 (t_{c2} - t_{c1}) \quad [W]; \quad (7.2)$$

$$Q_r = \alpha_2 F_2 (t_{c2} - t_{a,med}) \quad [W];$$

unde

α_1 – coeficientul de transmitere a căldurii de la lichid la tuburile radiatorului 2500...5000 [W/m²K];

α_2 – coeficientul de transmitere a căldurii de la radiator la aer 70...116 [W/m²K];

λ – coeficientul de conductibilitate termică al tubului în W/mK;

δ – grosimea peretelui tubului, [mm]

F_1 – aria suprafeței de contact cu lichidul de răcire, [m²];

F_2 – aria suprafeței de contact cu aerul, [m²];

t_{c1} și t_{c2} – temperaturile medii ale pereților tubului, [°C];

$t_{l,med}$ și $t_{a,med}$ – temperaturile medii ale lichidului și aerului în radiator, [°C];

Se recomandă $t_{l,med}=85...95^{\circ}\text{C}$ și $t_{a,med}=50...55^{\circ}\text{C}$.

Pe baza ecuațiilor 7.2 se poate scrie expresia ariei suprafeței de răcire F_2 după unele aproximări în felul următor:

$$F_2 = \frac{Q_r}{\frac{1}{\psi \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_{l,med} - t_{a,med})} \quad [\text{m}^2], \quad (7.3)$$

unde

$$\psi = \frac{F_2}{F_1} - \text{coeficientul de nervurare: } \psi=7,5...10;$$

η – coeficient de spălare a radiatorului care ține seama de faptul că nu toate suprafețele participă în același grad la transferul de căldură; $\eta=0,8...0,9$.

Debitul de aer necesar pentru răcirea radiatorului se poate calcula din relația:

$$V_a = \frac{Q_r}{3600 \rho_a \cdot c_a \cdot \Delta t_a}, \quad (7.4)$$

unde

ρ_a – densitatea aerului la temperatura și presiunea ambiantă;

c_a – căldura specială a aerului care la $50...55^{\circ}\text{C}$ este de $1,05 \cdot 10^3$ [J/kgK];

Δt_a – căderea de temperatură a aerului în radiator, $\Delta t_a=20...30^{\circ}\text{C}$;

Q_r – căldura evacuată în W.

Alegând viteza aerului la intrarea în radiator $W_a=6...9$ m/s fără viteza de deplasare a autovehiculului sau $W_a=9...13$ m/s, când se ia în considerare și viteza acestuia, se poate calcula suprafața frontală necesară a radiatorului:

$$F_{fr} = \frac{V_a}{W_a} \quad [\text{m}^2] \quad (7.5)$$

Alegerea ventilatorului. La alegerea ventilatorului trebuie să se aibă în vedere că debitul de aer aspirat este proporțional cu turația, iar puterea necesară antrenării ventilatorului este proporțională cu puterea a treia a turației sale.

La calculul ventilatorului se pornește de la debitul de aer necesar răcirii V_a calculat după formula 7.4 și se alege căderea totală de presiune în circuitul de aer Δp_a în funcție de rezistențele aerodinamice ale rețelei de răcire (masca radiatorului, radiatorul, carcasa ventilatorului, ieșire de sub capotă etc.)

Cunoscând debitul și presiunea, se calculează puterea necesară acționării și dimensiunile principale ale ventilatorului.

Puterea de antrenare se determină cu următoarea formulă:

$$P_{vent} = \frac{\Delta p_a V_a}{\eta_v} \quad [\text{kW}], \quad (7.6)$$

unde η_v – randamentul ventilatorului, care pentru tipul axial are valori de $\eta_v=0,55...0,65$, pentru palete profilate turnate și $\eta_v=0,32...0,40$, pentru palete ștanțate.

Viteza periferică a ventilatorului se calculează în funcție de presiunea impusă, respectiv:

$$U = 2,8 \psi_1 \sqrt{\Delta p_a}, \quad (7.7)$$

unde ψ_1 – coeficientul ce depinde de forma paletelor și anume: $\psi_1=2,8...3,5$ pentru palete plane; $\psi_1=2,2...2,9$ pentru palete curbe profilate.

Diametrul ventilatorului axial se poate calcula aproximativ cu următoarea formulă:

$$D_{vent} = 1,3 \sqrt{\frac{V_a}{v}} \quad [\text{m}], \quad (7.8)$$

unde v – viteza aerului în ventilator, care se adoptă $13...30$ m/s.

Turația ventilatorului va fi:

$$n_{vent} = \frac{60 U}{\pi \cdot D_{vent}} \quad [\text{rot/min}], \quad (7.9)$$

unde D_{vent} se ia în m, iar U în m/s.

Calculul pompei de apă. Debitul lichidului de răcire, care circulă în sistem, depinde de căldura ce trebuie evacuată și de căderea termică din sistem și se poate calcula cu următoarea relație:

$$V_l = \frac{60 Q_r}{c_l \cdot \rho_l (t_{lis} - t_{li})}, \quad (7.10)$$

unde

c_l – căldura specifică a lichidului de răcire; pentru apă $c_l=4,19$ kJ/kg·K;

t_{li} – temperatura lichidului la intrare în motor, °C;
 t_{lis} – temperatura lichidului la ieșirea din motor, °C;
 Q_r – căldura ce trebuie evacuată în W;
 ρ_l – densitatea lichidului, kg/dm³.

Diferența de temperatură ($t_{lis} - t_{li}$) este de obicei de 7...8°C.

Rezistențele hidrodinamice ale sistemului de răcire depind de rezistențele diferitelor elemente ale circuitului, respectiv ale radiatorului, conductelor de legătură, cămășilor de răcire etc. Rezistențele sumare ale sistemului de răcire pentru calcule aproximative se pot lua $\Delta p = (0,05...0,15)$ MPa, iar depresiunea în canalul de aspirație al pompei trebuie să fie de (0,02...0,04) MPa.

Determinând debitul lichidului de răcire V și presiunea necesară H , se poate trece la calculul parametrilor și dimensiunilor principale ale pompei.

Debitul teoretic al pompei este dat de relația următoare:

$$V_{lt} = \frac{V_l}{\eta_h}, \quad (7.11)$$

unde η_h – randamentul volumetric al pompei, respectiv $\eta_h = 0,8...0,9$.

Pentru calculul rotorului se pornește de la schemele din fig. 7.11 în care sunt reprezentate vitezele lichidului și rotorului în secțiunile de aspirație și de refulare.

Puterea de antrenare a pompei:

$$P_p = \frac{V_{lt} \cdot H_l \cdot \rho_l \cdot g}{60 \eta_p} \quad [\text{kW}], \quad (7.12)$$

unde η_p – randamentul mecanic al pompei.

7.3. Construcția și calculul sistemului de răcire cu aer

Răcirea cu aer este frecvent utilizată la motoarele de motocicletă, aplicarea ei la motoarele de automobile fiind mai restrânsă. Există o oarecare tendință de extindere a răcirii cu aer la M.A.C., deoarece aceasta facilitează ridicarea temperaturii aerului la sfârșitul compresiei îmbunătățind performanțele motorului.

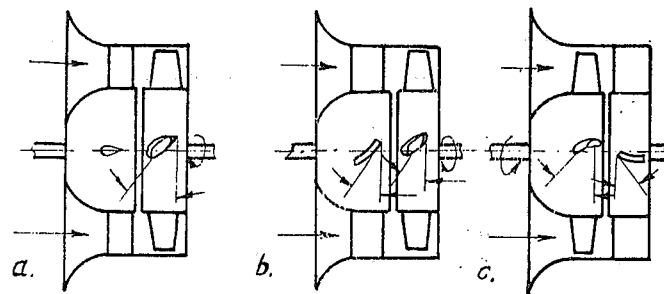


Fig. 7.14. Scheme de ventilatoare axiale

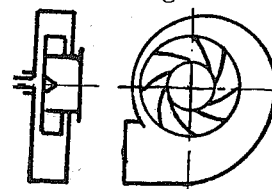


Fig. 7.15. Schema ventilatorului centrifugal

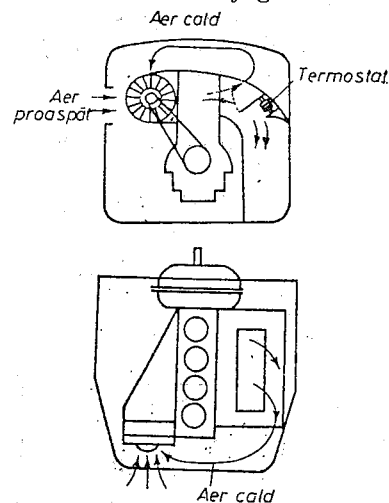


Fig. 7.16. Reglarea regimului termic prin recircularea aerului cald prin ventilator

În cazul motocicletelor răcirea se face de obicei fără ventilator, circulația aerului fiind asigurată numai prin deplasarea motocicletei. Totuși, la motoarele cu încărcare termică mare, respectiv la cele cu raport de comprimare ridicat, se practică răcirea forțată prin ventilator, a capului de cilindru. La motoarele de autoturisme, autocamioane sau alte autovehicule, răcirea cu aer se face numai prin ventilator, utilizându-se fie ventilatoare centrifuge (fig. 7.15), fie ventilatoare axiale, (fig. 7.14) antrenate de la arborele cotit prin curele de transmisie. Ventilatoarele de răcire pot fi antrenate și prin turbine acționate de gazele de evacuare ale motorului în special la M.A.C. Acest procedeu de antrenare a ventilatorului prezintă un avantaj: se asigură o autoreglare a intensității răcirii, deoarece la creșterea sarcinii motorului se mărește și energia conținută de gazele de evacuare ridicând turația turbocompresorului.

În cazul antrenării ventilatorului de la arborele cotit trebuie să se prevadă un sistem de reglare a regimului termic prin obturarea curentului de aer sau recircularea unei părți din aerul cald prin ventilator (fig. 7.12). Clapetele de aer se comandă automat prin plăcuțe bimetalice sau prin termostat.

Pentru mărirea intensității răcirii suprafața exterioară a cilindrilor și chiulasei se mărește prin aripioare ajungând să fie de circa 11 ori mai mare decât suprafața interioară, care preia căldura de la gazele arse. Aripioarele se măresc în zonele cele mai puternic încălzite, condiționat însă pentru ca forma exterioară a elementelor nervurate să fie convenabilă dispunerii deflectoarelor de dirijare a aerului, deoarece distanțele mai mari de 0,5...1,0 mm între vîrfurile aripioarelor și deflector conduc la creșteri importante ale pierderilor de aer de răcire.

În general dimensiunile aripioarelor de răcire se regăsesc între limitele date în tabelul 7.1.

La unele motoare se intercalează aripioare de înălțime mai mică printre cele de înălțime normală, pentru ca prin turbionare să se faciliteze pătrunderea aerului cât mai aproape de baza aripioarei.

Calculul aripioarelor de răcire. Căldura ce trebuie evacuată se calculează ca și la răcirea cu lichid cu formula 7.1, alegând însă pentru q_r valori mai mici, deoarece la răcirea cu aer se preia cu 15...20% mai puțină căldură decât la răcirea cu lichid.

Din căldura totală evacuată Q_r , cea mai mare parte se transmite prin aripioarele de pe chiulasă 65...75%, cilindrului revenindu-i numai 25...35%. Din acest motiv se calculează separat aripioarele chiulasei și ale cilindrului.

Tabelul 7.1

Dimensiunile aripioarelor de răcire

Material	Grosime, s [mm]	Pas, t [mm]	Lungime, l [mm]	
Oțel	0,8...1,0	3	15...25	
Aliaj de aluminiu	1,6...2	4...5	40...80	
Fontă	3,5...4 jos 1,5...2,2	8...10	35...50	

Calculul aripioarelor constă în determinarea principale și anume înălțimea, grosimea, forma suprafeței mărimea canalelor dintre aripioare, pentru ca suprafața de răcire să asigure evacuarea căldurii preluate de piesele respective de la

La baza calculului stau următoarele ipoteze:

- regimul termic al aripioarelor este staționar, adică toată căldura primită;
- temperatura și viteza curentului de aer în toate aceleași;
- transferul de căldură de la aripioare la aer variază cu căderea de temperatură dintre aripioare și aer;
- transferul de căldură de la o aripioară de grosime poate fi echivalat cu transferul de la două suprafețe late aripioare de lungime l' considerându-se $l' = l + s/2$

Pentru aripioare dreptunghiulare sau trapezoidale, că va fi:

$$Q_a = \alpha_r \cdot F(t_c - t_a) \text{ [kW]}$$

unde F - aria suprafeței de răcire a cilindrului sau chiulasei [m^2];
 t_c - temperatura medie a peretelui cilindrului (130...170°C);
 t_a - temperatura aerului [$^{\circ}C$];
 α_r - coeficientul redus de transmitere a căldurii.
 Coeficientul α_r se calculează din relația:

$$\alpha_r = \frac{\alpha}{s + d} (2l' \sigma_r + d) \text{ [kW/m}^2\text{K]}$$

unde α - coeficientul de transmisie a căldurii de la aripioare la aer;
 s - grosimea aripioarelor;
 d - lățimea canalelor dintre aripioare (2,5...3 mm pentru oțel și 3...4 mm pentru cele de aluminiu);
 l' - lungimea echivalentă a aripioarelor (randamentul de utilizare a aripioarelor);
 σ_r - coeficientul de utilizare a aripioarelor (randamentul de utilizare a aripioarelor);
 $\sigma_r = 0,5...0,9$
 Alegând dimensiunile aripioarelor, se poate calcula și răcirea F (numărul aripioarelor) necesară pentru evacuarea căldurii

În cazul antrenării ventilatorului de la arborele cotit trebuie să se prevadă un sistem de reglare a regimului termic prin obturarea curentului de aer sau recircularea unei părți din aerul cald prin ventilator (fig. 7.12). Clapetele de aer se comandă automat prin plăcuțe bimetalice sau prin termostat.

Pentru mărirea intensității răcirii suprafața exterioară a cilindrilor și chiulasei se mărește prin aripioare ajungând să fie de circa 11 ori mai mare decât suprafața interioară, care preia căldura de la gazele arse. Aripioarele se măresc în zonele cele mai puternic încălzite, condiționat însă pentru ca forma exterioară a elementelor nervurate să fie convenabilă dispunerii deflectoarelor de dirijare a aerului, deoarece distanțele mai mari de 0,5...1,0 mm între vîrfurile aripioarelor și deflector conduc la creșteri importante ale pierderilor de aer de răcire.

În general dimensiunile aripioarelor de răcire se regăsesc între limitele date în tabelul 7.1.

La unele motoare se intercalează aripioare de înălțime mai mică printre cele de înălțime normală, pentru ca prin turbionare să se faciliteze pătrunderea aerului cât mai aproape de baza aripioarei.

Calculul aripioarelor de răcire. Căldura ce trebuie evacuată se calculează ca și la răcirea cu lichid cu formula 7.1, alegând însă pentru q_r valori mai mici, deoarece la răcirea cu aer se preia cu 15...20% mai puțină căldură decât la răcirea cu lichid.

Din căldura totală evacuată Q_r , cea mai mare parte se transmite prin aripioarele de pe chiulasă 65...75%, cilindrului revenindu-i numai 25...35%. Din acest motiv se calculează separat aripioarele chiulasei și ale cilindrului.

Tabelul 7.1

Dimensiunile aripioarelor de răcire

Material	Grosime, s [mm]	Pas, t [mm]	Lungime, l [mm]	
Oțel	0,8...1,0	3	15...25	
Aliaj de aluminiu	1,6...2	4...5	40...80	
Fontă	3,5...4 jos 1,5...2,2	8...10	35...50	

Calculul aripioarelor constă în determinarea dimensiunilor principale și anume înălțimea, grosimea, forma suprafeței laterale și mărimea canalelor dintre aripioare, pentru ca suprafața de răcire obținută să asigure evacuarea căldurii preluată de piesele respective de la gaze.

La baza calculului stau următoarele ipoteze:

- regimul termic al aripioarelor este staționar, adică se evacuează toată căldura primită;
- temperatura și viteza curentului de aer în toate punctele sunt aceleași;
- transferul de căldură de la aripioare la aer variază proporțional cu căderea de temperatură dintre aripioare și aer;
- transferul de căldură de la o aripioară de grosime s și lungime l poate fi echivalat cu transferul de la două suprafețe laterale ale unei aripioare de lungime l' considerându-se $l' = l + s/2$

Pentru aripioare dreptunghiulare sau trapezoidale, căldura evacuată va fi:

$$Q_a = \alpha_r \cdot F(t_c - t_a) \text{ [kW]} \quad (7.13)$$

unde F – aria suprafeței de răcire a cilindrului sau chiulasei cu aripioare [m^2];

t_c – temperatura medie a peretelui cilindrului (130...170°C) sau chiulasei (170...220°C);

t_a – temperatura aerului [°C];

α_r – coeficientul redus de transmitere a căldurii.

Coeficientul α_r se calculează din relația:

$$\alpha_r = \frac{\alpha}{s + d} (2l' \sigma_r + d) \text{ [kW/m}^2\text{K]} \quad (7.2)$$

unde α – coeficientul de transmisie a căldurii de la aripioare la aer;

s – grosimea aripioarelor;

d – lățimea canalelor dintre aripioare (2,5...3 mm pentru aripioare de oțel și 3...4 mm pentru cele de aluminiu);

l' – lungimea echivalentă a aripioarelor;

σ_r – coeficientul de utilizare a aripioarelor (randamentul spălării);

$\sigma_r = 0,5...0,9$

Alegând dimensiunile aripioarelor, se poate calcula suprafața de răcire F (numărul aripioarelor) necesară pentru evacuarea căldurii date.

8. INSTALAȚIA DE ALIMENTARE CU COMBUSTIBIL

8.1. Instalația de alimentare la M.A.S.

Instalația de alimentare are rolul de a asigura pregătirea amestecului carburant și debitarea lui spre cilindrii motorului. În fig. 8.1 se prezintă schema generală a instalației de alimentare cu carburator, unde se evidențiază principalele elemente: RC – rezervorul de combustibil; FD – filtrul decantor; PC – pompa de combustibil; FA – filtrul de aer; C – carburatorul. S-au mai prezentat: CA – colectorul de admisie; CE – colectorul de evacuare; TE – țeava de evacuare; TE_s – toba de eșapament.

Se constată deci că instalația de alimentare cuprinde elemente capabile să îndeplinească următoarele cerințe: păstrarea, debitarea și filtrarea combustibilului; filtrarea aerului și, eventual, amortizarea zgomotului în admisie; prepararea amestecului carburant.

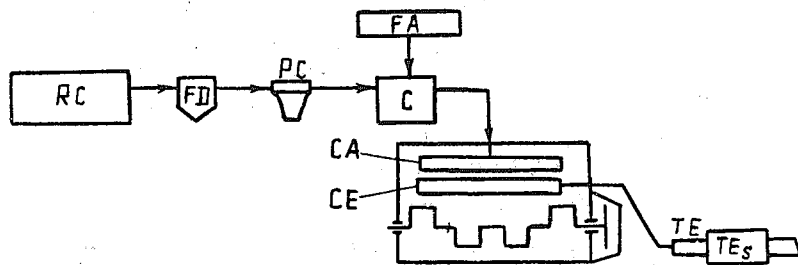


Fig. 8.1. Schema instalației de alimentare la M.A.S.

8.1.1. Amestecul carburant

Prin amestec carburant se înțelege amestecul format din aer, vapori și picături fine de combustibil, capabil să ardă în cilindrii motorului. Calitatea amestecului carburant se poate aprecia cu ajutorul a doi indici: a) dozajul combustibilului în aer și b) coeficientul de exces de aer.

Dozajul combustibilului în aer "d" este raportul dintre masa combustibilului "m_c" și masa aerului "m_a" ce participă la amestec:

$$d = \frac{m_c}{m_a} \quad (8.1)$$

Coeficientul de exces de aer λ este raportul între masa de aer m_a existentă în amestec și masa de aer minimă m_{a min} necesară arderii complete a combustibilului din amestec:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_{a \min}} \quad (8.2)$$

Coeficientul de exces de aer se mai numește și "excesul de aer" sau "coeficientul de dozaj al aerului".

Relația precedentă poate lua forma:

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}} \quad (8.3)$$

unde L – cantitatea de aer disponibilă în amestec pentru arderea unui kg de combustibil [kg aer/kg comb.];

L_{min} – cantitatea de aer minimă (teoretică) necesară pentru arderea unui kg de combustibil [kg aer/kg comb.].

Așadar, după cum se știe, L_{min} = 14,8 kg aer/kg comb. pentru M.A.S. și L_{min} = 14,5 kg aer/kg comb. pentru M.A.C.

Dacă λ < 1, amestecul carburant este bogat.

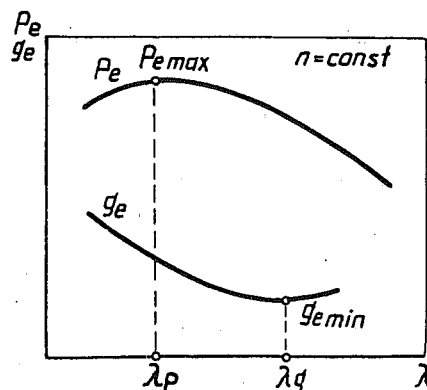
Dacă λ = 1, amestecul carburant se numește normal teoretic sau stoechiometric.

Dacă λ > 1, amestecul carburant este sărac.

În situațiile curente se cunoaște consumul orar de combustibil G_c [kg/h] și consumul orar de aer al motorului G_a [kg/h], astfel că relația (8.3) se poate scrie în felul următor:

$$\lambda = \frac{G_a}{G_c \cdot L_{\min}} \quad (8.4)$$

Performanțele de putere și economicitate ale motorului depind în măsură importantă de calitatea amestecului. Acest lucru se pune în evidență cu ajutorul caracteristicii de reglaj funcție de calitatea amestecului (fig. 8.2). După cum era de așteptat, puterea maximă se obține pentru amestecuri bogate, iar economicitatea maximă pentru amestecuri mai sărace.

Fig. 8.2 Variația puterii și economicității în funcție de λ

Amestecul pentru care se obține puterea maximă la o anumită turație se numește amestec de putere și este caracterizat de λ_p .

Amestecul pentru care se obține economicitatea maximă se numește amestec de economicitate și este caracterizat de λ_g .

Aceste două repere definesc o zonă în care trebuie să se încadreze amestecul carburant furnizat de carburator.

Dacă pentru un motor se vor ridica un număr corespunzător de asemenea caracteristici, care să acopere întregul domeniu de sarcini ale motorului, se pot extrage pentru fiecare sarcină perechile de valori λ_p și λ_g , care, transpuse într-o diagramă, prezintă variația din fig. 8.3. În această figură curba 1 reprezintă variația coeficientului de exces de aer pentru care motorul funcționează cu economicitate maximă la toate regimurile, iar curba 2 reprezintă variația coeficientului de exces de aer pentru care motorul funcționează cu performanțe maxime de putere la toate regimurile.

Cum un motor trebuie să funcționeze în condiții de economicitate, rezultă că în domeniul sarcinilor medii în care motorul funcționează majoritatea timpului – trebuie să i se furnizeze amestecuri apropiate de curba 1 de economicitate maximă, iar în domeniul sarcinilor mari, când motorului i se cere putere mare și maximă, să i se furnizeze amestecuri apropiate de curba 2 de putere maximă; de asemenea în domeniul sarcinilor mici motorului îi sunt necesare amestecuri bogate. Curba 3 care satisface cerințele expuse anterior reprezintă caracteristica carburatorului ideal sau optim.

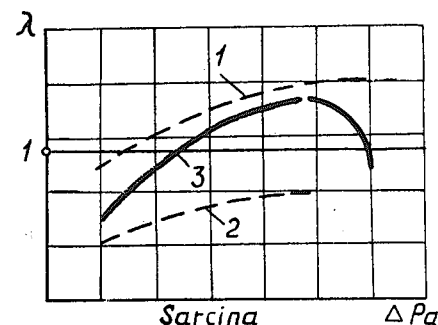


Fig. 8.3. Variația calității amestecului în funcție de sarcină

8.1.2. Regimurile de funcționare ale motorului

Carburatorul trebuie să furnizeze amestecuri carburante cât mai apropiate de cele optime pentru fiecare regim de funcționare. Infinitatea de regimuri în care poate funcționa un motor poate fi structurată în următoarele regimuri caracteristice:

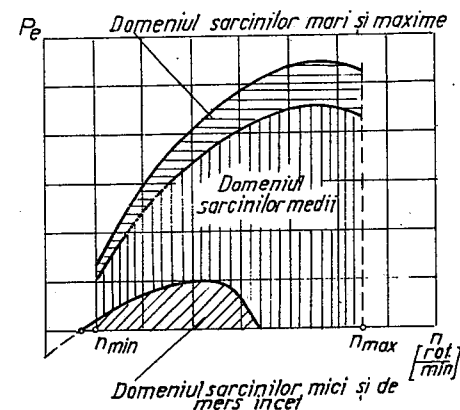


Fig. 8.4. Regimurile de funcționare ale motorului

- regimul de pornire;
- regimul de mers în gol încet (ralanti);
- regimul sarcinilor medii;
- regimul sarcinilor mari și maxime;
- regimul accelerațiilor bruște (repriză).

În *fig. 8.4* sunt evidențiate domeniile regimurilor caracteristice ale motorului.

Fiecărui tip de regim îi sunt caracteristice anumite calități de amestecuri carburante, care se obțin cu anumite dispozitive ce compun carburatorul. În tabelul 8.1 sunt sistematizate regimurile, amestecurile carburante necesare și dispozitivele aferente din carburator.

Tabelul 8.1

Sistematica regimurilor de funcționare, amestecurilor și dispozitivele aferente din carburator

Regimul caracteristic de funcționare	Calitatea amestecului λ	Dispozitivul aferent din carburator
Regimul de pornire	0,2 – 0,6	Dispozitivul de pornire
Regimul de mers în gol încet	0,6 – 0,8	Dispozitivul de mers în gol încet
Regimul sarcinilor medii	0,9 – 1,1	Dispozitivul principal de dozare
Regimul sarcinilor mari și maxime	0,8 – 0,9	Economizorul
Regimul accelerațiilor bruște	↑	Pompa de accelerație

8.1.3. Carburatorul elementar

Schema carburatorului elementar este reprezentată în *fig. 8.5*. Notațiile făcute au semnificațiile: 1 – difuzorul; 2 – pulverizatorul; 3 – clapeta accelerației (*obturatorul*); 4 – jiclorul; 5 – camera de nivel constant (*CNC*); 6 – plutitorul; 7 – cuiul obturator; 8 – tubul de aer. Zona cuprinsă între secțiunea minimă a difuzorului și axul clapetei de accelerație poartă denumirea de *cameră de amestec*.

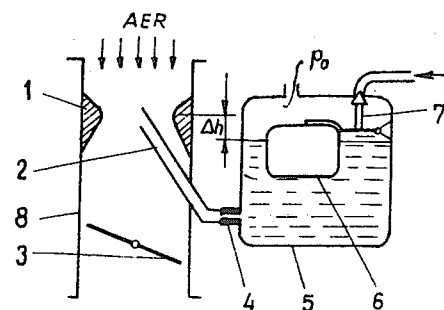


Fig. 8.5. Carburatorul elementar

În legătură cu construcția carburatorului se pot face următoarele remarci importante:

- pulverizatorul se deschide în secțiunea minimă a difuzorului;
- între planul în care se deschide pulverizatorul și nivelul combustibilului în camera de nivel constant există o denivelare Δh , denumită spațiul

de gardă, necesară evitării deversării benzinei în difuzor când motorul nu lucrează, lucru posibil datorită fenomenului de capilaritate;

- deasupra benzinei din *CNC* acționează o presiune egală sau foarte apropiată de cea atmosferică, orificiul practicat în partea superioară a *CNC* în acest scop deschizându-se în atmosferă sau prin intermediul unui *tub sub filtrul de aer*.

Funcționarea carburatorului elementar are la bază legea lui Bernoulli, a continuității și fenomenul de dispersie hidrodinamică.

Aerul aspirat de cilindrii motorului trece prin difuzor unde atinge viteza de curgere maximă în secțiunea minimă; aici apare depresiunea maximă datorită căreia benzina va fi aspirată din *CNC*, dozată de jiclorul 4 și deversată în difuzor prin pulverizator. Aici va fi preluată de jetul de aer și datorită fenomenului de dispersie hidrodinamică va fi fărâmițată în picături fine, ce se vor amesteca cu aerul și vaporii de benzină formând amestecul carburant.

Difuzorul (*fig. 8.6*) este un ajustaj convergent – divergent în a cărui secțiune minimă depresiunea Δp_d atinge o valoare maximă capabilă să aspire benzina din *CNC*, iar viteza aerului ajunge la o valoare ridicată, care permite o pulverizare fină a jetului de combustibil.

Depresiunea în difuzor reprezintă diferența între presiunea mediului ambiant p_o și presiunea statică din difuzor, adică $\Delta p_d = p_o - p_d$, care depinde de turație. Pentru turații nominale peste 3200 rot/min. depresiunea în difuzor atinge 1500 mm col H_2O . Statistic, depresiunea în difuzor are valori cuprinse între $\Delta p_d = 1200 - 2000$ mm col H_2O . Viteza aerului în difuzor W_{ad} se determină cu ajutorul legii lui Bernoulli; dacă se

scrie ecuația la intrarea în difuzor (secț. 0 - 0) și în secțiunea minimă a acestuia (secț. d - d), făcând ipotezele că aerul este incompresibil și diferențele de nivel în lungul difuzorului sunt neglijabile, se obține:

$$\frac{p_0}{\gamma_0} + \frac{W_0^2}{2g} = \frac{p_d}{\gamma_0} + \frac{W_{ad}^2}{2g} (1 + \sigma). \quad (8.5)$$

Se admite ca în secțiunea 0 - 0, $W_0 = 0$, deci:

$$W_{ad} = \sqrt{\frac{2g\Delta p_d}{\gamma_0(1+\sigma)}} \text{ [m/s]}, \quad (8.6)$$

substituind $\gamma_0 = \rho_0 \cdot g$ și notând:

$$\varphi_w = (1 + \sigma)^{-1/2} \text{ se obține}$$

$$W_{ad} = \varphi_w \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_d}{\rho_0}} \text{ [m/s]}, \quad (8.7)$$

unde $\varphi_w = 0,85$ - coeficientul pierderilor de viteză în difuzor;

ρ_0 - densitatea aerului la 0°C și 760 mm Hg; $\rho_0 = 1,29 \text{ kg/m}^3$;

Δp_d - depresiunea în difuzor, în N/m².

Pentru carburatoarele existente, viteza aerului în difuzor are valori cuprinse între: $W_{ad} = 80 - 170 \text{ m/s}$.

Debitul masic de aer (consumul de aer) prin difuzor se determină din legea continuității:

$$G'_{ad} = \varepsilon_d \cdot S_d \cdot W_{ad} \cdot \rho_0 \cdot 3600 \text{ [kg/h]}, \quad (8.8)$$

unde ε_d - coeficient de contracție; S_d - suprafața secțiunii minime a difuzorului.

Înlocuind relația (8.7) în relația (8.8) și notând $\mu_d = \varepsilon_d \cdot \varphi_w$ - coeficient de debit al difuzorului, se obține:

$$G'_{ad} = \mu_d \cdot S_d \cdot \sqrt{2\rho_0 \cdot \Delta p_d} \cdot 3600 \text{ [kg/h]}. \quad (8.9)$$

Ținând seama de compresibilitatea aerului prin coeficientul φ_c , rezultă debitul de aer corectat:

$$G_d = \varphi_c \cdot G'_{ad}. \quad (8.10)$$

Debitul de aer corectat se poate obține și pe altă cale și anume introducând în relația (8.9) în locul lui ρ_0 chiar densitatea aerului în difuzor:

Coeficientul de debit μ_d depinde de mărimile geometrice ale difuzorului, dar mai ales de depresiunea din difuzor: $\mu_d = 0,68 \dots 0,83$.

Valorile pentru μ_d și φ_c se extrag din fig. 8.7.

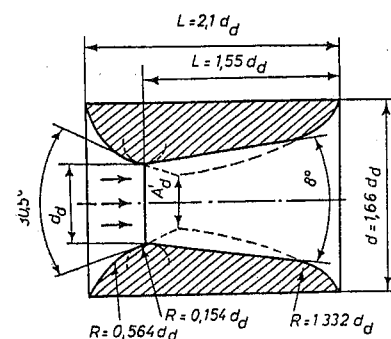


Fig. 8.6. Dimensiuni constructive ale difuzorului

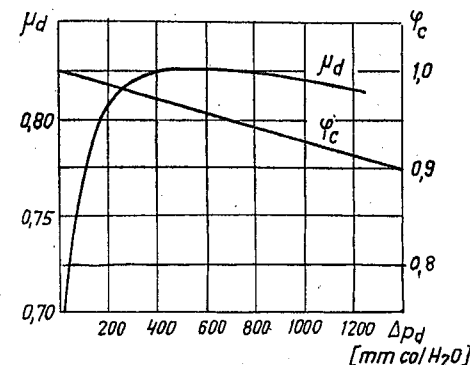


Fig. 8.7. Caracteristica difuzorului

Presupunând că admisia se face doar pe 180° RAC, rezultă că la motoarele policilindrice până la $i=4$ inclusiv (i - numărul de cilindri) prin difuzorul carburatorului trece pe rând cantitatea de aer necesară unui singur cilindru; la motoarele cu $i > 4$ admisia amestecului carburant se interferează la câte doi cilindri. Aceasta înseamnă că prin difuzorul carburatorului va trebui să treacă un debit de aer G_a mai mare decât cel necesar unui singur cilindru G_{ai} . Acest lucru se ia în considerare prin introducerea unui factor de corecție "c" care are următoarele valori $c=1$ pentru $i=1-4$; $c=1,3$ pentru $i=6$ și $c=1$ pentru $i=8$.

Debitul masic de aer care intră într-un cilindru în timpul admisiei (pe 180° RAC) este:

$$G_{ai} = \frac{10^{-3} \cdot \eta_v \cdot \rho_0 \cdot V_s}{180} = 0,12 \eta_v \cdot \rho_0 \cdot V_s \cdot n, \text{ [kg/h]}. \quad (8.12)$$

Debitul de aer, aspirat de motorul policilindric în timpul corespunzător celor 180° RAC, în care se face admisia într-un cilindru, ținând cont de interferența funcționării cilindrilor, este:

$$G_{al} = c \cdot G_{ai} = 0,12 \cdot c \cdot \eta_v \cdot \rho_0 \cdot V_s \cdot n. \quad (8.13)$$

Pentru a determina diametrul secțiunii minime a difuzorului, se galează ecuațiile (8.10) și (8.13) și rezultă:

$$d_d = 5,848 \sqrt{\frac{c \cdot v_s \cdot \eta_v \cdot n}{z \cdot \varphi_c \cdot \mu_d}} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{\Delta p_d}}, [\text{mm}] \quad (8.14)$$

unde z este numărul camerelor de amestec ale carburatorului.

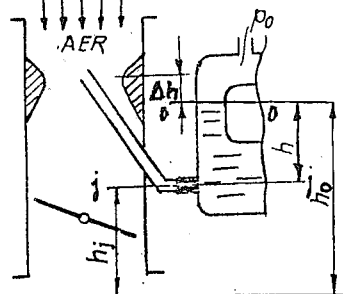


Fig. 8.8. Schema de calcul al jiclorului

În scopul realizării unei pulverizări fine și la turații mai scăzute (în special la turația de cuplu maxim), fără a folosi un difuzor puternic strangulat, care ar mări rezistențele gazodinamice la turații ridicate cu implicații asupra puterii, se utilizează difuzoare multiple, formate din două sau trei difuzoare concentrice. Difuzorul central, care prezintă și cea mai mică secțiune de trecere, se mai numește și centrator.

În secțiunea minimă a centratorului viteza de curgere a aerului va fi mai mare cu 20%, iar depresiunea cu 50%; prin secțiunea rămasă liberă între difuzoare trece un debit de aer de 66 – 83% din debitul total.

Jiclorul de combustibil. Calculul jiclorului are drept scop stabilirea diametrului acestuia.

În prima etapă, pornind de la legea lui Bernoulli, scrisă pentru secțiunile 0 – 0 și $j - j$ (fig. 8.8), se stabilește viteza benzinei prin jiclor:

$$g \cdot h_0 + \frac{p_0}{\rho_c} + \frac{w_0^2}{2} = g \cdot h_j + \frac{p_j}{\rho_c} + \sigma \frac{w_0^2}{2}, \quad (8.15)$$

unde $\rho_c = 750 \text{ kg/m}^3$ - densitatea combustibilului;

σ - coeficient care ia în considerare pierderile prin frecare și distribuția neuniformă a vitezei în secțiune. Considerând $w_0 \approx 0$ și notând $\varphi_j = (1 + \sigma)^{-1/2}$, din relația (8.15) se obține într-o primă formă expresia vitezei benzinei prin jiclor:

$$W_j = \varphi_j \sqrt{2 \frac{p_0 - p_j}{\rho_c} + 2gh} \quad (8.16)$$

Depresiunea ($p_j - p_d$), care asigură curgerea benzinei, trebuie să fie capabilă să ridice coloana de benzină în pulverizator pentru a o deversa în camera de amestec și să învingă tensiunea superficială, care se opune

curgerii benzinei, tensiune ce poate fi asimilată convențional cu înălțimea unei coloane de benzină de valoare h_σ . Se poate deci scrie:

$$p_j - p_d = (h + \Delta h + h_\sigma) \rho_c \cdot g \quad (8.17)$$

Adunând și scăzând în membrul stâng pe p_c și ținând cont că $\Delta p_d = p_0 - p_d$, obținem:

$$p_0 - p_d = \Delta p_d - (h + \Delta h + h_\sigma) \rho_c \cdot g \quad (8.18)$$

Înlocuind relația (8.18) în relația (8.16) se obține:

$$w_j = \varphi_j \sqrt{2 \frac{\Delta p_d}{\rho_c} - 2g(h + \Delta h + h_\sigma)} \quad (8.19)$$

$$\text{Dacă se notează: } \Delta h^* = \Delta h + h_\sigma, \quad (8.20)$$

$$\text{se obține: } W_j = \varphi_j \sqrt{2 \frac{\Delta p_d}{\rho_c} - 2g \cdot \Delta h^*} \quad (8.21)$$

Viteza combustibilului prin jiclor este cuprinsă în limitele $W_j = (3 \div 5) \text{ m/s}$, fiind de 25 – 30 de ori mai mică decât viteza aerului.

În a doua etapă se stabilește ecuația debitului masic prin jiclor.

$$G_j = \varepsilon_j \cdot S_j \cdot W_j \cdot \rho_c \cdot 3600 [\text{kg/h}], \quad (8.22)$$

unde ε_j - coeficientul de contracție; $S_j = \pi d_j^2 / 4$ - suprafața orificiului jiclorului.

Introducând relația (8.21) se obține.

$$G_j = \mu_j \cdot S_j \sqrt{2 \rho_c (\Delta p_d - g \cdot \rho_c \cdot \Delta h^*)} \cdot 3600 [\text{kg/h}], \quad (8.23)$$

unde $\mu_j = \varphi_j \cdot \varepsilon_j$ - coeficient de debit al jiclorului (fig. 8.9).

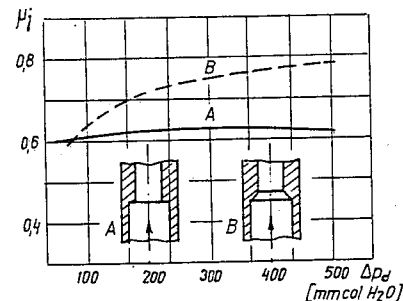


Fig. 8.9. Coeficientul de debit al jiclorului

La construcțiile curente, denivelarea $\Delta h = (2 \div 6) \text{ mm}$, iar $h_\sigma \approx 12 \text{ mm}$; în acest fel $\Delta h^* = 14 \dots 18 \text{ mm}$.

Debitul de combustibil care trece prin jiclor trebuie să asigure consumul de combustibil necesar; dacă se notează consumul orar de combustibil cu G , consumul pe cilindru va fi G/i . Ținând seama că umplerea cilindrului

se face numai în cursa de admisie, rezultă că în acest sfert de ciclu jiclorul trebuie să livreze un debit egal cu $4G/i$.

Din egalitatea $G_j = \frac{4G}{i}$, substituind în relația (8.23) și ținând cont că $S_j = \pi d_j^2 / 4$ se obține valoarea diametrului jiclorului d_j în mm:

$$d_j = 5,82 \sqrt{\frac{G}{\mu_j \cdot i \sqrt{\Delta p_d - g \cdot \rho_c \cdot \Delta h^*}}} \quad (8.24)$$

În această relație $\rho_c = 750 \text{ kg/m}^3$

8.1.4. Caracteristica carburatorului elementar

După cum s-a constatat anterior, caracteristica unui carburator este dependența $\lambda = f(\text{sarcină})$, sau cu aproximație $\lambda = f(\Delta p_d)$. Pentru a stabili caracteristica carburatorului elementar se pornește de la ecuația 8.4 scrisă sub forma:

$$\lambda = \frac{G_{ad}}{G_j \cdot L_{min}}, \quad (8.25)$$

unde G_{ad} – debitul de aer prin difuzor; G_j – debitul de combustibil prin jiclor.

$$\lambda = \frac{S_d}{S_j \cdot L_{min}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{\varphi_c \cdot \mu_d}{\mu_j} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_d}{\Delta p_d - \rho_c g \cdot \Delta h^*}} \text{ sau}$$

$$\lambda = k \cdot \frac{\varphi_c \cdot \mu_d}{\mu_j} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_d}{\Delta p_d - \rho_c g \cdot \Delta h^*}} \quad (8.26)$$

Se observă că la creșterea depresiunii din difuzor, coeficientul φ_c și μ_d scad, iar μ_j crește, aceste dependențe ducând la scăderea coeficientului de exces de aer.

În al doilea rând, expresia de sub radical scade de la valoarea $+\infty$ la 1, dacă depresiunea Δp_d crește de la valoarea $\Delta p_d = \rho_c g \cdot \Delta h^*$ la $+\infty$.

Caracteristica carburatorului elementar are astfel alura curbei 1 din fig. 8.10, care este complet necorespunzătoare în raport cu caracteristica carburatorului ideal (curba 2, fig. 8.10). Acesta este motivul pentru care carburatorul elementar trebuie completat cu dispozitive auxiliare (tabelul

8.1) în scopul corectării caracteristicii acestuia și apropierii ei de cea a carburatorului ideal.

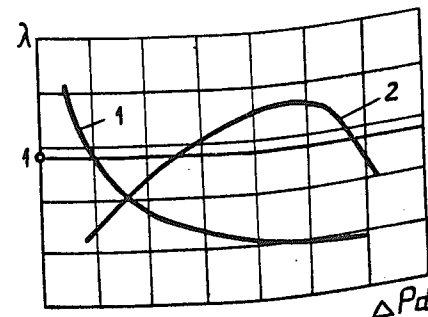


Fig. 8.10. Caracteristica carburatorului elementar (1) și ideal (2)

8.1.5. Dispozitivul principal de dozare

Dispozitivul principal de dozare are rolul de a asigura o funcționare normală a motorului în regimul sarcinilor medii, furnizând amestecuri progresiv săracite, cu coeficienți de exces de aer între 0,8 și 0,92.

Se consideră regimuri de sarcini medii acele regimuri la care încărcarea motorului variază între 20 – 85%. Cum marea majoritate a timpului un motor lucrează în regimuri de sarcini medii, asigurarea unei funcționări economice a unui automobil impune utilizarea unor amestecuri sărace.

Dispozitivele principale de dozare se pot grupa în următoarele categorii:

- dispozitive principale de dozare cu frânare pneumatică a combustibilului;
- dispozitive principale de dozare cu jiclor compensator;
- dispozitive principale de dozare cu reglarea depresiunii în difuzor;
- dispozitive principale de dozare cu secțiune variabilă.

Ultimele două tipuri au avut o utilizare relativ restrânsă. La ora actuală cel mai utilizat tip de dispozitiv este dispozitivul principal de dozare cu frânare pneumatică a combustibilului.

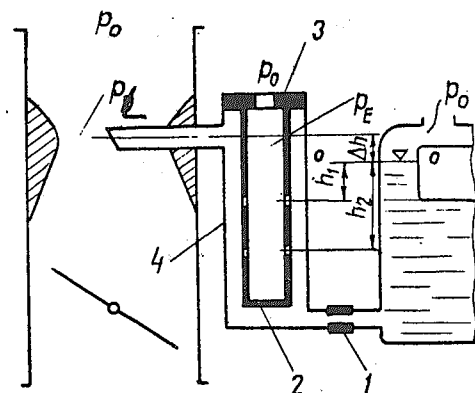


Fig. 8.11. Dispozitivul principal de dozare a combustibilului: 1 – jiclor principal; 2 – tub emulsor; 3 – jiclor de aer; 4 – puțul emulsorului

În tubul emulsor sunt practicate la diverse orizonturi (în cazul prezentat în fig. 8.11 la nivelele h_1 și h_2) orificii.

În funcționarea acestui dispozitiv se disting mai multe etape.

Prima etapă este aceea în care nivelul combustibilului în puțul tubului emulsor se găsește între nivelul $0 - 0$ și h_1 , deci: $0 < h < h_1$. Această etapă este caracterizată de lipsa de comunicare a aerului din exterior cu interiorul puțului 4; jiclorul principal 1 se va afla deci sub influența diferenței de presiune $\Delta p_d = p_o - p_d$. Pentru un regim staționar $h = \text{const.}$ și, conform principiului vaselor comunicante, debitul de benzină prin jiclorul 1 trebuie să fie egal cu debitul de benzină ce trece prin toate orificiile practicate în tubul emulsor. Bilanțul debitelor în această primă etapă este:

$$\mu_{je} \cdot S_{je} \sqrt{\Delta p_d - g \cdot \rho \cdot \Delta h^* + g \cdot \rho_c \cdot h} = \mu_i \cdot S_i \cdot \sqrt{\Delta p_d} \quad (8.27)$$

unde μ_{je} , μ_i – coeficientul de debit al jiclorului principal, respectiv al orificiilor practicate în tubul emulsor;

S_{je} , S_i – suprafața de trecere oferită de jiclorul principal, respectiv suprafața tuturor orificiilor practicate în tubul emulsor.

Explicitând pe h se obține:

$$h = \frac{\Delta p_d}{g \cdot \rho_c} \left[\left(\frac{\mu_i \cdot S_i}{\mu_{je} \cdot S_{je}} \right)^2 - 1 \right] + \Delta h^* \quad (8.28)$$

În etapa $0 < h < h_1$ debitul de combustibil prin jiclorul principal se determină din formula:

$$G_{je} = \mu_{je} \cdot S_{je} \sqrt{\Delta p_d + g \cdot \rho_c (h - \Delta h^*)} \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \quad (8.29)$$

A doua etapă se desfășoară în situația în care nivelul combustibilului se găsește între primele două orizonturi, deci $h_1 < h < h_2$. În această etapă orificiile primului orizont sunt descoperite și astfel în tubul puțului emulsor va domni o presiune p_e ce se află în următorul raport $p_d < p_e < p_o$.

Datorită diferenței de presiune $\Delta p_e = p_o - p_e$, se formează un debit de aer suplimentar, care împreună cu benzina va alcătui o emulsie și care va părăsi pulverizorul sub acțiunea diferenței de presiune $p_o - p_e < p_o - p_d$, adică conform notațiilor anterioare $\Delta p_e < \Delta p_d$, rezultă că jiclorul de benzină la asemenea dispozitive aflându-se sub influența unor depresii mai mici decât jiclorul de benzină al carburatorului elementar, va debita mai puțină benzină, realizându-se astfel o creștere frănată a debitului de benzină.

În această etapă bilanțul de debite se scrie astfel:

$$G_e + G_a = G_{je} \quad (8.30)$$

adică debitul de combustibil însumat cu debitul de aer este egal cu debitul de emulsie:

$$\begin{aligned} & \mu_{je} \cdot S_{je} \sqrt{2 \rho_c (p_o - p_e - g \cdot \rho_c \cdot \Delta h^* + g \cdot \rho_c \cdot h)} + \\ & + \mu_i \cdot S_i \sqrt{2 \rho_o (p_o - p_e)} = \mu_p \cdot S_p \sqrt{2 \rho_c (p_e - p_d)} \end{aligned} \quad (8.31)$$

În această relație:

S_i – suprafața orificiilor primului orizont;

ρ_o – densitatea aerului;

μ_p , S_p – coeficientul de debit, respectiv suprafața pulverizatorului;

ρ_e – densitatea emulsiei.

Densitatea emulsiei se poate determina din relația (8.30) scrisă

astfel:

$$G_e + G_a = \rho_e (V_e + V_a) \quad (8.32)$$

unde V_c și V_a reprezintă participațiile volumetrice ale combustibilului și aerului.

$$\rho_e = \frac{G_c + G_a}{V_c + V_a} = \frac{G_c + G_a}{\frac{G_c}{\rho_c} + \frac{G_a}{\rho_a}} \quad (8.33)$$

Pentru dispozitivul principal de dozare cu frânare pneumatică și tub emulsor situația caracteristică de funcționare o constituie tocmai această a doua etapă. Pentru asigurarea unei sărăcirii progresive a amestecului, tubul emulsor este prevăzut cu orificii la mai multe orizonturi; spre exemplu tubul emulsor al carburatorului motorului Dacia 1300 are 3 orizonturi.

Conform relațiilor și considerațiilor anterioare, coeficientul de exces de aer pentru un asemenea dispozitiv are forma:

$$\lambda = \frac{\varphi_c \cdot \mu_d \cdot S_d \sqrt{2\rho_0 \Delta p_d} + \mu_i \cdot S_i \sqrt{2\rho_0 \Delta p_e}}{L_{min} \mu_{jc} \cdot S_{jc} \sqrt{2\rho_c (\Delta p_e - g \cdot \rho_c \cdot \Delta h^* + g \cdot \rho_c \cdot h)}} \quad (8.34)$$

Prin adoptarea valorilor dorite pentru λ , relația (8.34) se poate transforma în relația de dimensionare.

8.1.6. Dispozitive auxiliare ale carburatorului

După cum s-a precizat, pentru a acorda cât mai fidel calitatea amestecului cu regimul de funcționare, carburatorul are o serie de dispozitive auxiliare. În *fig. 8.12* sunt reunite pe o schemă de ansamblu toate dispozitivele carburatorului.

Dispozitivul de pornire. Acest dispozitiv furnizează motorului amestecuri foarte bogate necesare pornirii ($\lambda=0,2 \div 0,6$) în condițiile unei turații reduse, corespunzătoare celei de pornire ($n=50 \div 120 \text{ rot/min}$), când depresiunea din difuzor, fiind foarte mică, nu poate aspira benzina din camera de nivel constant.

Dispozitivele de pornire se clasifică astfel:

- a) clapeta de aer (clapeta de șoc);
- b) carburatorul elementar;
- c) starterul.

Cel mai răspândit dispozitiv de pornire este clapeta de șoc, care se regăsește și în *fig. 8.12*. Dispozitivul dat se compune din: 1 – clapeta de șoc cu orificiile 2; 3 – supapa care controlează orificiile 2.

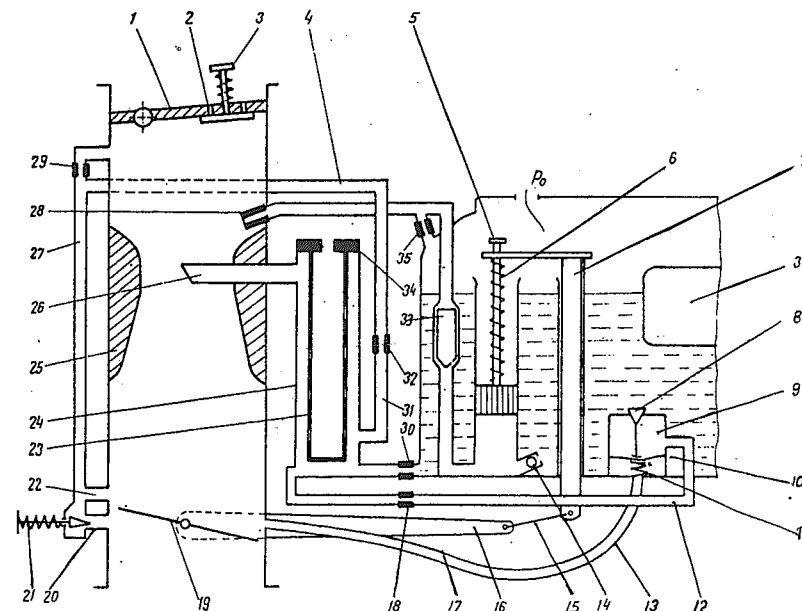


Fig. 8.12. Schema carburatorului cu dispozitive auxiliare

Clapeta de șoc se montează la intrarea în tubul de aer, axul ei fiind, excentric, în poziție de lucru ea închide complet accesul aerului spre motor. În acest fel, datorită aspirațiilor succesive din cilindrii motorului se crează la un moment dat o depresiune suficient de mare, datorită căreia benzina din camera de nivel constant intră în camera de amestec prin toate orificiile posibile. Împreună cu cantitatea de aer redusă, aflată sub clapeta de șoc, se formează un amestec foarte bogat care poate asigura pornirea motorului.

În scopul prevenirii îmbogățirii excesive a amestecului (*încării motorului*), care se poate ivi după pornire, când turația crește cel puțin până la cea de ralanti, supapa 3 se va deschide eliberând orificiile 2 pe unde va pătrunde aer din exterior. Unele carburatoare, de exemplu, carburatorul 32 IRM al autoturismului Dacia 1300, nu posedă o asemenea supapă; acțiunea de prevenire a încării motorului se realizează datorită cuplului creat pe suprafețele inegale ale clapetei situate de o parte și de alta a axului.

Cu excepția regimului de pornire, în toate celelalte regimuri de funcționare – când motorul este cald – clapeta de șoc se găsește în poziție deschisă.

Comanda clapetei de șoc se poate face manual sau automatizat cu dispozitive termoelectrice sau termopneumatice.

Dispozitivul de mers în gol încet asigură amestecuri carburante bogate cu un coeficient de exces de aer între 0,6 și 0,8, necesare funcționării normale a motorului în domeniul sarcinilor nule cu turație redusă.

Caracteristicile acestui regim sunt:

- turația scăzută (600 – 1000 rot/min);
- clapeta de accelerație aproape complet închisă (distanța maximă la tubul de aer al carburatorului 0,3 – 0,8 mm);
- puterea dezvoltată de motor de 3 – 6% din puterea nominală și se utilizează numai pentru învingerea rezistențelor proprii ale motorului.

Schema dispozitivului se poate urmări în fig. 8.12. Elementele principale sunt: 31, 4, 27 – canale; 32 – jiclor de benzină pentru mers în gol încet; 29 – jiclor de aer; 20 – orificiu de descărcare, 21 – șurub de reglaj al ralentului; 22 – orificiu de progresiune.

Având în vedere turația scăzută și închiderea aproape completă a clapetei de accelerație 19, depresiunea maximă apare sub clapeta de accelerație, orificiul de descărcare 20 va fi deschis în această zonă. Circuitul benzinei va cuprinde jiclorul principal 30, jiclorul de benzină 32 al dispozitivului de mers în gol încet și canalele 31, 4, 27; în canalele 27 benzina împreună cu aerul care intră prin jiclorul de aer 29 formează o emulsie care se deversează sub clapeta de accelerație prin orificiul de descărcare 20.

În acest stadiu de funcționare prin orificiul de progresiune 22 pătrunde aer din camera de amestec. Cu ajutorul șurubului se reglează compoziția amestecului.

La trecerea de la regimul de mers în gol încet spre regimul sarcinilor medii se prelungește acțiunea dispozitivului de mers în gol încet cu ajutorul orificiului de progresiune, care, prin deschiderea clapetei de accelerație, va intra și el în zona de depresiune maximă și va începe să debiteze, la rândul ei emulsia suplimentând debitul furnizat prin orificiul de descărcare. Un efect asemănător se obține și dacă orificiul de descărcare se execută sub forma unei ferestre cu latura mare în poziție verticală.

Economizorul are menirea de a îmbogăți amestecul carburant în domeniul sarcinilor mari și maxime furnizând amestecuri cu coeficienți de exces de aer între 0,8 și 0,92.

Constructiv economizoarele pot fi cu comandă mecanică sau cu comandă pneumatică, ele putând lucra în serie sau în paralel cu dispozitivul principal de dozare.

La unele carburatoare, economizorul clasic este înlocuit cu econostate sau cu supraalimentatoare (*carburatorul 32 IRM*).

În fig. 8.12 se prezintă un economizor cu comandă pneumatică compus din următoarele elemente: 18 – jiclorul economizorului cunoscut și sub denumirea de jiclor de putere, 9 – puțul economizorului, 10 – membrana, 8 – supapa, 11 – resort, 13 – conductă de aer. Prin conducta de aer este adusă sub membrana 10 depresiunea ce domnește în dreptul clapetei de accelerație și care depinde de sarcina motorului; în domeniul sarcinilor mici și mijlocii, clapeta de accelerație fiind parțial deschisă, depresiunea în dreptul ei este relativ mare și ca urmare membrana 10 va menține supapa pe lăcașul ei. În domeniul sarcinilor mari și maxime clapeta accelerației este deschisă aproape complet, depresiunea în dreptul ei scade, iar arcul 11 este capabil să ridice supapa de pe sediul ei; benzina din camera de nivel constant intră în puțul economizorului, iar de aici prin jiclorul economizorului și pulverizator în difuzor, unde se va obține un amestec mai bogat.

Economizorul cu comandă pneumatică are avantajul unei mai bune corelări între calitatea amestecului și sarcinile mari ale motorului, fiind sensibil la variația turației, dar față de economizorul cu comandă mecanică se poate defecta mai ușor și, ca urmare a pierderii etanșeității, provoacă consumuri exagerate de combustibil.

Pompa de accelerație previne sărăcirea excesivă și temporară a amestecului în situațiile de accelerare bruscă. În cazul accelerărilor bruște sărăcirea amestecului este o consecință a inerției diferite a coloanei de combustibil și a celei de aer, ca urmare a greutăților specifice diferite.

În fig. 8.12 se pot urmări părțile componente ale pompei de accelerație cu comandă mecanică: 5 – piston; 6 – resort; 7, 15, 16 – mecanism de comandă; 14, 33 – supape; 35 – jiclor de aer; 28 – jiclor de benzină.

Funcționarea pompei de accelerație este următoarea: când pistonul 5 execută o cursă ascendentă, supapa 14 se deschide și permite benzinei din camera de nivel constant să intre în cilindrul pistonului 5. La deschiderea

bruscă a clapetei de accelerație 19, dispozitivul de acționare 16, 15, 7 prin intermediul resortului 6 obligă pistonul să execute o cursă descendentă. Benzina de sub piston va trece în canalul alăturat, va ridica supapa 33 de pe lăcașul ei și se va deversa în tubul de aer prin jiclorul 28 preîntâmpinând sărăcirea excesivă a amestecului. Acționarea pistonului se face prin intermediul resortului 6 în scopul măririi perioadei de pulverizare a benzinei la 1,5 – 3 secunde.

Jiclorul de aer 35 are rolul de a aduce în spatele supapei 33 o presiune capabilă să anihileze depresiunea din zona de descărcare a jiclorului 28 și smulgerea supapei 33 de pe sediul ei.

8.1.7. Clasificarea carburatoarelor

Un prim criteriu pentru clasificarea carburatoarelor îl constituie *dispoziția camerei de amestec*. Din acest punct de vedere carburatoarele pot fi: verticale și orizontale.

Carburatoarele verticale prezintă două variante: carburatoarele verticale cu curent descendent (fig. 8.13), denumite și *carburatoare inversate*, și carburatoarele verticale cu curent ascendent, denumite și *carburatoarele normale*. După cum se constată, denumirea este dată de sensul de curgere a aerului.

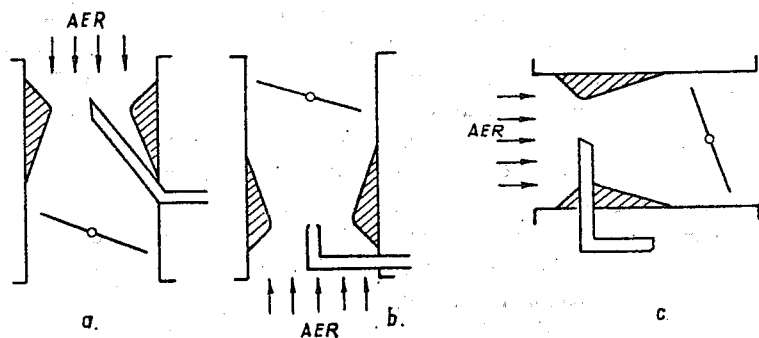


Fig. 8.13. Clasificarea carburatoarelor: a) verticale cu curent descendent; b) cu curent ascendent; c) orizontale

Carburatoarele verticale se utilizează cu succes la motoarele în 4 timpi. Cel mai frecvent utilizate sunt carburatoarele inversate întrucât asigură o umplere mai bună, ca urmare a unor rezistențe gazodinamice mai mici și a faptului că curgerea fluidului se face în sens gravitațional.

Carburatoarele orizontale (fig. 8.13, c) sunt utilizate mai des la motoarele în doi timpi.

Un al doilea criteriu de clasificare a carburatoarelor îl constituie *numărul camerelor de amestec* ale carburatorului. Sub acest aspect carburatoarele pot fi: cu o cameră de amestec și carburatoare multiple.

Carburatoarele multiple în paralel sunt practic două sau mai multe carburatoare reunite într-un singur corp, deservind fiecare un număr de cilindri (cazul carburatoarelor din familia W). Problema care se pune este cea a sincronizării comenzilor. Avantajul carburatoarelor multiple în paralel constă în faptul că asigură condiții aproape similare de umplere pentru toți cilindrii motorului determinând astfel o uniformitate mai bună a funcționării cilindrilor.

Carburatoarele multiple în trepte au două camere de amestec. Camera de amestec care funcționează în toate regimurile se numește treaptă primară, iar cea de a doua, care intră în funcțiune la sarcini mari (de la 60 – 70 % din sarcina totală), poartă denumirea de treaptă secundară. Intrarea în funcțiune a treptei secundare (deschiderea clapetei de accelerație) se face prin dispozitive de comandă mecanice sau pneumatice.

Realizarea carburatoarelor multiple în trepte s-a impus de necesitatea de a optimiza procesul de pulverizare a benzinei la toate regimurile de funcționare și de a menține valori acceptabile pentru pierderile gazodinamice. Astfel, dacă viteza aerului prin difuzor la sarcină maximă, nominală este în limitele precizate de dimensiunile difuzorului, asigurându-se o pulverizare corespunzătoare a benzinei, în condițiile turăției de cuplu maxim viteza aerului este considerabil redusă și deci calitatea pulverizării este afectată. Dacă viteza aerului are în domeniul turăției de cuplu maxim o valoare care asigură o pulverizare corespunzătoare, atunci în domeniul turăției nominale viteza va crește considerabil având ca implicație directă mărirea pierderilor gazodinamice. Carburatoarele multiple în trepte reușesc să elimine aceste neajunsuri.

În prezent se folosesc carburatoarele multiple, construcția cărora este prezentată în fig. 8.14.

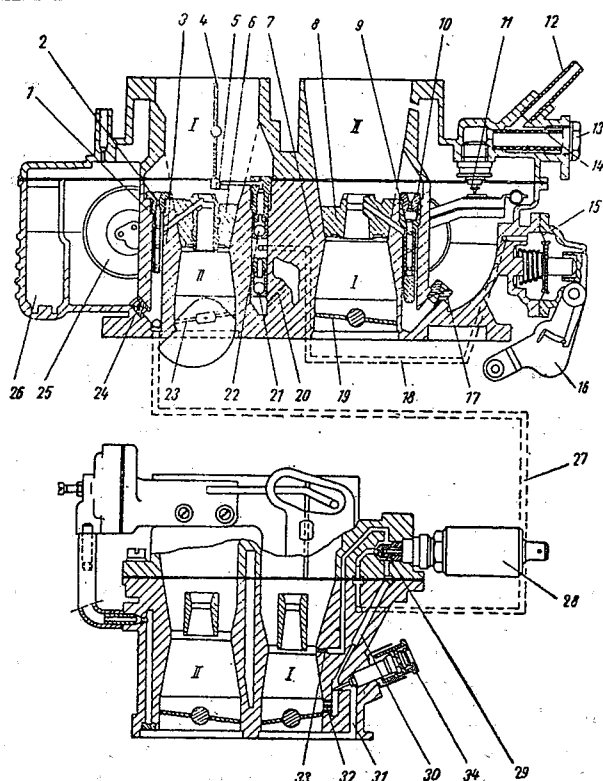


Fig. 8.14. Carburatorul 26/36 CSIC: 1 – tubul emulsor al primei trepte; 2 – jiclorul de compensare al primei trepte; 3 – difuzorul mare al primei trepte; 4 – clapeta de pornire; 5 – pulverizatorul pompei de accelerație; 6 – difuzorul mic al primei trepte; 7 – difuzorul mare al treptei secundare; 8 – difuzorul mic al treptei secundare; 10 – tubul emulsor al treptei secundare; 11 – supapa ac; 12 – conductă de retur; 13 – șurub-dop; 14 – sită filtrantă; 15 – pompă de accelerație; 16 – pârghie; 17 – jiclorul principal de benzină al treptei secundare; 18 – canal; 19 – obturatorul treptei secundare; 20 – canal de aspirație; 21 – supapă de aspirație; 22 – supapă de filtrare; 23 – obturatorul treptei primare; 24 – jiclorul principal de benzină al primei trepte; 25 – plutitor; 26 – camera de nivel constant; 27 – canal; 28 – supapă electromagnetică; 29 – jiclor de mers în gol; 30, 31, 33 – canalizații; 32 – orificiu de transfer; 34 – șurub pentru reglarea dozajului la mers în gol.

8.1.8. Carburatorul 26/36 CSIC

Carburatorul 26/36 CSIC reprezintă un carburator de tip SOLEX. Se instalează pe autoturismul *OLTCIT Special* fabricat în România.

Mersul în gol. La acest regim benzina este preluată de jiclorul 29 din avalul jiclorului principal al primei trepte 24 prin canalul 27. Amestecată cu aerul din canalul 33 emulsia trece prin canalul 31. Sistemul de mers în gol încet este controlat de o supapă electrică 28 comandată de contactul aprinderii, care întrerupe alimentarea cu combustibil la oprirea motorului.

Regimul de accelerație. Trecerea la accelerația automobilului se efectuează cu o pompă de accelerație 15 cu membrană acționată mecanic: aspiră benzină prin canalul 20 și supapa 21 și refulează prin canalul 18, supapa 22 și pulverizator 5 în camera de carburare a primei trepte.

Regimul mediu de funcționare este asigurat cu amestec prin jicloarele 24 și 17, fiind emulsionat în tuburile 1 și 10.

8.1.9. Carburatoare cu comandă electronică

Rolul esențial al unui carburator este acela de a asigura formarea amestecului aer/combustibil, iar dozajul acestuia este precizat de raportul debitelor celor două fluide. Modificarea acestui raport se obține în mod firesc prin variația unuia din aceste debite. Din acest punct de vedere, sistemele moderne de carburatoare cu comandă electronică pot fi grupate în două clase mari:

a) carburatoare cu corecția dozajului prin controlul debitului de aer realizabil prin:

- variația poziției clapetei superioare (*BOSCH-PIERBURG*);
- variația secțiunii jiclorului de aer (*HONDA, CARTER, HITACHI, NISSAN, FUJI*).

b) carburatoare care asigură corecția dozajului prin controlul debitului de combustibil utilizând:

- modulator de vid (*G.M., FORD*);
- supape electromagnetice (*G.M., FORD, SOLEX, WEBER, AMC*);
- prin variația presiunii în camera de nivel constant (*FORD*).

O soluție caracteristică primei clase este cea dezvoltată pe *PIERBURG-BOSCH*. Sistemul denumit *ECOTRONIC* a fost inițiat în ideea

păstrării avantajelor de bază ale carburatorului clasic (construcție simplă, bună adaptabilitate la motor, siguranță în funcționare) completate cu altele ce decurg din utilizarea sistemului electronic de comandă. Construcția asigură în mod special o îmbunătățire a funcționării motorului la regimuri tranzitorii. Astfel comanda electronică realizează:

- îmbogățirea dozajului în regim de pornire sau de încărcare;
- îmbogățirea amestecului în regim de accelerare;
- stabilitatea funcționării la mers în gol;
- întreruperea alimentării la mersul în gol forțat și la oprirea motorului.

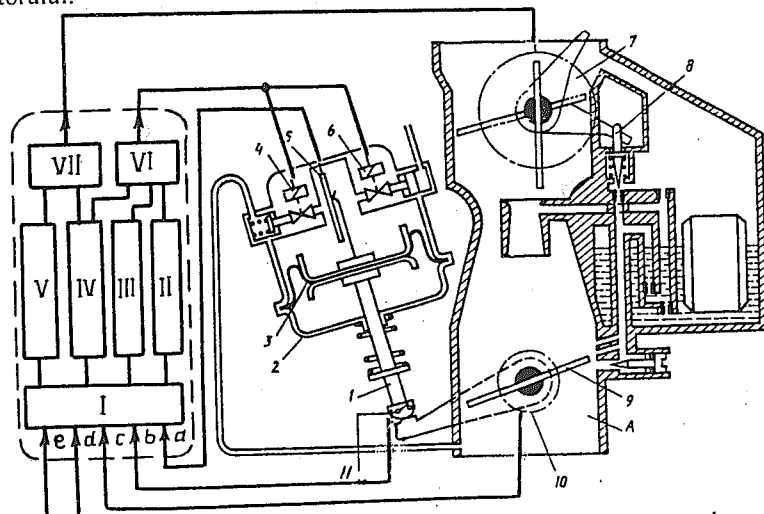


Fig. 8.15. Carburatorul PIERBURG-BOSCH: 1 – tija poziție clapetă; 2 – carcasă; 3 – membrană; 4, 6 – supape electromagnetice; 5 – potențiometru; 7 – clapetă pornire cu servomotor; 8 – dispozitiv pentru reglarea aerului la mers în gol; 9 – clapeta de accelerație; 10 – traductor poziție clapetă; 11 – comutator pentru mersul în gol; a – semnal comutator mers în gol; b – semnal poziție unghiulară a clapetei de accelerație; c – poziționarea clapetei de accelerație dată de dispozitivul de reglaj; d – turație motor; e – semnalul temperaturii lichidului de răcire; I – bloc de prelucrare a informațiilor; II – bloc electronic pentru mers în gol forțat; III – bloc mers în gol; IV – bloc pentru comenzi pornire și încălzire; V – bloc pentru regimul de accelerare; VI – semnalul poziției clapetei de accelerație; VII – semnalul poziției clapetei de pornire

Oprirea alimentării cu combustibil la *regimul de mers în gol forțat* se realizează prin închiderea completă a clapetei de accelerație în domeniul presiunii atmosferice, ceea ce face ca sistemul de mers în gol să fie scos complet din funcțiune. La scăderea turației motorului sub o valoare prestabilită, dispozitivul electropneumatic aduce clapeta de accelerație în poziția de mers în gol, orificiul amestecului de mers în gol este pus în legătură cu depresiunea de sub clapeta de accelerație (din galeria de admisie) și debitul de combustibil este restabilit.

La turații superioare turației de prag este acționată supapa electromagnetice care pune în legătură dispozitivul electropneumatic cu presiunea din colectorul de admisie, astfel încât clapeta de accelerație este complet închisă.

Controlul funcționării motorului *la mersul în gol* se realizează prin reglarea poziției clapetei de accelerație. Poziția clapetei este modificată riguros prin intermediul unui dispozitiv electropneumatic prevăzut cu două supape electromagnetice pentru interconectarea presiunilor de acționare (atmosferică și depresiune din colectorul de admisie).

La mersul în gol se compară turația motorului cu o valoare prestabilită rezidentă în memoria ROM. Din diferența celor două mărimi blocul de comandă emite semnalul ce conduce la modificarea (în sensul dorit) poziției clapetei de accelerație.

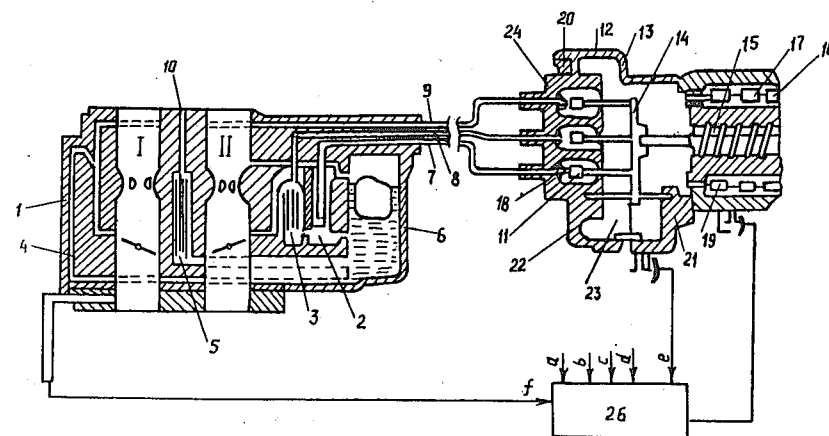


Fig. 8.16. Carburatorul HONDA

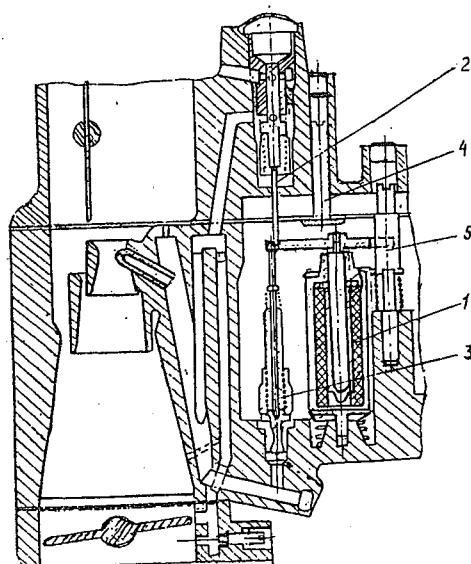


Fig. 8.17. Carburatorul
GENERAL MOTORS

La accelerare, în funcție de viteza de deschidere a clapetei de accelerație, se modifică poziția clapetei superioare pentru asigurarea îmbogățirii amestecului, promptitudinea poziționării precise a clapetei permitând o adaptare rapidă și diferențiată a calității amestecului în funcție de parametrii funcționali ai motorului.

Din aceeași clasă de carburatoare face parte și construcția firmei *HONDA* (fig. 8.16) care, pentru realizarea dozajelor dorite, utilizează controlul debitului de aer din circuitul dispozitivului principal de dozare cu frânare pneumatică.

Sistemul este compus dintr-un carburator dublu corp "f" care pe treapta "I" are un circuit principal și un circuit de combustibil pentru mersul în gol 3, alimentat din camera de nivel constant 6. Aerul de frânare, necesar controlului excesului de aer, este asigurat printr-un sistem de reglare "ff" prin circuitele 7 și 8. Pe treapta a II-a a carburatorului se află circuitele de combustibil 4 și 5. Circuitul 4 asigură, împreună cu circuitul de aer 9 controlul dozajului la funcționarea treptei a II-a a carburatorului. Circuitul principal 5 al treptei a II-a cuprinde un jiclor fix al aerului de frânare 10 ce comunică cu filtrul de aer. Dispozitivul de reglare "ff" cuprinde trei supape pentru controlul debitului de aer și un motor pas cu pas.

Blocul electronic 26, primește informații de la comutatorul lamelor 20 și de la traductoarele sistemului (sonda Lambda, senzor de presiune, traductorul temperaturii lichidului de răcire, senzorul presiunii atmosferice, traductor de turații) și transmite semnale de comandă motorului pas cu pas al dispozitivului de reglaj.

O a doua clasă de carburatoare utilizează controlul electric al valorii debitului de combustibil pentru a se asigura dozajul necesar fiecărui regim de funcționare al motorului.

Modelele *Dualjet*, *Quadrajet* și *Varajet* produse de *G.M.* au structura principală prezentată în fig. 8.17. O supapă acționată electromagnetic 1 controlează debitul de combustibil. Traductorul pentru sesizarea poziției clapetei de accelerație transmite spre blocul de comandă informații în legătură cu intenția conducătorului auto.

Tija 2, acționată de supapa electromagnetică 1, variază debitul aerului din circuitul de mers în gol, în timp ce tija 3 acționează asupra parametrilor circuitului principal de dozare. Comanda unui amestec sărac determină o sărăcire a amestecului aercombustibil în ambele circuite și, invers, comanda specifică unui amestec bogat determină îmbogățirea amestecului în ambele circuite. Limitele calității amestecului sunt fixate prin limitatoarele reglabile 4 și 5. Frecvența de acționare a supapei electromagnetice este variabilă, tije 2 și 3 parcurgând o cursă completă între 4 și 5 la fiecare impuls de comandă al supapei electromagnetice.

Principii de proiectare a carburatoarelor cu comandă electronică. Obiectivele ce se stabilesc la proiectarea carburatoarelor comandate electronic sunt următoarele:

- asigurarea calității necesare a amestecului la toate regimurile de funcționare a motorului;
- reducerea consumului de combustibil;
- reducerea nivelului emisiilor poluante;
- pornire sigură și funcționare stabilă la temperaturile mediului ambiant în exploatare;
- schimbarea rapidă a calității amestecului la regimuri tranzitorii;
- funcționare sigură a motorului în situații de avarie provocate de defectarea sistemului electronic.

Soluțiile de proiectare specifice care permit atingerea acestor obiective, vor fi comentate în cele ce urmează cu exemplificare directă pe sistemul *PIERBURG-BOSCH* (fig. 8.15).

Servomotorul electric de pornire este un motor electric pas cu pas având un cuplu maxim de 70 N·mm. Sistemul asigură clapetei superioare un domeniu de reglaj unghiular cuprins în intervalul 0...90°, cu viteza de 4,5 m/s și o variație sinusoidală a cuplului în funcție de unghiul de rotație al clapetei. Precizia de poziționare unghiulară permite variații de cel mult 0,06 din valoarea întregului interval de lucru.

Dispozitivul de reglare a poziției clapetei de accelerație la mersul în gol este de tip electromagnetic și are următoarele caracteristici:

- viteză de reglare: 25 m/s;
- domeniu de reglare: (0...18) mm;
- modulația impulsului de comandă cu sistem adaptiv asigurând curse egale pentru fiecare impuls;
- comandă efectivă cu două supape sincronizate;
- traductor de poziție potențiometric cu caracteristică liniară pe domeniul de lucru;
- eroarea de poziționare din valoarea maximă a cursei: $\pm 0,3\%$.

Potențiometrul pentru poziția clapetei de accelerație este realizat ca un potențiomtru rotativ cu arc de revenire pentru compensarea jocului funcțional, având următoarele date tehnice:

- rezistență electrică maximă: 2 k Ω ;
- curent maxim: 1 mA;
- domeniu de măsurare: 0...90°.

8.2. Alimentarea M.A.S. prin injecție

Injecția de benzină, cunoscută și sub numele de carbu-rație mecanică, își are începuturile între anii 1898-1901, când firma *Deutz* folosește pentru prima dată instalații pentru injectarea benzinei la motoarele de serie stabile. Sistemul este apoi adoptat de constructorii de avioane, care îl aplică în 1906-1910 la motoarele de avion *Antoinette* și *Wright*, iar apoi la motoarele *Junkers*.

În 1937 s-a construit prima motocicletă cu injecție de benzină și injectoare electromagnetice, în timp ce uzinele *Daimler-Benz* și *Auto-Union* echi-pează câteva automobile cu injecție de benzină.

Injecția de benzină se impune constructorilor motoarelor de automobile abia în anii 1950, datorită rezultatelor obținute de *Mercedes-Benz* cu *MB 300 SL*. Deceniul anilor 70 aduce noutatea dotării autovehiculelor cu sisteme de injecție de benzină cu comandă electronică.

Marile firme constructoare de automobile *Daimler-Benz*, *BMW*, *Opel*, *Porsche*, *VW/Audi*, *GM*, *Citroen*, *Peugeot*, *Renault*, *Saab*, *Volvo*, *Jaguar*, *Nissan*, *Datsun*, *Toyota* realizează în serie automobile cu injecție de benzină.

Răspândirea injecției de benzină a fost și este "temporizată" de competiția cu carburatorul care implică prețuri de cost mai reduse. Lansarea injecției de benzină se datorează noilor relații "om-natură-automobil" și necesității realizării (în condițiile crizei de combustibil) unor autovehicule mai economice.

8.2.1. Procedee de injecție a benzinei

Indiferent de variantele constructive ale instalațiilor de injecție, ele realizează pulverizarea combustibilului direct în cilindrii motorului sau pe tractul admisiei. Se disting astfel procedee de injecție directă (fig. 8.18, a) și indirectă: în poarta supapei (fig. 8.18, c) și în canalul de admisie (fig. 8.18, b).

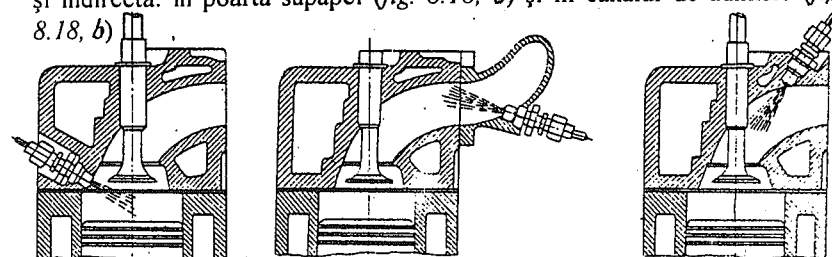


Fig. 8.18. Procedee de injecție de benzină: a - directă; b - indirectă în canalul de admisie; c - indirectă în poarta supapei

Instalații cu injecție directă de benzină. În cazul procedeului cu injecție directă pulverizarea combustibilului are loc în cilindrul motorului. Presiunea de injecție a benzinei ajunge la unele motoare la valoarea 10 MPa și din această cauză instalația lucrează cu zgomot, piesele componente fiind supuse unei uzuri mai intense. Injectoarele au o construcție mai complexă și sunt mai sensibile datorită contactului direct cu gazele fierbinți. Există de asemenea pericolul potențial al spălării peliculei de ulei. Dăt fiind faptul că vaporizarea benzinei se produce în întregime în cilindru, temperatura la sfârșitul comprimării scade considerabil, iar cantitatea de amestec carburant reținut în cilindru crește. Jetul de combustibil poate fi dirijat spre bujie, astfel încât se poate realiza o stratificare avantajoasă a amestecului.

Instalațiile pentru injecție directă sunt folosite aproape în exclusivitate la motoarele automobilelor de formulă sau sport (*W 196*, *MB 300 SL*, *MB 300 S* etc.).

Corporația *BOSCH* a elaborat pentru M.A.S. un sistem de injecție directă (fig. 8.19) bazat pe acumulator, care, conform datelor firmei, va îmbunătăți economia de combustibil cu 20–25%. Sistemul folosește o pompă de presiune înaltă 5, pusă în funcțiune de motor, care dirijează combustibil spre o conductă comună 7, apoi spre injectorul 9.

Injectorul de înaltă presiune 9, acționat electromagnetic, corespunde cerințelor dinamice înalte și oferă o flexibilitate înaltă la configurațiile jetului. Presiunea este controlată de supapă 6 la valori cuprinse între 5..10MPa.

Firma *MITSUBISHI MOTORS* a echipat motorul tip 4G93 ($i = 4$, $V_h = 1,834$ l, $\epsilon = 12$) cu un sistem de injecție directă (fig. 8.20) și l-a instalat pe autoturismele *Mitsubishi Galant*, *Space*, *Runner*, *Carisma*.

Admisia aerului în cilindri se efectuează printr-un colector vertical 2 (fig. 8.20) ameliorând umplerea și controlul asupra fluxului de aer. Presiunea de injecție de 5 MPa este dată de pompa de presiune înaltă 1, iar combustibilul este injectat la finele comprimării, cu puțin înainte de aprindere. La început o parte din combustibil este amestecat cu aerul, formând amestec bogat și, datorită unei forme speciale a pistonului, este adus lângă bujie unde se aprinde ușor.

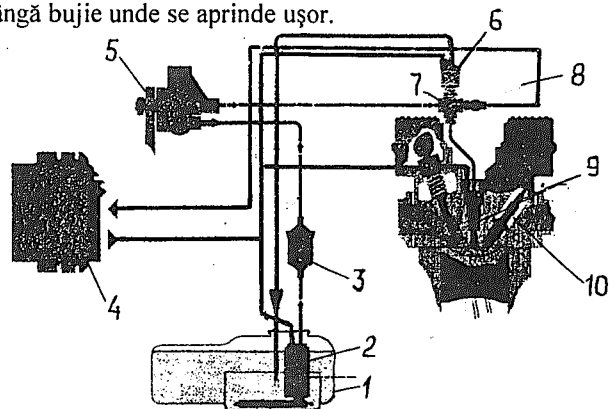


Fig. 8.19. Schema instalației cu injecție directă: 1 – rezervor; 2 – pompă de alimentare; 3 – filtru; 4 – bloc electronic; 5 – pompă de presiune înaltă; 6 – supapă control presiune; 7 – conductă comună; 8 – senzor presiune; 9 – injector; 10 – bujie

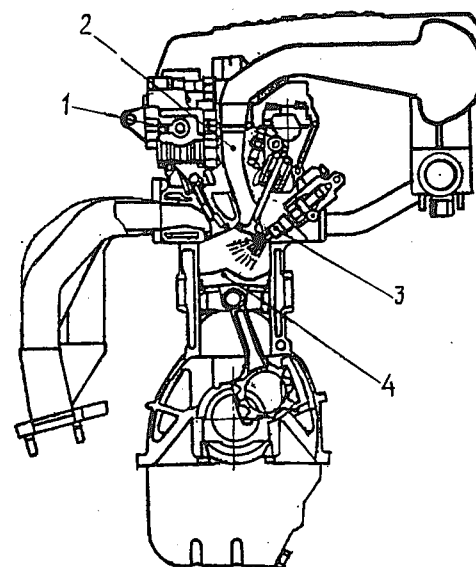


Fig 8.20. Secțiune prin motorul Mitsubishi 4G93: 1 – pompă de combustibil de presiune înaltă; 2 – canal vertical de admisiune; 3 – injector cu vârtej; 4 – piston

Motorul funcționează cu amestecuri aer/combustibil sărace cu un raport de 40:1 fără pierderi de putere, câștigând în economicitate datorită arderii stratificate a amestecului.

Folosirea injecției directe a permis mărirea gradului de comprimare a motorului de la 10,5 până la 12 pentru combustibilul cu aceeași cifră octanică (CO) fără detonație datorată răcirii parțiale a amestecului de la vaporizarea combustibilului.

În cazul procedurii de injecție indirectă, presiunea de injecție este mai mică, valorile întâlnite fiind (0.3...2.0) MPa, în unele cazuri sunt suficiente suprapresiunile de injecție 0.2 MPa. M.A.S. cu injecție indirectă prezintă o sensibilitate mai mică la schimbarea unghiului de avans la injecție.

Marea majoritate a automobilelor cu injecție de benzină folosesc la ora actuală procedeul injecției indirecte, datorită avantajului oferit de presiunile de injecție mai scăzute, precum și de modificările constructive mici față de variantele cu carburator.

8.2.2. Instalații pentru injectarea indirectă a benzinei

Instalațiile pentru injecția indirectă a benzinei prezintă o mare varietate. Din punct de vedere al modului de realizare a presiunii de injecție și de distribuire a benzinei, instalațiile de injecție pot fi grupate în: instalații cu pompe de injecție cu mai multe pistonase (*Simmonds*, *Fuelcharger*

Corp; Kugelfischer – Schaefer, Bosch cu elemente în linie); instalații monocilindrice cu piston distribuitor (American Bosch, Lucas, Holley, Marvel–Schebler, Borg–Warner); instalații cu injecție continuă în canalul de admisie (General Motors, Fuelcharger, Rochester); instalații de injecție cu distribuitor tip Schmidt, instalații de injecție cu comandă electronică (L–Jetronic, AE–System).

Ținând seama de dezvoltarea și utilizarea tot mai accentuată a instalațiilor de injecție cu comandă electronică, apare drept o necesitate introducerea în clasificare a criteriului impus de modul în care se reglează debitul pe ciclu injectat. Din acest punct de vedere există două mari categorii de instalații de injecție: cu dozare mecanică (Kugelfischer–Schaefer, Daimler–Benz, K–Jetronic și KE–Jetronic); cu dozare electronică (L–Jetronic, Motronic, Mono–Jetronic, Hitachi, Lucas).

Instalații pentru injecție de benzină cu dozare mecanică. Cu ajutorul instalației Kugelfischer–Schaefer (fig. 8.21) se prezintă sistemul cu dozare mecanică. Reglajul debitului se realizează de la o camă spațială care se deplasează axial funcție de poziția clapetei de accelerație și se poate roti parțial funcție de turație cu ajutorul unui electromagnet. În acest fel este asigurat dozajul în strânsă dependență de sarcină și turație. Tachetul care se sprijină pe camă acționează o pârghie ce schimbă cursa pistonușului și implicit debitul injectat.

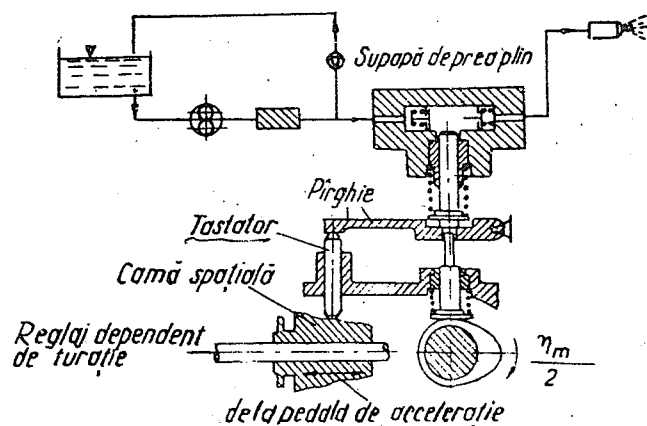


Fig. 8.21. Instalația Kugelfischer–Schaefer și schema de principiu a sistemului mecanic de injecție

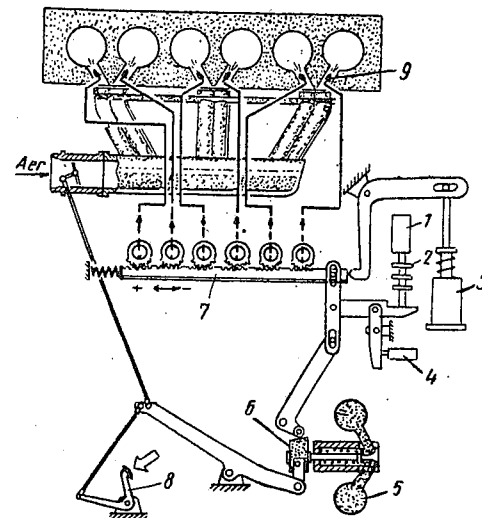


Fig. 8.22. Instalația de injecție Daimler–Benz

Instalația de injecție Daimler–Benz (fig. 8.22). Constituie una din cele mai vechi realizări din domeniul aplicării injecției pe M.A.S. și a fost utilizat pe autoturismele Daimler–Benz 220 SE și 300 SE. Instalația este de tip mecanic cu reglarea debitului prin poziția obturatorului, iar pentru corecția turației se utilizează un regulator centrifugal 5. Sistemul are o pompă de injecție 7 cu secțiuni de tipul piston-sertar, fiecare secțiune deservind un injector 9 plasat în poarta supapei de

admisie. O camă spațială 6, articulată la cremaliera pompei de injecție 7, primește în același timp comanda modificării de sarcină de la pedala de accelerație 8, prin accelerația căreia cama se rotește precum și corecția de turație de la regulatorul centrifugal 5, care deplasează cama axial. În acest fel se realizează reducerea cantității de combustibil o dată cu creșterea turației, în conformitate cu cerințele funcționării economice a motorului.

În perioada de funcționare intervin corecții auxiliare asupra comenzii pompei reprezentate de un termocontact 1, care introduce corecțiile referitoare la temperatura aerului, o capsulă barometrică 2, ce introduce corecțiile de presiune ambiantă, un dispozitiv magnetic 3, care realizează îmbogățirea amestecului asigurând pornirea la rece, precum și de un senzor termic 4, introdus în sistemul de răcire, care face reglajul sensibil la temperatura motorului. Instalația, simplă și ieftină, are o precizie mică a reglajelor și este puțin fiabilă ca urmare a uzurii elementelor mobile.

Instalația K–Jetronic prezentată în fig. 8.23 face parte din categoria instalațiilor cu dozare mecanică, concepută și elaborată de firma Bosch, este utilizată la alimentarea autoturismelor Audi 100, Fox, 4000 Coupe, 5000 Turbo, Quattro; Mercedes–Benz, 208 E, 280 SE, 450 SL, 450

SLC, 450 SE, 450 SEL; Peugeot, 505; Porsche, 911, 911 S, 911 SC, Turbo, 924, 924 Turbo; SAAB, 900, 16; Ferrari, GTB, F 106.

Are la bază procedeul de injecție indirectă, continuu în poarta supapei de reglare prin măsurarea debitului de aer cu clapetă de deplasare axială, neasistat electronic. Sistemul mecanic de injecție realizează următoarele funcții principale: măsurarea cantității de aer necesar admisiei; alimentarea cu combustibil și prepararea amestecului.

Dintre elementele principale care compun instalația fac parte: debitmetrul de aer 1 (fig. 8.23), rezervorul 2, pompa de combustibil 3, acumulatorul de combustibil 4, filtrul 5, regulatorul de presiune 6, injectoarele 7, injectorul de pornire la rece 13, releul termic 14, regulatorul de aer pentru perioada de pornire 15, regulatorul debitului de benzină la pornire 16 și regulatorul de amestec (dozator-distribuitorul) 17.

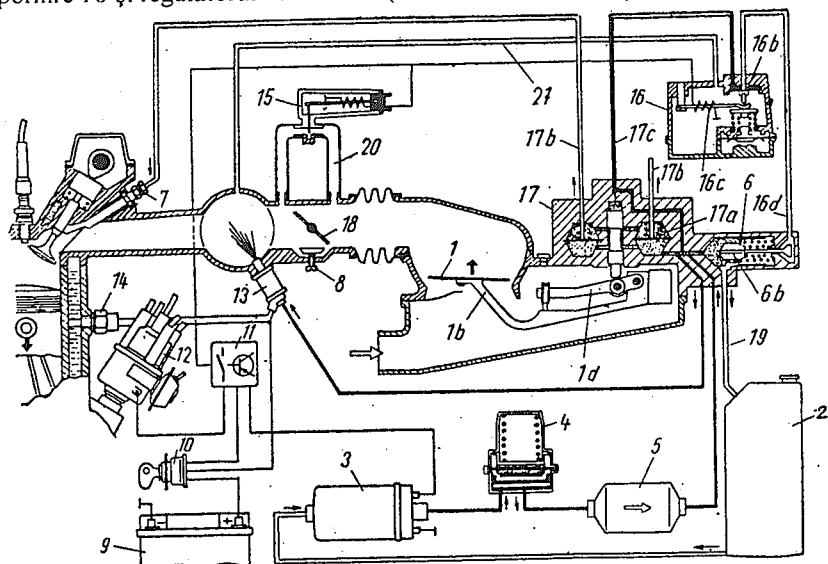


Fig. 8.23. Instalația de injecție K-Jetronic: 1 – clapeta debitmetrului de aer; 2 – rezervor; 3 – pompă electrică; 4 – acumulator de combustibil; 5 – filtru; 6 – regulator de presiune; 7 – injector; 8 – șurub reglator turaj; 9 – baterie; 10 – cheie de contact; 11 – releu; 12 – ruptor-distribuitor; 13 – injector de pornire; 14 – termocontact temporizat; 15 – comanda aerului adițional; 17 – regulator de amestec; 18 – obturator; 19 – conducta de retur; 20 – by-pass

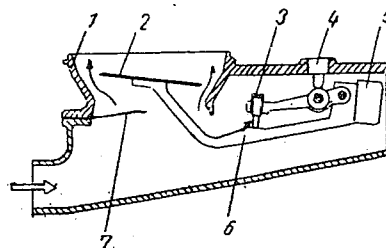


Fig. 8.24. Debitmetru de aer K-Jetronic: 1 – ajutaj; 2 – platou; 3 – șurub de reglaj; 4 – comanda dozatorului; 5 – contragreutate; 6 – pârghie; 7 – opritor

Instalația funcționează astfel: pompa electrică 3 aspiră combustibilul din rezervor și îl trimite către acumulatorul 4, iar apoi, prin filtrul 5 către unitatea de cântărire, care este o parte componentă a regulatorului de amestec sub presiune. Presiunea combustibilului este păstrată constantă în partea de reglare a presiunii din dispozitivul de distribuție, care trimite combustibilul către

injectoare.

Calitatea amestecului se poate determina prin măsurarea cantității de combustibil căruia îi corespunde o cantitate de aer absorbit. Prepararea amestecului se face în regulatorul de amestec 17 care este compus dintr-un debitmetru de aer și un distribuitor de combustibil.

Debitmetrul de aer (fig. 8.24) funcționează conform principiului corpurilor flotante: un platou circular 2 se ridică într-un flux de aer de formă conică 1 până când forța de apăsare a aerului, care se exercită pe fața interioară a platoului, echilibrează greutatea acestuia. Astfel, poziția platoului în curentul de aer permite determinarea debitului de aer, și, prin urmare, cantitatea de combustibil necesară. Ridicarea platoului este proporțională cu debitul de aer:

$$Q = k \times (S - s),$$

unde S – suprafața corespunzătoare unei ridicări h ;

s – suprafața corespunzătoare a platoului;

$k = 3,68 \sqrt{\Delta p \cdot \rho}$ aproximativ constant;

Δp – căderea de presiune pe platou (8–10 mm H_2O);

ρ – densitatea aerului.

În această poziție de echilibru, care este funcție de cantitatea de aer aspirat, pistonul de comandă se plasează într-o poziție determinată în regulatorul de carburant 17. Secțiunea dreptunghiulară a fantei de comandă se plasează într-o poziție bine determinată față de rampa orizontală de distribuție, lăsând să treacă o cantitate de combustibil spre injectoare.

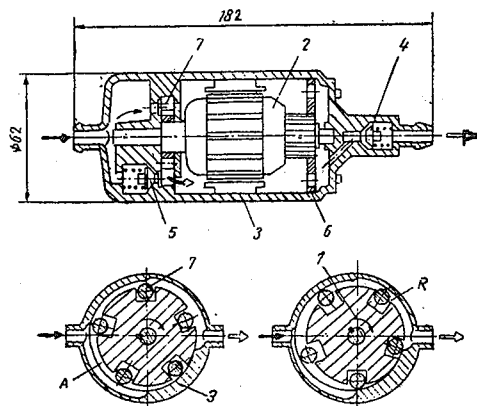


Fig. 8.25. Pompa electrică cu role: 1 – rotor; 2 – palete; 3 – carcasă; 4 – supapă de refulare; 5 – supapă de admisie; 6 – orificiu; 7 – role

Datorită relației liniare dintre debitmetru și distribuitorul de carburant și datorită pârghiei de acționare asupra pistonului de comandă, care reunește aceste două părți într-o singură unitate, se obține o adaptare precisă și stabilă pentru un coeficient de aer constant ($\lambda=1$). Corecția într-un mod foarte precis a coeficientului de exces de aer λ indispensabilă pentru a satisface prescripțiile asupra gazelor arse, este asigurată prin corectarea conicității incintei debitmetrului.

Astfel, pentru adaptarea raportului aer/combustibil la diferite regimuri de funcționare ale motorului, incinta debitmetrului prezintă secțiuni cu pante diferite. Unui profil mai evazat îi corespunde un amestec mai sărac, iar unde panta conului este mai pronunțată, platoul debitmetrului trebuie să se ridice mai mult, obținându-se astfel un amestec mai bogat.

Pompa de benzină 3 (fig. 8.23) este o pompă cu acționare electrică de tip multicelular cu role metalice și un debit de câteva ori mai mare decât cantitatea maximă de carburant cerută de motor, iar surplusul este returnat fără presiune în rezervor de către regulatorul de presiune. Presiunea realizată este de cca 0,47...0,5 MPa. Construcția pompei de combustibil este prezentată în fig. 8.25.

Acumulatorul de combustibil 4 (fig. 8.23) realizează următoarele funcții: amortizează vibrațiile pompei de alimentare; întârzie stabilizarea presiunii în circuitul de alimentare la pornire, ceea ce garantează o poziție neutră a pistonului de comandă; păstrează un timp presiunea în sistem după oprirea motorului, asigurând o pornire ușoară la cald, combustibilul fiind la dispoziția instalației de alimentare venind prin orificiul calibrat, la o presiune de cca 0,47MPa.

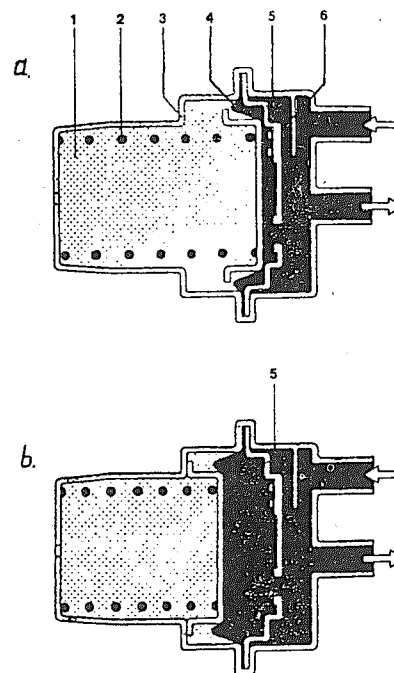


Fig. 8.26. Secțiune prin acumulatorul de combustibil: 1 – camera resortului; 2 – resort; 3 – opritor; 4 – membrană; 5 – volum de acumulare; 6 – deflector; 7 – racord admisie; 8 – racord retur: a – gol; b – plin

Construcția acumulatorului de combustibil este prezentată în fig. 8.26.

Injectorul. În instalația K-Jetronic în calitate de injector se folosește injectorul semideschis construcția căruia este prezentată în fig. 8.27.

Combustibilul pătrunde prin partea superioară a corpului 1, străbate filtrul 2 și, apăsând supapa 3, o coboară de pe sediul ei 4 intrând în cilindru.

Injectorul se deschide la presiunea de 0,32...0,37 MPa

La oprirea motorului injectorul se închide împiedicând curgerea benzinei în galerie sub formă de picături. În timpul funcționării se produce un fenomen de vibrație a supapei 3 cu o frecvență de circa 1300 Hz, care favorizează pulverizarea fină a benzinei chiar și la debite foarte mici (*la mers în gol*).

Injectorul este plasat în colectorul de admisie în poarta supapei, fixarea sa fiind asigurată printr-o piesă din cauciuc care realizează și etanșeitatea.

Injectorul de pornire la rece 13 (fig. 8.23). La temperaturi scăzute ale mediului ambiant o parte din combustibil se condensează pe pereții colectorului de admisie. Pentru a ușura pornirea motorului în aceste condiții, este necesar să se mărească debitul de combustibil injectat în momentul startului. Durata de acționare a supapei injectorului de start (fig. 8.28) este stabilită de un termocontact temporizat (fig. 8.31), care sesizează și urmărește temperatura motorului. Prin activarea injectorului, amestecul carburant se îmbogățește, coeficientul de exces de aer λ fiind cu puțin mai mic de 1.

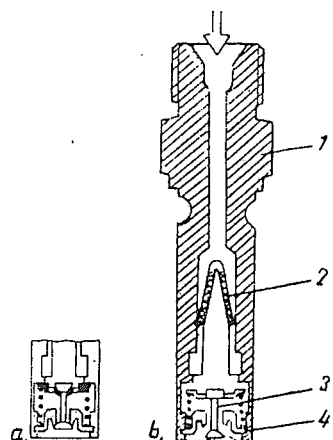


Fig. 8.27. Injectorul: a - poziția motorului oprit; b - poziție de lucru: 1 - corp; 2 - filtru; 3 - supapa pulverizatorului; 4 - sediul supapei

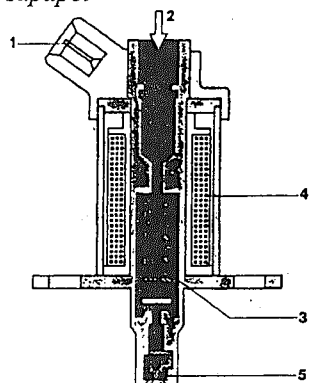


Fig. 8.28. Injector de pornire la rece: 1 - conexiune electrică; 2 - admisie combustibil; 3 - miez magnetic cu supapă; 4 - înfășurare electrică; 5 - duză de pulverizare

Filtrul de combustibil 5 (fig. 8.23) reprezintă un element filtrant din hârtie 1 (fig. 8.29) în care se află o sită 3, care reține eventualele particule de hârtie, ce se pot desprinde, de aceea la montaj trebuie respectat sensul de scurgere indicat pe carcasă.

Sistemul de reglare a presiunii amestecului 6 (fig. 8.23) reprezintă un dispozitiv cu resort de reglare a presiunii 5 și piston 4 (fig. 8.30) și are ca scop limitarea presiunii amestecului din sistemul de alimentare. Regulatorul 6 (fig. 8.23) mai are rolul ca împreună cu acumulatorul 4 să mențină în circuit o presiune minimă de 0.25 MPa după ce motorul a fost oprit, iar pompa de benzină 3 a încetat să funcționeze. Măsura este necesară pentru evitarea formării vaporilor de benzină în sistem după oprirea motorului cald, proces care ar îngreuna sau chiar împiedica pornirea ulterioară.

Regulatorul de presiune a amestecului (fig. 8.30) este montat în carcasa dozator-distribuitorului unit paralel cu injectoarele prin racordul 1, iar prin 3 - cu rampa de returnare a benzinei în rezervor, păstrând constantă presiunea la cca 0.5 MPa în sistemul de alimentare.

Termocontactul temporizat 14 (fig. 8.23) controlează durata injectiei în regimul de pornire a motorului sau întrerupe funcționarea lui când temperatura motorului a crescut suficient. Elementul principal îl constituie o lamelă bimetalică 3 (fig. 8.31), care are la o extremitate un contact electric 5 la masa motorului și este încălzită de o rezistență

electrică. La -20°C se realizează contactul timp de cca 8 sec., după care intervine temperatura motorului, contactul desfășându-se.

Corectorul de presiune. Îmbogățirea amestecului după pornirea motorului rece are loc prin corectorul de presiune 16 (fig. 8.23) la valori $\lambda < 1$ (uzual $\lambda = 0.4$), până când motorul atinge temperatura regimului normal.

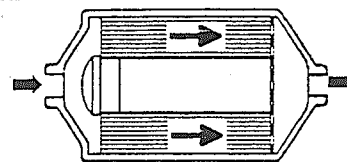


Fig. 8.29. Filtru de combustibil: 1 - element filtrant; 2 - reazem; 3 - sită

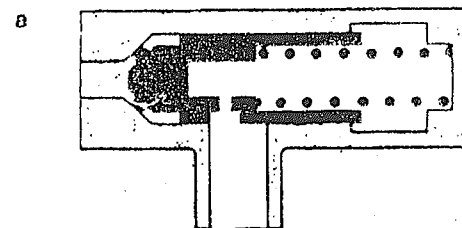


Fig. 8.30. Regulatorul de presiune: 1 - racord; 2 - garnitură; 3 - retur la rezervor; 4 - piston; 5 - resort: a - poziție motor oprit; b - poziție de lucru

Presiunea de comandă cu o valoare relativă de 0.05 MPa, când motorul este rece, crește continuu pentru a atinge 0.37 MPa la sfârșitul fazei de încălzire. Până când motorul este rece lamela bimetalică 5 (fig. 8.32) acționează în sens opus arcului supapei membranei de comandă 1, determinând o scădere a presiunii de comandă 3.

La încălzirea motorului înfășurarea electrică 6 încălzește lamela 5, ceea ce duce la închiderea membranei de comandă și respectiv la creșterea presiunii 2 (fig. 8.33).

Comanda aerului adițional 15 (fig. 8.23) reprezintă un dispozitiv cu diafragmă care culisează în canalul de admisie de aer suplimentar.

În perioada de încălzire, pierderile prin frecare, importante în starea rece a motorului, pot fi compensate printr-o îmbunătățire a umplerii cilindrilor prin introducerea

unei cantități de aer suplimentar. Aceasta se realizează prin comanda diafragmei perforate mobile 4 (fig. 8.34), care culisează într-o conductă 1 montată paralel clapetei de accelerație. Deschiderea diafragmei este controlată de o lamelă bimetalică 2, încălzită electric cu înfășurarea 3.

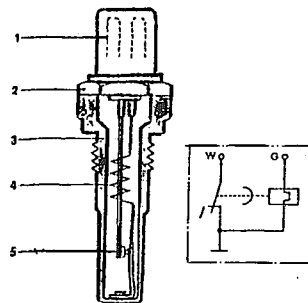


Fig. 8.31. Termocontact temporizat: 1 - conexiune electrică; 2 - hexagon de strângere; 3 - lamelă bimetalică; 4 - înfășurare de încălzire; 5 - contact

Regulatorul de presiune diferențial (fig. 8.36) constituie o supapă cu membrană 7 și este compus din două camere - una inferioară 8 și una superioară 2, separate printr-o membrană de oțel. Presiunea din camera inferioară este presiunea de alimentare cu o valoare relativă de cca 0.47 MPa, iar în camera superioară - cu o valoare de cca 0.46 MPa. Diferența de presiune rezultă datorită resortului 6 care acționează asupra membranei 7.

Când cantitatea de combustibil care trece în camera superioară prin fanta de comandă crește, instantaneu crește și presiunea, membrana se deformează, iar secțiunea de curgere a combustibilului către injector se mărește, astfel pe fanta de comandă se va stabili din nou o presiune diferențială de 0.01 MPa. Cursa membranei este de câteva sutimi de mm.

Circuitul de comandă (fig. 8.35) este derivat din circuitul de alimentare prin jiclorul calibrat 4 și este situat în dozator-distribuitor de amestec. Corectorul de presiune livrează combustibilul prin racordul 3 la o presiune de cca 0.05 MPa, când motorul este rece - până la o valoare de cca 0.37 MPa, presiune care acționează asupra pistonului de comandă prin jiclorul amortizor 2. Acest jiclor are un rol aparte, el amortizează mișcările oscilatorii ale pistonului debitmetrului, care apar datorită pulsațiilor aerului la admisie la turații reduse și sarcini mari, el determină gradul de ridicare a platoului și, ca urmare, îmbogățirea temporară a amestecului.

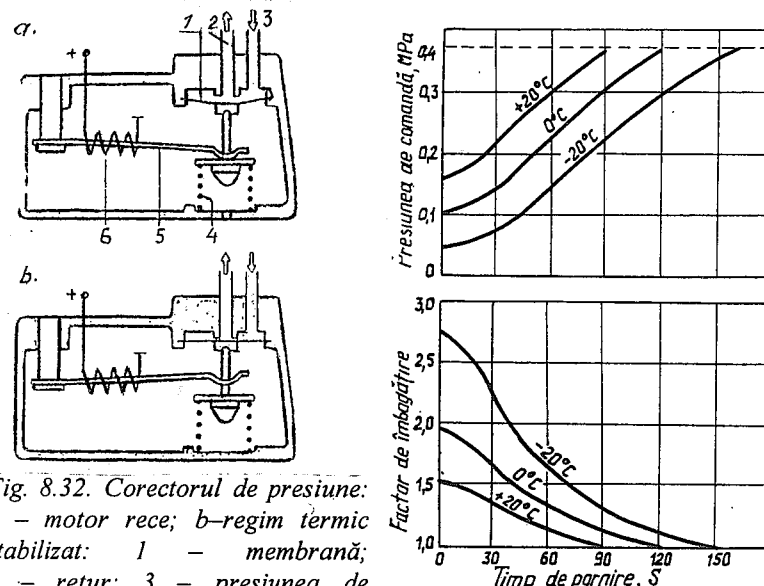


Fig. 8.32. Corectorul de presiune: a - motor rece; b - regim termic stabilizat: 1 - membrană; 2 - retur; 3 - presiunea de comandă; 4 - arc; 5 - lamelă bimetalică; 6 - înfășurare de presiune încălzire

Instalația KE-Jetronic (fig. 8.37) este concepută în baza schemei K-Jetronic, folosind aceeași, structură de reglare, înlocuind regulatoarele mecanice de presiune cu altele comandate electronic în baza datelor funcționale preluate de la senzori, în vederea optimizării amestecului. În sistemul de alimentare apare un bloc electronic 11, care comandă regulatorul de presiune 4, regulatorul de aer 10 pentru încălzirea motorului.

Cu astfel de instalații sunt echipate autoturismele Mercedes Benz, 190 E1, 8, M102, V18; Audi, 100 Avant, Quattro; Lancia Thema 8.32; Ferrari, Ford Escort, GHV.

Prelucrarea amestecului carburant. Semnalele preluate de la diverși senzori, cum ar fi: potențiometrul pentru stabilirea poziției platoului debitmetrului, termocontactul temporizat, sonda de temperatură, sonda 1, sunt prelucrate de un modul electric pentru pregătirea amestecului și vor fi influențate următoarele funcțiuni: îmbogățirea amestecului la pornire, după pornire, la accelerații, la suprasarcini, domeniul de turații, reglarea factorului de aer λ , corecție cu altitudinea.

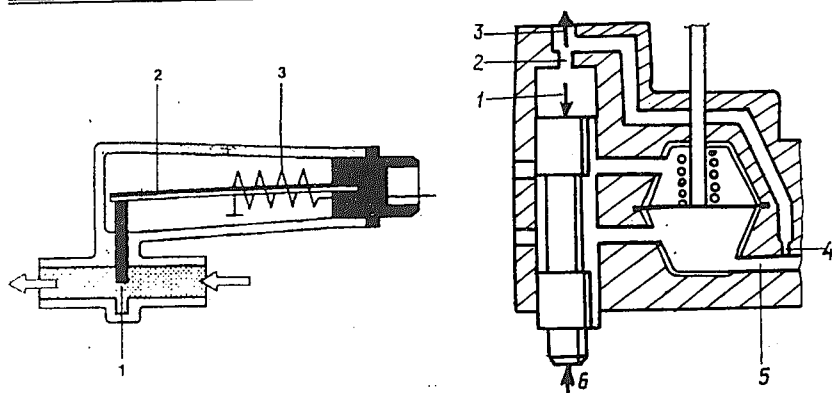


Fig. 8.34. Controlerul aerului adițional: 1 – conductă prin care comandă; 2 – culisează diafragma; 3 – comandă; 2 – jiclor; 3 – către înfășurare de încălzire

Fig. 8.35. Circuitul hidraulic de comandă: 1 – presiunea de alimentare; 2 – jiclor; 3 – către colectorul de presiune; 4 – jiclor calibrat; 5 – presiune de alimentare; 6 – presiunea aerului

Aceste semnale produc cureții de comandă, care în final se vor însuma pentru activarea controlerului de presiune (fig. 8.38). O variație de curent în bobinele 6 ale controlerului de presiune duce la o variație de presiune pe înțrările acestuia, ceea ce va conduce la o variație de presiune pe fantele pistonului de comandă, în final, rezultând modificarea cantității de combustibil injectat.

La diferitele regimuri de funcționare ale motorului (pornire, mers în gol, accelerații, suprasarcini) se corectează necesitățile de combustibil în abaterile de la valorile normale de funcționare, care pot fi chiar prescrise în memoria unui microprocesor specializat.

Instalația de injecție L-Jetronic produsă de firma Bosch în 1973 este cu injecție intermitentă și folosește ca element principal de reglare un debitmetru de aer cu paletă rotitoare. Este un sistem comandat electronic, care acționează în mod succesiv injectoarele cu acționare electrică. Este montată pe autoturismele BMW, 320i, 318i, 528e, 530i, 630csi, 633csi, 533i și 33; Fiat, Spider 200, Turbo, Strada X1/9 și Bravo; Datsun, 200sx, 280z, 810; Porsche, 924s;

Elementele principale ale sistemului L-Jetronic sunt prezentate în fig 8.39.

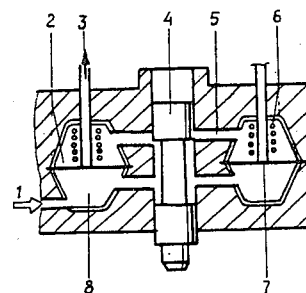


Fig. 8.36. Regulatorul de presiune diferențial: 1 – intrare combustibil; 2 – camera superioară; 3 – către jiclor; 4 – piston; 5 – rampa de distribuție; 6 – resort; 7 – membrană; 8 – camera superioară

Sistemul de alimentare cu combustibil preia combustibilul din rezervorul 1 și prin intermediul pompei electrice 2, filtrului 3, regulatorului de presiune 5 și rampa de distribuție 4 este admis la injectoarele 7.

Pompa electrică de alimentare de același tip ca la sistemul K, livrează combustibilul la o presiune de cca 0,25 sau 0,3 MPa. Un circuit electric de siguranță oprește funcționarea pompei la oprirea accidentală a motorului, cu sistemul de aprindere sub tensiune.

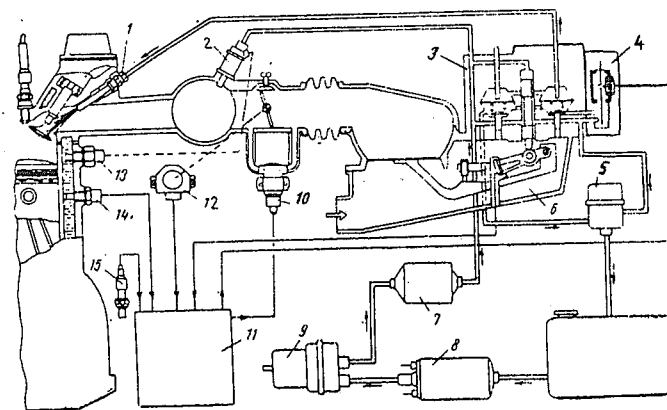


Fig. 8.37. Instalația de injecție KE-Jetronic: 1 – injector; 2 – injector de pornire; 3 – regulator de amestec (distribuator); 4 – regulator de presiune; 5 – regulator; 6 – debitmetru; 7 – filtru; 8 – pompă electrică; 9 – acumulator de combustibil; 10 – regulator de aer; 11 – bloc electronic; 12 – sesizorul poziției obturatorului; 13 – termocontact temporizat; 14 – senzor de temperatură; 15 – senzor λ

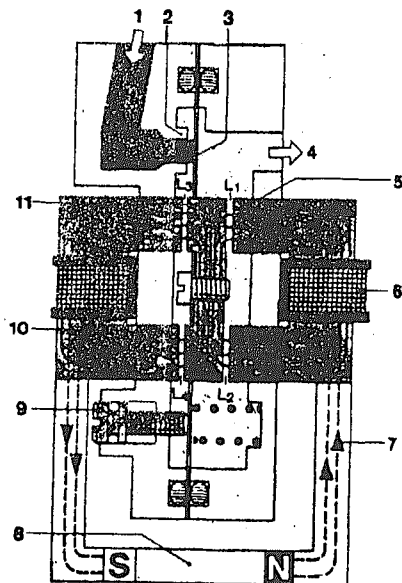


Fig. 8.38. Controlerul de presiune

poarta supapei se deschide prin acționare electrică, ventilul fiind atras în interiorul unui electromagnet. Deschiderea supapei este o cursă de cca 0,1 mm. Timpul de acționare sau de relaxare este de ordinul 1,0...1,5 ms. Garniturile de etanșare dintr-un cauciuc special conceput, izolează termic injectorul de motor, în vederea excluderii posibilităților de vaporizare a combustibilului în interiorul injectorului și a formării bulelor de gaze.

Debitmetrul de aer (fig. 8.43) este conceput de principiul aripii volante. Fluxul de aer de admisie modifică poziția unei clapete de măsură la un anumit unghi, convertit de către un potențiomtru într-o tensiune, care este prelucrată în unitatea de comandă.

O clapetă de compensație anulează efectul greutății clapetei de măsură, iar un traductor de temperatură urmărește modificările de densitate a aerului de admisie.

Injectorul de pornire la rece (fig. 8.44) este acționat electric și este comandat de termocontactul temporizat. La acționare combustibilului i se imprimă o mișcare de rotație pentru o mai bună pulverizare.

Regulatorul de presiune

(fig. 8.40) este cu membrană elastică și culege presiunea de referință din colectorul de admisie, astfel că presiunea de alimentare este dependentă de presiunea din conducta de admisie. În acest mod se asigură o presiune constantă pe fiecare injector, independentă de poziția clapetei de accelerație.

Rampa de distribuție

(fig. 8.41) are și funcția de acumulator de combustibil, cu un volum suficient de mare, astfel că presiunea combustibilului rămâne constantă la deschiderea unui injector. De asemenea asigură un montaj ușor al injectoarelor.

Injectorul

(fig. 8.42)

plasat în colectorul de admisie în

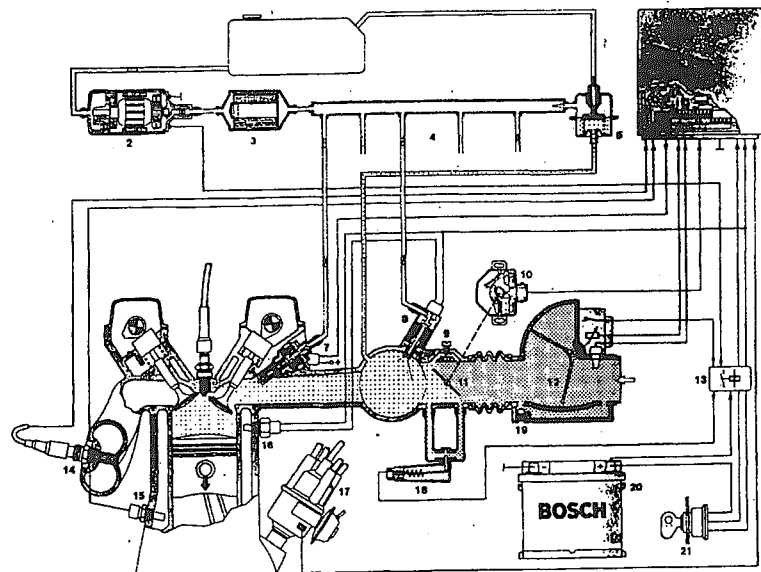


Fig. 8.39. Instalația de injecție L-Jetronic: 1 – rezervor; 2 – pompă de alimentare; 3 – filtru; 4 – rampă de distribuție; 5 – regulator de presiune; 6 – unitate electronică de control; 7 – injector; 8 – injector de pornire la rece; 9 – șurub; 10 – contactorul clapetei; 11 – clapeta de accelerație; 12 – debitmetru; 13 – bloc de relee; 14 – sonda λ ; 15 – sondă temperatură; 16 – termocontact temporizat; 17 – dispozitiv de aprindere; 18 – comanda aerului adiționat; 19 – reglaj mers în gol; 20 – acumulator; 21 – cheie contact

Sonda de temperatură (fig. 8.45) are ca element sensibil o plachetă semiconductoare, care are un coeficient negativ de variație a rezistivității cu temperatura (NTC). Valorile uzuale ale rezistenței la 20°C sunt cuprinse în gama 1...6 k Ω , scăzând la 200...300 Ω la 80°C.

Contactorul clapetei (fig. 8.46) este legat pe axul clapetei de accelerație și sesizează două valori importante ale poziției clapetei: pentru mers în gol și pentru sarcină (clapeta deschisă complet).

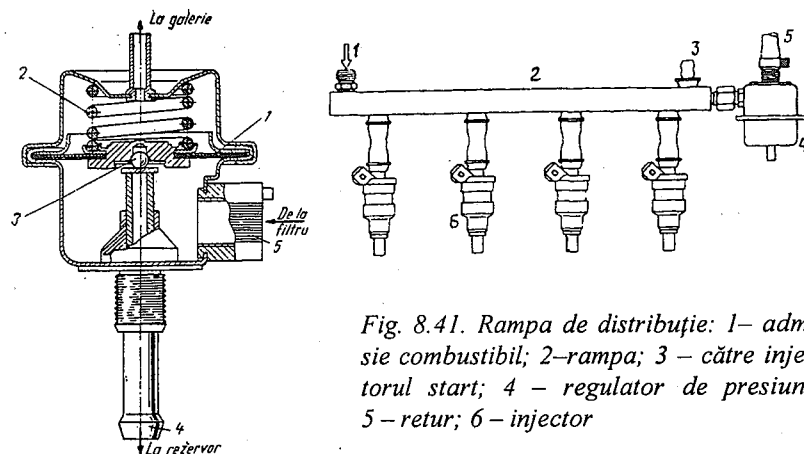


Fig. 8.41. Rampa de distribuție: 1 – admisie combustibil; 2 – rampa; 3 – către injectorul start; 4 – regulator de presiune; 5 – retur; 6 – injector

Fig. 8.40. Regulatorul de presiune: 1 – admisie combustibil; 2 – retur; 3 – placa supapei; 4 – sediul supapei; 5 – membrană; 6 – arc; 7 – către colector admisie

este un sistem electronic de injecție derivat din sistemul L-Jetronic, deosebirea principală constând în existența unui debitmetru de aer care funcționează după principiul termoanemometriei. Un fir cald, încălzit de un curent electric, își modifică rezistența când este răcit de fluxul de aer de admisie. Măsurarea în mod continuu a acestei rezistențe oferă o indicație proporțională cu debitul aerului aspirat de motor. Rezultatul acestei măsurători este independent de densitatea aerului, dar, dependent de temperatură și presiune, influențe ce trebuie compensate pe cale electronică.

Sistemul LH-Jetronic se instalează la autoturismele PORSCHE 928 S4, JAGUAR XJ6, AJ7; PEUGEOT 205, XU; SAAB 9000I; FIAT, CROMA, TURBO.

Principiul de funcționare. Informația asupra turației este dată de instalația de aprindere prin blocul de comandă. Contactorul clapetei de accelerație furnizează două semnale corespunzătoare pozițiilor clapetei de accelerație la mers în gol, respectiv la sarcină plină, prin intermediul blocului de comandă aducându-se motorul într-o stare corectă de funcționare, după diferite criterii de optimizare.

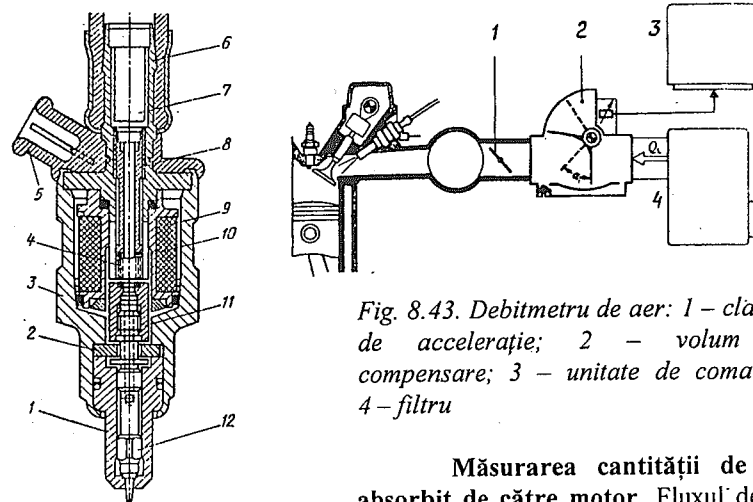


Fig. 8.42. Injector: 1 – duză; 2 – garnitură; 3 – corp; 4 – arc; 5 – corector electric; 6 – racord; 7 – filtru; 8 – șurub; 9 – înfășurare; 10 – carcasa; 11 – miez electromagnetic; 12 – ac cu știft

Fig. 8.43. Debitmetru de aer: 1 – clapeta de accelerație; 2 – volum de compensare; 3 – unitate de comandă; 4 – filtru

Măsurarea cantității de aer absorbit de către motor. Fluxul de aer de admisie trece printr-un tub în care se află un fir încălzit electric, care este parte dintr-o punte de măsură (fig. 8.48). Firul de platină, cu diametrul de circa 70 μ m, este supraîncălzit, iar puntea de măsură va păstra temperatura constantă la trecerea fluxului de aer, astfel, urmărindu-se variația curentului de încălzire, se poate determina cantitatea de aer absorbit de motor.

Pentru a se înlătura influența temperaturii aerului în puntea de măsură, se introduce o termorezistență de compensare. Mai recent firul cald a fost înlocuit cu o rezistență peliculară pe suport semiconductor, care are avantajul de a nu-și modifica proprietățile la colmatarea sa, datorită impurităților antrenate de aerul de admisie.

Adaptarea motorului la diferite stări de funcționare pentru fiecare regim de funcționare: pornire la cald sau la rece, faza de încălzire, mers în gol, accelerații, suprasarcină, necesarul de combustibil, se abate puternic de la condițiile normale, așa că este necesară corectarea amestecului.

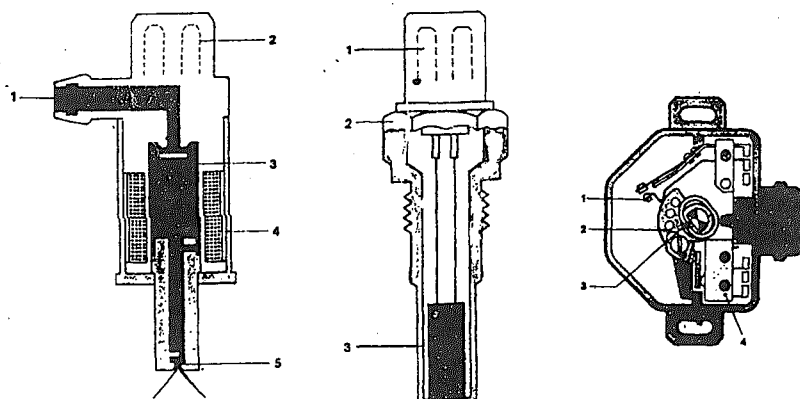


Fig. 8.44. Injectorul de pornire la rece; temperatură: 1 - intrare combustibil; 2 - conexiune electrică; 3 - miez; 4 - înfășurare; 5 - duză. Fig. 8.45. Sonda de temperatură: 1 - intrare combustibil; 2 - conexiune electrică; 3 - miez; 4 - înfășurare; 5 - duză. Fig. 8.46. Contactorul clapetei de accelerație: 1 - contactul plin; 2 - camă; 3 - sarcină; 4 - ax clapetă; 5 - contact mers în gol.

De exemplu, pentru a obține o turație de mers în gol joasă și stabilă, controlerul 13 (fig. 8.47) lasă să treacă o cantitate de aer mai mare sau mai mică printr-un *by-pass* pe clapeta de accelerație, cantitate sesizată de debitmetru, care va comanda prin blocul de comandă modificarea corespunzătoare a duratelor de deschidere a injectoarelor, respectiv a cantității de combustibil injectate. Traductorul termic amplasat pe motor sesizează temperatura motorului și comandă îmbogățirea amestecului în faza de încălzire.

Pentru a obține un consum de combustibil și o emisie de noxe minime, se prelucerează electronic un câmp de date sarcină-turație și se controlează raportul aer/combustibil.

Instalația de injecție de benzină Mono-Jetronic (fig. 8.49) constituie un sistem de injecție, care utilizează un singur injector electromagnet, situat într-o poziție centrală în colectorul de admisie, înaintea clapetei de accelerație, cu pulverizare intermitentă și reglaj prin poziția clapetei de accelerație.

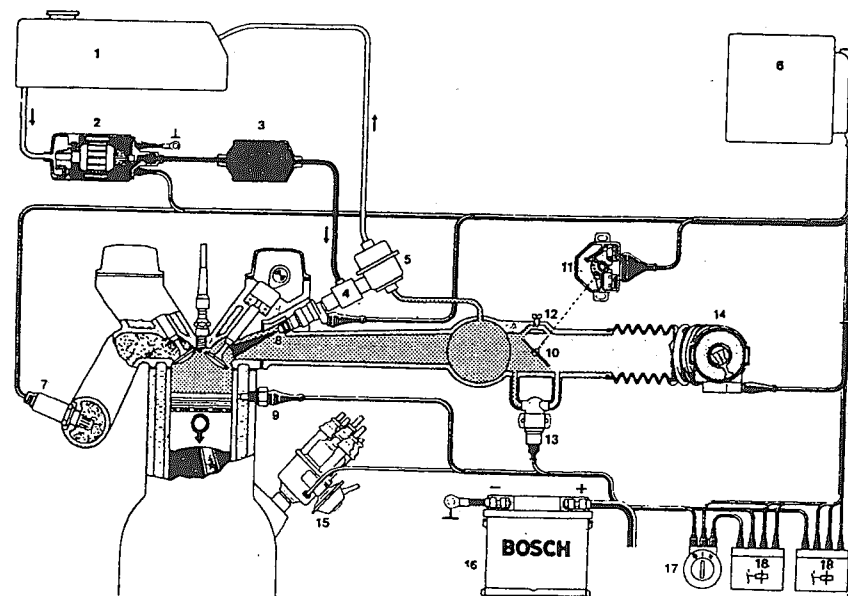


Fig. 8.47. Elemente principale ale sistemului LH-Jetronic: 1 - rezervor; 2 - pompă de combustibil; 3 - filtru; 4 - rampa de distribuție; 5 - regulator de presiune; 6 - unitate electronică de comandă; 7 - sondă; 8 - jiclor; 9 - sondă de temperatură; 10 - clapetă de accelerație; 11 - contactorul clapetei; 12 - șurub reglaj mersul în gol; 13 - controler de mers în gol; 14 - debitmetru cu fir cald; 15 - dispozitiv de aprindere; 16 - acumulator; 17 - cheie de contact; 18 - releu.

Instalația este montată din 1982 pe autoturismele Renault, Alliance, 181 și Fuego, precum și General Motors care echipează din 1985 autoturismele Chevrolet prevăzute cu motorul 4,3L - V6 - LB4.

Sistemul de alimentare cu combustibil constă din rezervor 1, pompă electrică 2, filtru 3, regulator de presiune 4, injector 5. Diferența dintre presiunea combustibilului și presiunea colectorului de admisie este ținută constantă pe injectorul de joasă presiune la o valoare de 0,1MPa de către un sistem de reglare hidraulic.

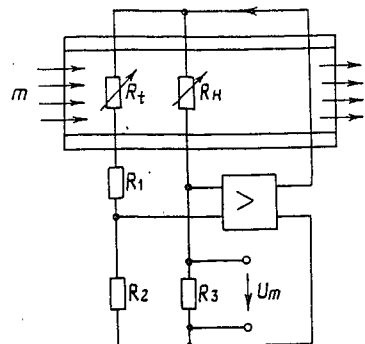


Fig. 8.48. Măsurarea debitului de aer prin metoda termoanemometrică: R_h – rezistența firului cald; R_t – rezistența de compensare termică; R_1 , R_2 , R_3 – brațele punții; U_m – tensiunea de ieșire funcție debit aer; m – fluxul de aer

Injectorul (fig. 8.50). Pentru obținerea unui amestec carburant cât mai omogen și pentru o distribuție cât mai uniformă a acestuia pentru fiecare cilindru în parte, injectorul este plasat în amonte de clapeta de accelerație în centrul fluxului de aer de admisie. Injectorul de joasă presiune este prevăzut cu 6 orificii dispuse ordonat înclinat, prin care combustibilul este pulverizat în formă conică. Unghiul de pulverizare al duzei are o astfel de deschidere, încât jetul de combustibil ia o formă de seceră între carcasă și clapeta de accelerație.

Funcționarea. Diferiți senzori detectează toate mărimile reale de funcționare a motorului și transmit semnale către blocul electronic central. Instalația de aprindere furnizează semnale de turație.

O dată cu deschiderea clapetei de accelerație, care urmărește poziția pedalei de accelerație, se aduce motorul în punctul de funcționare dorit. Necesarul de aer în acest punct este cunoscut prin poziția clapetei, urmărită de un potențiomtru și determină turația motorului.

Temperatura motorului are o influență importantă în necesarul de combustibil și este detectată cu o sondă de temperatură, care generează un semnal către blocul central. Densitatea aerului este dependentă și de temperatură, de aceea în colectorul de admisie, în preajma injectorului, există un traductor de temperatură a aerului absorbit, care compensează influența temperaturii.

În final, blocul central furnizează impulsuri de deschidere către injector, a caror durată este dependentă și de tensiunea bateriei; de aceea se aplică corecții ce țin cont de tensiunea de lucru și de schimbarea tipului de injector, pentru a păstra aceiași timpi de întârziere la deschidere (fig. 8.51).

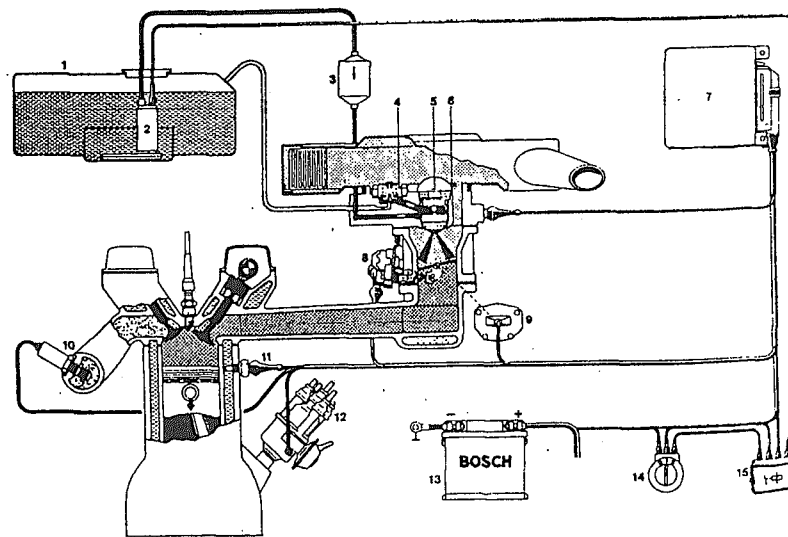


Fig. 8.49. Instalația de injecție MONO-JETRONIC: 1 – rezervor; 2 – pompa de alimentare; 3 – filtru; 4 – regulator de presiune; 5 – injector; 6 – sondă de temperatură a aerului; 7 – bloc electronic; 8 – servomotor clapetă de accelerație; 9 – potențiometrul clapetei; 10 – sondă; 11 – sondă de temperatură motor; 12 – distribuitor aprindere; 13 – acumulator; 14 – cheie de contact; 15 – releu

Prelucrarea datelor. Unitatea electronică de comandă (U.E.C.) prelucrează digital semnalele de intrare și calculează durata de injecție și sfârșitul injectării combustibilului. Ea cuprinde un microprocesor specializat, un program implementat într-o memorie, o memorie de date, un convertor Analog/Digital, un multiplexor de intrare, amplificatoare de intrare și ieșire.

Unitatea determină o durată de injecție de bază pornind de la unghiul de deschidere al clapetei de accelerație și de la turație.

Ea cuprinde într-o memorie o bază de date cu 15 unghiuri ale clapetei și 15 puncte de turație. Aceste 225 de puncte de referință, memorate pentru $\lambda=1.0$, vor corespunde tot atâtor durate de injecții de bază. Microprocesorul are implementat un algoritm adaptiv, care va înregistra o abatere sigură de la valorile din baza de date, astfel, toleranțele individuale ale instalației de injecție sau ale motorului vor fi compensate.

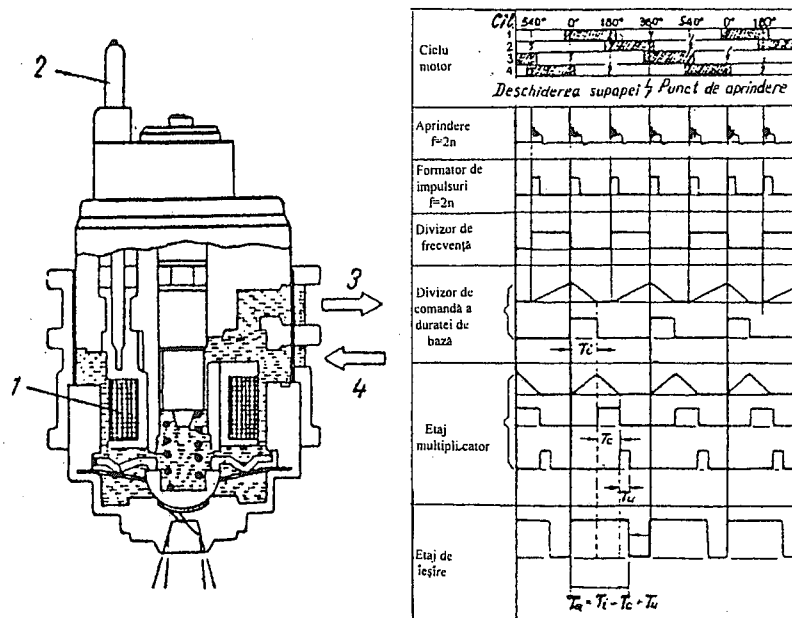


Fig. 8.50. Injectorul: 1 – bobină electromagnetică; 2 – conexiune; 3 – intrare combustibil; 4 – ieșire

Fig. 8.51. Diagrama impulsurilor de comandă livrate jicloarelor de către blocul de comandă la un motor de 4 cilindri

Instalația de injecție de benzină "Hitachi" (fig. 8.52) elaborată în Japonia reprezintă un sistem de alimentare cu injecție de benzină monopunct și constă din blocul electronic de comandă 1, dispozitiv ultrasonor de pulverizare a combustibilului, supapa aerului adițional 4, sonda λ 5; senzori turație, aprindere, poziția obturatorului. Se instalează la autoturismele Nissan, BE-1, MA10; Subaru, 1, 2, Wagon 4WD.

Dispozitivul ultrasonor de pulverizare a combustibilului conține injectorul 3 dirijat de microprocesorul blocului de comandă 1. Combustibilul este injectat pe suprafața interioară a vaporizatorului inelar 6 și sub acțiunea undelor ultrasonore de 25...30 kHz este dispersat până la 15...40 μm (la carburatoare combustibilul este dispersat la mărimea de 15...150 μm).

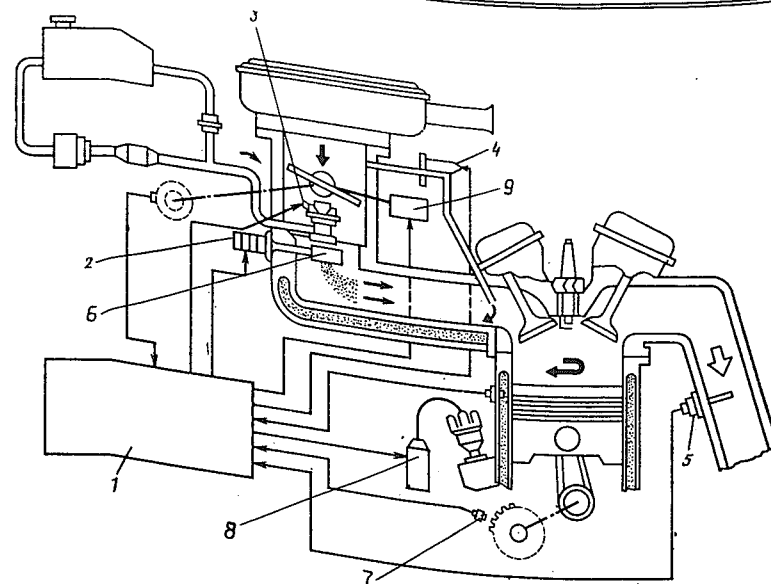


Fig. 8.52. Instalația de injecție "HITACHI": 1 – microprocesor adițional; 2 – dispozitiv de dirijare cu injectorul; 3 – injectorul; 4 – supapa aerului adițional; 5 – sonda λ ; 6 – vaporizator; 7 – traductor turație; 8 – traductor aprindere; 9 – traductor poziție clapetă

Supapa aerului adițional 4 funcționează conform semnalului preluat de la sonda λ 5: deschis când în cilindru se admit amestecuri săracite și închis la amestecuri bogate. Astfel, în zona bujiei se formează amestec mai bogat, față de zona pistonului. Traductorul de amestec λ 5 măsoară raportul aer-combustibil și constă dintr-un încălzitor din platină izolat, două elemente în formă de plăci din zirconiu (măsoară raportul aer-combustibil la amestecuri stoechiometrice și sărace), trei electrozi, uniți cu alte straturi.

În elementele din zirconiu sunt introduse prin difuzie materiale organice, forma și dimensiunile cărora sunt determinate la calculator. Încălzitorul din platină ridică temperatura până la 700°C, ceea ce exclude sistemul de compensare a gazelor de ardere. Influența presiunii gazelor de ardere nu depășește 1%.

Utilizarea ultrasunetelor la dispersarea combustibilului permite formarea amestecurilor cu $\lambda = 1.5 \dots 1.7$, reduce consumul de combustibil cu 8...10 %, conținutul de HC și NOx – cu 15%.

Instalația asigură o pornire fiabilă și regim de funcționare stabil la regimul mersului în gol în perioada de încălzire a motorului la temperaturile mediului ambiant de -10°C .

Instalația de injecție de tip Lucas (fig. 8.53) a fost concepută și elaborată în 1956 de firma *Lucas Electrical Systems* (Anglia) cu reglare vacumatică și comandă mecanică. Recentele sale soluții au optat pentru măsurarea electromagnetică a debitului de aer și injecție intermitentă.

Instalația de injecție *Lucas* este cuplată cu sistemul de aprindere, care utilizează același bloc electronic de comandă 16, aprinderea fiind deservită de un senzor al poziției arborului cotit 12 și de un etaj amplificator de putere 15.

Blocul electronic asigură toate funcțiile de alimentare și aprindere pentru toate regimurile motorului inclusiv și anularea alimentării cu benzină la mersul în gol forțat. Pentru regimurile continue instalația memorează caracteristica spațială de reglare sub forma unor regimuri funcționale precizate de sarcină și turație (fig. 8.73, b). Microprocesorul are înmagazinată în memorie caracteristica standard a produsului; doar în câteva secunde după prima punere în funcție a unui motor de serie, senzorii au măsurat și determinat caracteristica particulară a agregatului corespunzătoare jocurilor reale de montaj, stării organelor și sistemelor auxiliare etc. În acest fel pe de o parte fiecărui motor i se asigură o funcționare optimă, iar pe de alta, precizia fabricației nu mai trebuie să fie atât de ridicată pentru a produce motoarele perfect identice. Instalația *Lucas* este folosită și pe unele produse *Dacia* destinate exportului.

Instalația de injecție de benzină MOTRONIC reprezintă un ansamblu care reunește sistemul de injecție electronic (*Jetronic*), pentru controlarea cantității de combustibil și sistemul electronic de aprindere, pentru controlarea tendinței la autoaprindere. Ambele procese, aprinderea și injecția, asigură în mod egal calitatea arderii și sunt controlate de un calculator care realizează colective de criterii de optimizare a arderii.

Pe lângă acestea sunt integrate următoarele funcții:

- raportul exces de aer, cu o precomandă adaptivă;
- reglarea umplerii la mers în gol;
- limita maximă de turație prin întreruperea alimentării;
- recircularea gazelor arse;

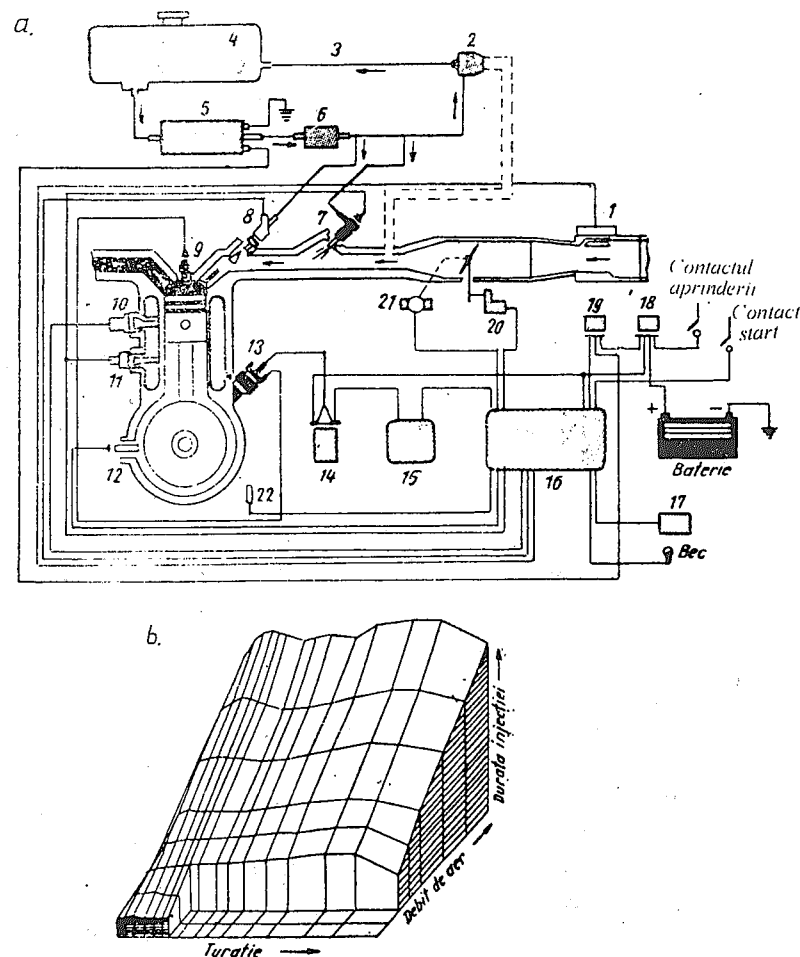


Fig. 8.53. Instalația de injecție Lucas (a) și caracteristica spațială de reglare (b): 1 - debitmetru; 2 - regulator de presiune; 3 - conductă de retur; 4 - rezervor; 5 - pompă de combustibil; 6 - filtru; 7 - injector de pornire; 8 - injector; 9 - bujie; 10 - termoccontact temporizat; 11 - releu termic temporizat; 12 - senzorul poziției volantului; 13 - ruptor-distribuitor; 14 - bobină de inducție; 15 - bloc de aprindere; 16 - bloc electronic; 17 - calculator; 18 - releu; 19 - releul pompei; 20 - releul mersului în gol; 21 - senzorul poziției obturatorului

- contorul cuplului motor în regimuri tranzitorii;
- aparatură de securitate;
- starea conducătorului.

Instalația de injecție Motronic (fig. 8.54) este formată din următoarele elemente principale: sistemul de alimentare cu combustibil, care conține pompa electrică de combustibil 2, filtrul 3, regulatorul de presiune 4, conducta de distribuție 4a, injectorul 9 și sistemul de alimentare cu aer, care conține debitmetrul de aer 12, sonda de temperatură aer 13, clapeta de accelerație 10.

Se instalează pe autoturismele Volkswagen, Passat GT, Sincro Variant; Volvo, 960, B 6304 F; Opel, Senator; BMW, 325i, M3; Porsche, 959.

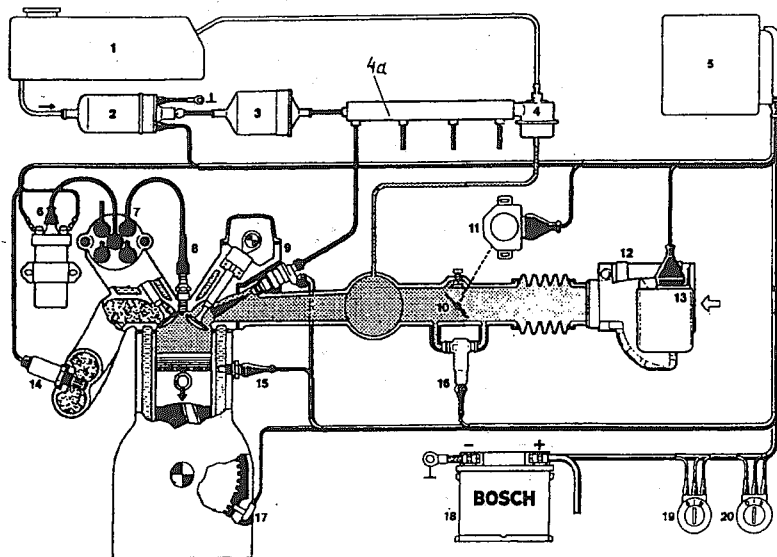


Fig. 8.54. Sistemul integral electronic de injecție de tip MOTRONIC: 1 – rezervor; 2 – pompă de alimentare; 3 – filtru; 4 – regulator de presiune; 5 – bloc de comandă; 6 – bobină de inducție; 7 – dispozitiv de înaltă tensiune; 8 – bujie; 9 – injector; 10 – clapetă de accelerație; 11 – contactorul clapetei; 12 – debitmetru de aer; 13 – sonda temperatură aer; 14 – sonda λ ; 15 – sonda de temperatură motor; 16 – controler pentru mers în gol; 17 – traductor de turație; 18 – acumulator; 19 – cheie contact; 20 – comutator climatic

Pompa electrică de alimentare are construcția la fel ca și la instalația L, refulează combustibilul la o presiune de 0,25 MPa. Un circuit electronic de supraveghere împiedică refularea combustibilului, când aprinderea este sub tensiune și motorul s-a oprit, de exemplu, în cazul unui accident.

Filtrul de combustibil este cu hârtie cu o porozitate medie de 10 μm .

Conducta de distribuție 4a, regulatorul de presiune 4 și injectoarele 9 sunt aceleași ca și la instalația L. Injectoarele sunt legate în paralel și funcționează simultan odată la o turație a arborelui cotit, adică de două ori pe ciclu motor.

Când supapa de admisie este închisă, carburantul se acumulează în colectorul de admisie, fiind aspirat o dată cu fluxul de aer în camera de combustibil, la deschiderea supapei.

Traductorul de turație 17 (fig. 8.54) este de tip inductiv și este plasat în dreptul danturii coroanei volantului. Un știft sau un orificiu poziționat unghiular pe volantă va genera un impuls electric, care va fi utilizat de blocul central ca referință unghiulară pentru calcularea momentului aprinderii.

8.2.3. Comanda electronică a aprinderii

Comanda unghiului de avans. În fig. 8.55 este prezentată cartografia de aprindere, așa cum este utilizată de către microprocesor, pentru asigurarea comenzii electronice a aprinderii.

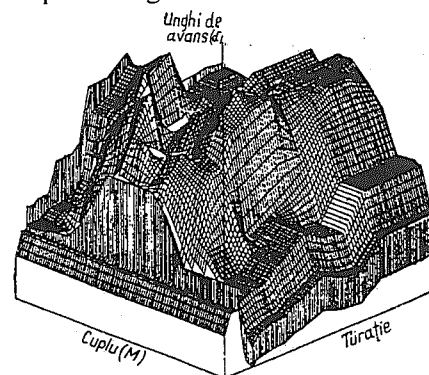


Fig. 8.55. Cartografia aprinderii

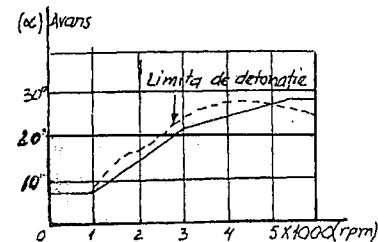


Fig. 8.56. Domeniul de reglaj al avansului la aprindere

O astfel de rețea de caracteristici este determinată prin testări pe standul de încercări, apoi este optimizată pe autovehicul după criterii date de consum, emisie de noxe și confortul conducerii.

Acest câmp de date este introdus în memoria unui modul electronic, astfel încât unghiul de avans își va păstra evoluția în mod constant toată perioada de serviciu a motorului.

Unghiul de avans este determinat de microprocesor între două aprinderi succesive, pornind de la informațiile de cuplu și de turație, transmise de traductoare, prin prelevarea valorii potrivite din cartografia memorată.

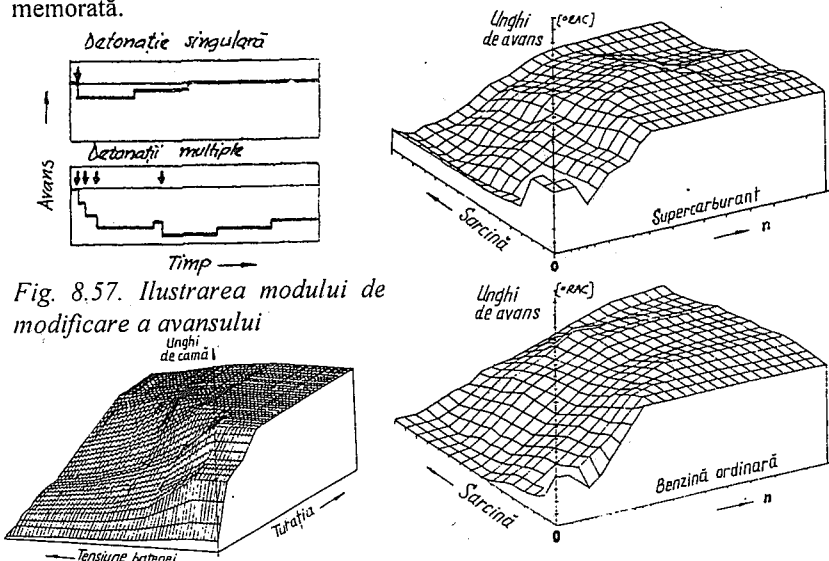


Fig. 8.57. Ilustrarea modului de modificare a avansului

Fig. 8.58. Cartografia aprinderii în funcție de calitatea combustibilului

Calculatorul corectează această valoare în funcție de alți parametri, cum ar fi temperatura motorului, a aerului de admisie și poziția clapetei de accelerație, în vederea obținerii unei adaptări optime a momentului aprinderii, acest lucru implicând alegerea unor priorități. Astfel, reglajul aprinderii la mers în gol va fi orientat înspre o emisie de noxe scăzută, o turație joasă și stabilă și cu consum mic, pe când, la sarcini parțiale consumul și confortul conducerii sunt predominante. La sarcini pline se va urmări obținerea unui cuplu maxim, evitând detonațiile (fig. 8.56). La apariția detonațiilor unghiul de avans scade (fig. 8.57).

Un comutator integrat permite adaptarea la diferite calități de combustibil într-o gamă de puteri ridicate, în fig. 8.58, observându-se diferența la funcționarea cu un super carburant, respectiv cu o benzină ordinară.

Comanda unghiului de camă (Dwell). Energia înmagazinată în câmpul magnetic al bobinei de inducție se diminuează pentru un unghi de camă constant, pe măsură ce crește numărul de aprinderi, ceea ce reduce tensiunea înaltă disponibilă. În scopul obținerii performanțelor cerute de aprindere, limitând pierderile de energie la nivelul bobinei și tranzistorului de ieșire, curentul primar trebuie să atingă o valoare bine definită în punctul de aprindere. Ca urmare trebuie prevăzută modularea bateriei, lucru ce devine posibil având o cartografie a unghiului de camă, cum se poate vedea în fig. 8.59.

8.2.4. Dozajul carburantului

Măsurarea debitului de aer la admisie. Cantitatea de aer aspirat este un parametru exact, care definește starea de încărcare a motorului. Microprocesorul determină nu numai unghiul de avans optim, plecând de la debitul de aer măsurat și de la turația înregistrată, dar și durata de injecție corespunzătoare. Deoarece aerul trece prin debitmetru înainte de a ajunge în motor, semnalul de la debitmetru precede umplerea efectivă cu aer a cilindrului, ceea ce duce, în cazul variațiilor de sarcină, la optimizarea amestecului în mod instantaneu. Debitmetrul poate fi de tipul celui cu platou flotant. Potentiometrul legat de axul voletului este astfel realizat din punct de vedere valoric, încât reproduce o valoare liniară între volumul de aer aspirat și tensiunea furnizată de cursor. Blocul de comandă nu prelucrează decât raportul tensiunilor, dat de raportul rezistențelor potentiometrului, influența îmbătrânirii și fluctuațiile de temperatură făcându-se simțită în exploatarea de lungă durată.

Calculul duratei de injecție. Calculatorul determină durata de injecție plecând de la semnalele de debit de aer, turație și de la factorii de corecție, transmitând un semnal pilot etajului final pentru modularea injecției.

Factorii de corecție depind de condițiile de serviciu și influențează calculul duratei minime de injecție, care se stabilește în scopul evitării formării de hidrocarburi nearse în gazele de evacuare. Valoarea duratei minime de injecție este dependentă de temperatura motorului și este necesar să fie independentă de eventualele salturi ale tensiunii debitmetrului (la trecerea peste denivelări accentuate), ceea ce ar duce la accelerații nepermise.

Cartografia coeficientului λ (fig. 8.60) este înregistrată electronic în circuitul numeric al blocului central. Câmpul de date este determinat experimental, apoi este optimizat pe vehicul în funcție de criteriile date de consum, noxe emise, confortul conducerii.

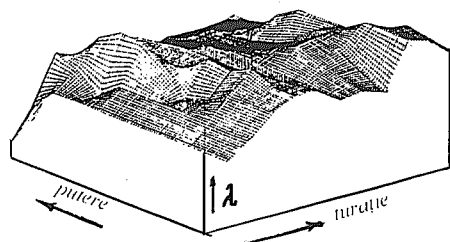
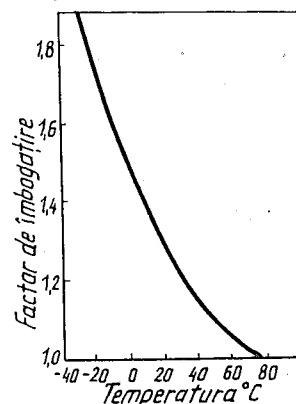
Fig. 8.60. Cartografia coeficientului λ 

Fig. 8.62. Factorul de încălzire

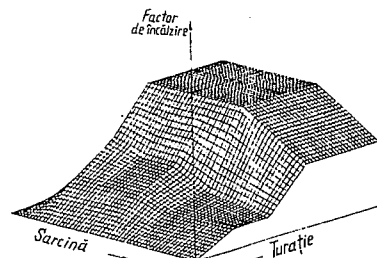


Fig. 8.61. Cartografia fazei de încălzire

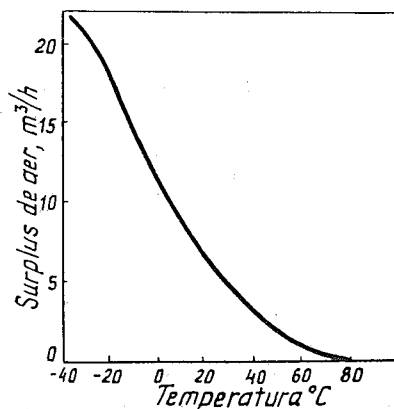


Fig. 8.63. Comanda aerului adițional

În regim de plină sarcină, calculatorul modelează raportul aer/combustibil în toată plaja de turație la valoarea corespunzătoare puterii maxime ($\lambda=0,85 \dots 0,95$), evitând apariția detonațiilor, prin intermediul unui traductor piezoelectric de vibrație.

Cartografierea fazei de încălzire (fig. 8.61) înlocuiește îmbogățirea clasică, care era dependentă de temperatura motorului. Acest câmp de date capătă importanță în conceptul arderii amestecurilor sărace și conduce la o reducere a consumului, mai ales pe trasee scurte, care impun dese regimuri de încălzire a motorului.

Se definește un factor de îmbogățire în faza de încălzire a motorului (fig. 8.62).

Comanda aerului adițional (fig. 8.63). Reduce fluxul de aer adițional prin canalul care șuntează clapeta de accelerație pe măsură ce crește temperatura motorului.

Funcții suplimentare:

- limitarea regimului de supraturatie. Reglajul stabilește o plajă de ± 80 rpm în jurul turației maxim admisibile, prin suprimarea impulsurilor de injecție;
- la scăderea turației motorului sub 30 rpm se întrerupe curentul primar prin bobina de inducție;
- pompa de alimentare nu poate funcționa decât la pornirea motorului și cu acesta în stare normală de funcționare. Ea va fi întreruptă la oprirea motorului cu circuitul de înaltă tensiune activat;
- la decelerarea motorului se întrerup impulsurile de injecție, obținându-se o frână de motor nepoluantă. Starea de decelerare este sesizată prin urmărirea unghilui de avans și a poziției clapetei, cu o anumită temporizare;
- la motoarele supraalimentate se controlează presiunea de supraalimentare în vederea înlăturării detonațiilor;
- comanda electronică a cutiei de viteză;
- funcția stop-start, oprește complet motorul la mers în gol, pornindu-l automat când pedala de accelerație atinge 1/3 din cursă;
- pedală electronică de accelerație;
- recircularea gazelor de eșapament;
- degazarea rezervorului prin absorbția vaporilor de benzină în colectorul de admisie;
- suprimarea injecției la un număr de cilindri, la funcționarea pe parțiale.

8.2.5. Reglarea coeficientului de exces de aer λ

Pentru modificarea coeficientului de exces de aer λ , se modifică în mod continuu cantitatea de carburant injectat, în așa fel încât este posibilă o ardere aproape completă a amestecului carburant. Acest amestec este caracterizat prin coeficientul λ :

λ = raportul de aer/necesarul teoretic de aer,

– $\lambda < 1$ – amestec bogat (lipsă aer);

– $\lambda > 1$ – amestec sărac (exces aer).

Puterea, consumul, compoziția gazelor arse ale unui motor depind foarte mult de λ (fig. 8.64).

În cazul utilizării benzinei, o combustie completă ($\lambda = 1$) are loc când raportul aer/benzină este de cca 14:1.

Construcția sondei λ (fig. 8.65). Sonda este constituită dintr-un corp ceramic special, bioxid de zirconiu, ale cărui suprafețe sunt acoperite de un strat subțire de platină, care formează cei doi electrozi și care sunt permeabili la gaze. Totul este acoperit de un strat de ceramică poroasă pentru protecție, formând partea care se plasează în fluxul de gaze de evacuare. Partea inferioară comunică cu atmosfera.

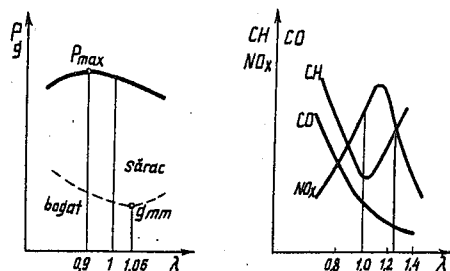


Fig. 8.64. Variația puterii, consumului și emisiei de noxe în funcție de λ

Funcționarea. Cunosându-se că emisiile de gaze arse conțin o componentă reziduală de oxigen, chiar dacă se folosește drept carburant un amestec bogat, semnalul generat de sonda 1, care măsoară acest conținut în oxigen, permite să se aprecieze calitatea aerului,

prin determinarea compoziției amestecului.

Ceramica utilizată în construcția sondei conduce ionii de oxigen începând de la temperaturi minimale de cca 300°C.

Când conținutul de oxigen este diferit pe cele două părți ale sondei, proprietățile specifice ale materialului utilizat fac să apară pe electrozi un salt de tensiune în jurul valorii $\lambda = 1$.

Circuitul de reglare (fig. 8.66). Reglarea factorului de aer λ permi-

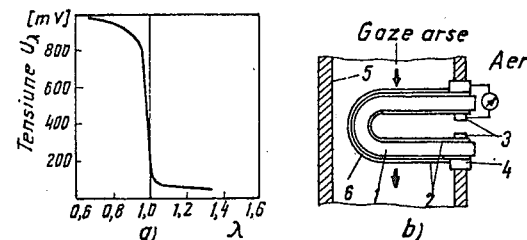


Fig. 8.65. Variația tensiunii emise de sonda $\lambda(\alpha)$ și schema constructivă (b): 1 – corp ceramic; 2 – electrozi; 3 – contact; 4 – contact la carcasă; 5 – tubulatura de evacuare; 6 – strat subțire de protecție

te să se mențină foarte exact raportul aer/carburant la valoarea $\lambda = 1,0$ și constituie o funcție adaptivă, care, în principiu, poate completa orice sistem de comandă pe cale electronică a dozajului carburant. Pentru valoarea $\lambda = 1$, s-a adoptat o tensiune de referință de 0,4 V, față de care unitatea centrală ia decizii asupra amestecului, de exemplu $U_{\lambda} > U_{ref}$ = amestec bogat (fig. 8.65). În acest caz nu se transmite nici un semnal către alte grupe funcționale ale sistemului, debitul de injecție se diminuează, iar amestecul de carburant devine mai sărac.

Când amestecul se apropie de $\lambda = 1$, $U_{\lambda} < U_{ref}$ iar unitatea centrală livrează impulsuri de comandă către amplificatoarele finale. În timpul reglării, amestecul carburant variază continuu, într-o plajă de toleranțe foarte îngustă, în jurul valorii $\lambda = 1,0$.

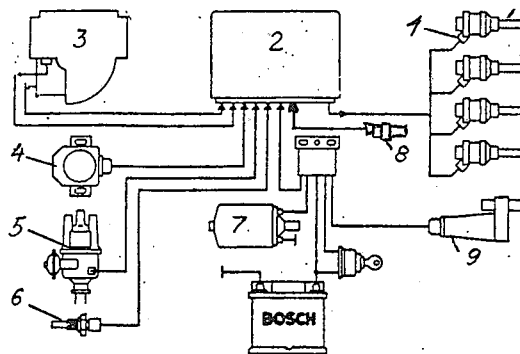


Fig. 8.66. Circuitul de reglare a factorului λ : 1 – injectoare; 2 – U.E.C.; 3 – debitmetru; 4 – senzorul poziției obturatorului; 5 – senzor Hall's; 6 – senzor temperatură motor; 7 – pompă; 8 – senzor λ ; 9 – controlerul aerului adițional

Funcționarea la diferite regimuri ale motorului:

– *pornirea la rece.* Funcționarea regulatorului 1 nu intervine, întrucât sonda nu dă semnale exploatabile, decât la temperaturi mai mari de 350°C. Amestecul carburant este adaptat la o valoare medie a lui λ ;

– *accelerări și plină sarcină.* Îmbogățirea amestecului poate fi asigurată de regulatorul accelerării, totuși funcționarea la regimuri de plină sarcină poate impune alegerea unui $\lambda \neq 1$. În ambele cazuri debitul de combustibil poate fi controlat în funcție de o valoare prerreglată;

– *modificarea debitului.* Reglarea λ funcționează într-o plajă operațională $\lambda = 0,8 \dots 1,2$ și compensează perturbațiile ce pot apare în mod normal în funcționarea motorului, de exemplu, influența altitudinii, cu o precizie de $\pm 1\%$ în jurul valorii $\lambda = 1,0$. Regulatorul dispune de un circuit de supraveghere a sondei λ , care împiedică poziționarea valorii de reglare deasupra unei valori limită. Într-un asemenea caz sistemul comută automat pe "comandă aservită", iar motorul va funcționa cu un λ mediu.

8.2.6. Avantajele și dezavantajele injectiei de benzină

Principalele avantaje ale injectiei de benzină sunt:

– injectia de benzină crează posibilitatea utilizării unei tubulaturii de admisie cu rezistențe gazodinamice mici datorită eliminării de pe traseu a carburatorului și a realizării unor colectoare cu mai puține coturi și secțiuni mai mari;

– colectorul de admisie nefiind încălzit, iar căldura necesară vaporizării combustibilului, fiind luată cu precădere de la piesele foarte calde (*piston, supapă de evacuare, chiulasă*), regimul termic al camerei de ardere, este mai scăzut decât la un motor cu carburator, permițându-se creșterea raportului de compresie cu 1...3 unități;

– injectia de benzină permite alegerea în mod liber a lungimilor și volumelor colectoarelor de admisie, astfel încât utilizând fenomenele dinamice să se realizeze o supraalimentare naturală;

– asigură o uniformitate superioară de debitare a combustibilului pe cilindri;

– crează posibilitatea stratificării amestecului, deci a utilizării unor amestecuri sărace;

– gazele de ardere a motorului cu injectie sunt mai puțin toxice datorită utilizării amestecurilor sărace;

– motorul cu injectie nu are inerție la comandă și are un gabarit mai mic pe înălțime.

În plan general avantajele injectiei de benzină se reflectă în creșterea indicilor de putere și economicitate ai motorului, lucru care se relevă elocvent prin diagramele din fig. 8.67.

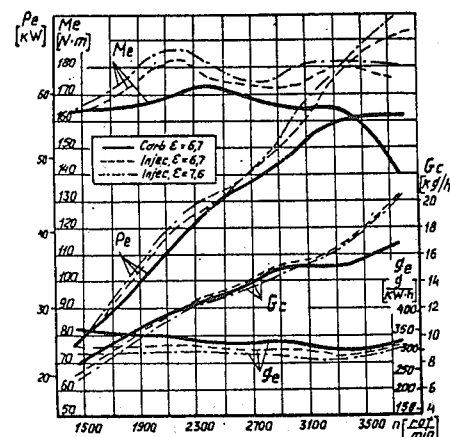


Fig. 8.67. Compararea puterii și economicității motorului echipat cu carburator și injectie de benzină

Un dezavantaj principal al injectiei de benzină este costul relativ ridicat. Prețul unei instalații de injectie a benzinei este de 5-10 ori mai mare decât a unui carburator, datorită complexității sistemelor ce asigură formarea unui amestec corespunzător fiecărui regim de lucru. Calculele economice arată că diferența de cost dintre o instalație pentru injectia benzinei și un carburator se amortizează după un parcurs de 50000...80000 km.

Pe de altă parte, tendința de electronizare a carburatoarelor duce la scumpirea acestora și a complexității lor, astfel încât optimismul cu care este prevăzută generalizarea în viitor a folosirii injectiei de benzină apare perfect justificat.

8.3. Instalația de alimentare a motoarelor cu aprindere prin comprimare

8.3.1. Scheme de alimentare

Instalația de alimentare la M.A.C este alcătuită, în general, din următoarele elemente: rezervor de combustibil; pompă de injectie, injectoare, conducte de joasă și înaltă presiune, regulator de turație.

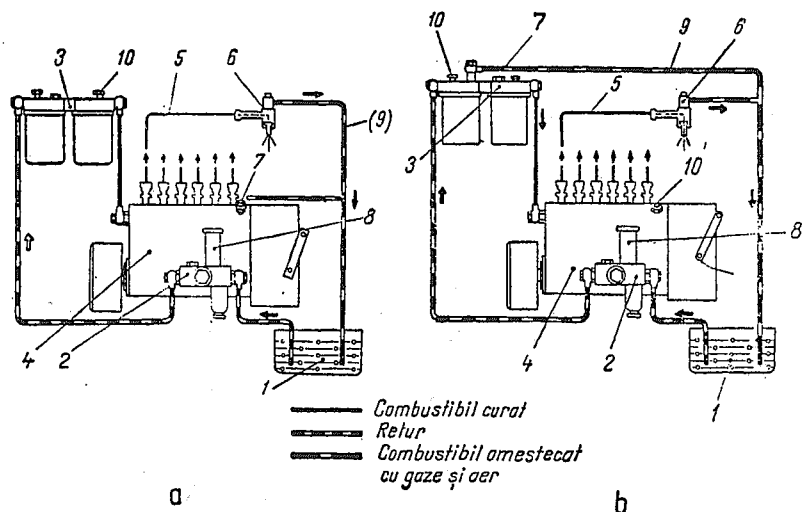


Fig 8.68. Instalația de alimentare la M.A.C. cu pompă de injecție în linie

Instalația de alimentare trebuie să asigure *dozarea cantității de combustibil* pe ciclu în funcție de încărcarea motorului; crearea unei presiuni ridicate la injector, necesară pulverizării combustibilului în raport cu camera de ardere; pulverizarea combustibilului și distribuția acestuia în camera de ardere potrivit cerințelor de formare a amestecului; declanșarea injectiei combustibilului la un moment determinat pe ciclu, precum și injectarea combustibilului ce trebuie să se realizeze după un criteriu stabilit în mod uniform la toți cilindrii.

În funcție de tipul pompei de injecție, se utilizează două scheme ale instalației de alimentare, cu mai multe variante impuse de posibilitățile componentelor acestora.

Schema instalației de alimentare cu pompă de injecție în linie.
În *fig. 8.68* sunt prezentate două scheme de alimentare cu combustibil. Diferența dintre aceste scheme constă în modul de dirijare a surplusului de combustibil al pompei de injecție și al injectoarelor spre rezervor. Surplusul de combustibil trece prin supapa 7, care menține o presiune de 0,1...1,2 MPa în capul pompei, pentru o mai bună umplere a elementelor pompei.

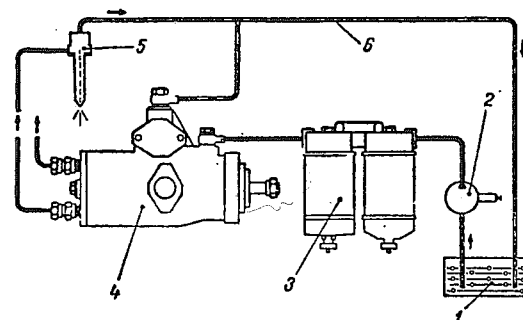


Fig. 8.69. Instalația de alimentare cu distribuitor rotativ

În *fig. 8.68, a* se prezintă schema de alimentare la care surplusul se colectează la pompa ceea ce permite trecerea unei cantități mai mari de combustibil prin aceasta, contribuind astfel la răcirea componentelor pompei. Scăpările de la injectoare se colectează în conducta 9 și se întorc în rezervor. Amorsarea și aerisirea instalației se efectuează prin acționarea pompei 8.

În *fig. 8.68, b* se prezintă schema de alimentare la care surplusul de combustibil se colectează direct de la filtrul 3, presiunea în capul pompei de injecție este menținută de supapa 7, plasată în capacul bateriei de filtre. Aerisirea instalației în cazul acestei scheme se efectuează prin acționarea pompei 8, a șurubului 10 de la filtre și a șurubului 10 amplasat pe capul pompei de injecție. Această schemă este dezavantajoasă, întrucât componentele pompei nu mai sunt răcite ca în cazul precedent.

Schema instalației de alimentare cu pompă de injecție cu distribuitor rotativ. Schema instalației prezentate în *fig. 8.69* nu se deosebește de schema instalației cu pompă în linie, însă se impun exigențe sporite filtrării combustibilului.

Schema instalației de alimentare cu pompă – injector. Caracteristic pentru instalația de alimentare cu pompă injector prezentată în *fig. 8.70* este lipsa conductelor de înaltă presiune, astfel să elimine acțiunea lor perturbatorie și se îmbunătățește sensibil injectia. Combustibilul este aspirat din rezervorul 1 prin conducta 2 de către pompa de alimentare 4, după ce în prealabil a trecut prin filtrul 3 și e trimis apoi prin conducta de joasă presiune 5 la pompa injector 6. Deschiderea injectorului este comandată de cama 10, tija 9 și culbutorul 8. Surplusul de combustibil se întoarce în rezervor prin conducta 7.

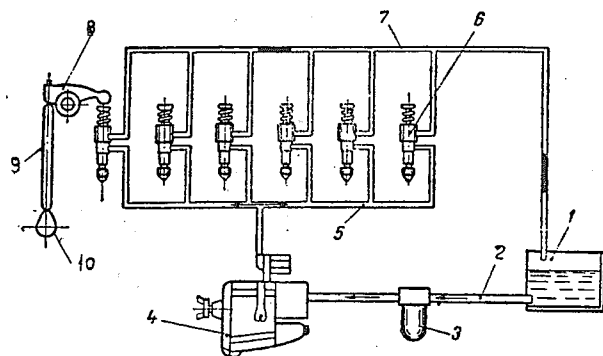


Fig. 8.70. Instalația de alimentare cu pompă-injector

Firma CUMMINS a realizat o instalație de alimentare cu pompă injector cu un sistem original de dozare și a înlocuit conductele cu canale realizate direct în blocul și chiulasa motorului.

8.3.2. Pompa de injecție

Pompa de injecție trebuie să îndeplinească următoarele funcții în instalația de alimentare:

- să asigure alimentarea cilindrilor cu o cantitate precis dozată funcție de sarcina motorului;
- momentul începutului injecției să fie precis determinat și variabil funcție de turație și sarcină;
- să asigure o lege optimă de debitare a combustibilului;
- să asigure debitarea uniformă a combustibilului pe cilindri;
- momentul de început și sfârșit de injecție să fie brusc.

Având în vedere satisfacerea acestor cerințe, s-au dezvoltat diferite tipuri de pompe de injecție care, în general, funcționează pe principiul interacțiunii camă – piston. Constructiv pompele de injecție sunt realizate în două feluri:

- cu element de pompă de injecție;
- cu distribuitor rotativ.

Pompele de injecție cu element sunt realizate la rândul lor în două variante constructive:

- cu elemente grupate într-un ansamblu formând un agregat;
- cu elementul cuplat cu injectorul, formând un ansamblu numit pompă – injector.

8.3.3. Pompa de injecție cu elemente grupate într-un agregat

Aceste pompe de injecție prezintă câte un element de pompare pentru fiecare cilindru al motorului înglobați într-un corp comun. Pompa se numește în linie, deoarece elementii de pompare sunt plasați de-a lungul unui arbore cu came și în același plan. Arborele cu came este antrenat de arborile de distribuție a motorului. La motoarele în patru timpi arborele cu came al pompei este antrenat la jumătatea turației motorului, astfel încât să asigure o injecție la două rotații ale arborelui cotit.

Constructiv un element al pompei de injecție (fig. 8.71) se compune din cilindrul 1 în interiorul căruia se deplasează pistonul plonjor 2, fiind acționat în cursa de refulare de cama 5, contactul între pistonul plonjor și camă este asigurat de arcul 8.

Cilindrul 1 are în partea superioară orificiile laterale 3, prin care comunică cu canalul de combustibil 4, practicat în corpul pompei. Elementul pompei este prevăzut în partea superioară cu supapa de refulare 6, reținută pe sediul său de arcul 7. Pistonul plonjor 2 este prelucrat sub o formă specială, capul acestuia fiind prevăzut cu o muchie elicoidală și un canal care face legătura între spațiul de deasupra pistonului și gulerul de diametru mai mic al acestuia. Pistonul plonjor este prevăzut fie cu un picior 9 (fig. 8.71,b), fie cu un sector dințat (fig. 8.71,a), care comandă rotirea acestuia.

Ungerea elementului se realizează cu ajutorul combustibilului, iar ungerea camelor, tacheților și a lagărelor - cu uleiul aflat în carterul pompei.

Principiul de funcționare. Cilindrul 1 al elementului (fig. 8.72) se umple cu combustibil în cursa de coborâre a pistonului plonjor 2 sub efectul aspirației (poz. 2), apoi pistonul se ridică și are loc o descărcare până când orificiile sunt acoperite (poz. 3 și 4), pistonul execută prima cursă moartă. Cursa de refulare durează din momentul închiderii orificiilor de aspirație până când muchia elicoidală atinge marginea inferioară a orificiilor de alimentare (poz. 6). Din acest moment refularea încetează, combustibilul scăpând prin canalul de legătură în conducta de joasă presiune, iar pistonul se mai deplasează în cea de-a doua cursă moartă. Plasarea cursei de refulare (active) între două curse moarte prezintă un avantaj. Această cursă este

amplasată în domeniul vitezelor mari ale pistonului și scăpările de combustibil sunt mici. Presiunea de injecție variază o dată cu viteza pistonului, amplasând cursa activă în domeniul vitezelor ridicate, astfel evitându-se presiunile mici la începutul și sfârșitul cursei de refulare, realizându-se o pulverizare de calitate bună.

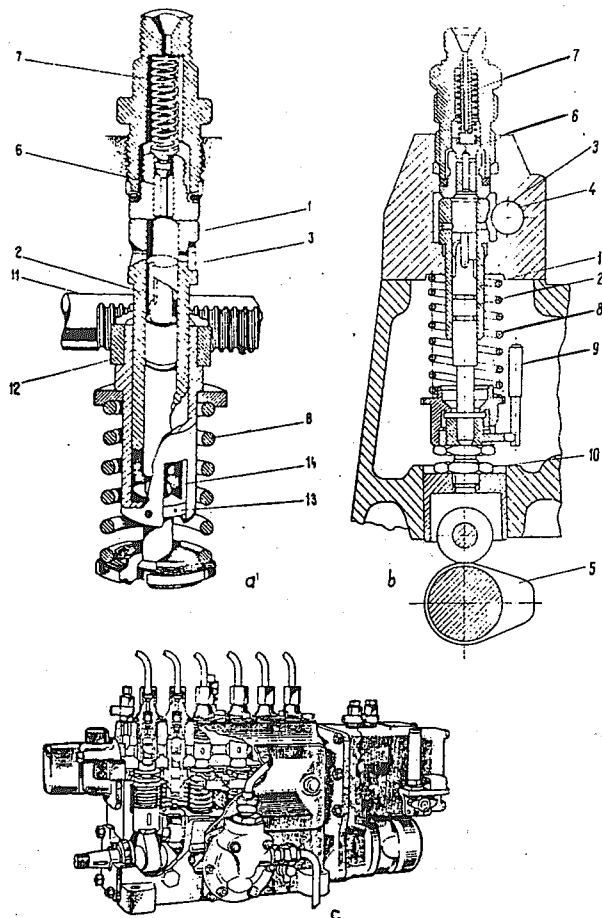


Fig. 8.71. Pompa de injecție cu elemente grupate într-un agregat: a - acționată prin cremalieră; b - acționată prin tijă și furcă; c - construcția pompei

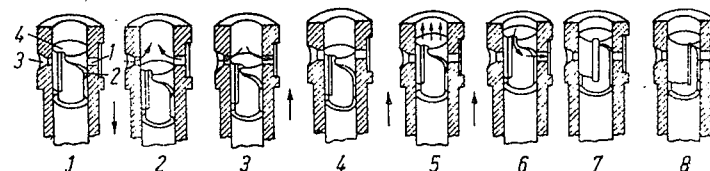


Fig. 8.72. Principiul de funcționare a elementului

Reglarea debitului funcției de sarcină se realizează prin rotirea pistonului plonjor, astfel se modifică cursa activă și deci cantitatea de combustibil injectat pe ciclu (fig. 8.73). Rotirea pistonului se poate realiza fie prin deplasarea unei tije, pe care sunt montate furci în interiorul cărora se introduce piciorul pistonului, fie prin desplasarea cremalierii care se află în angrenaj cu sectoarele dințate, montate pe pistonul plonjor.

Reglarea uniformității debitelor. La motoarele policilindrice pompa de injecție este alcătuită din mai multe elemente de refulare, de aceea este necesar să se asigure uniformizarea debitului de combustibil pe cilindri.

Reglarea uniformității debitelor se realizează prin rotirea pistonului plonjor în raport cu sectorul dințat de acționare sau prin deplasarea furcii pe tija de acționare.

La turația și sarcina nominală se admite un grad de neuniformitate maxim $\delta = 2 - 3\%$.

Reglarea uniformității avansului la injecție se realizează cu ajutorul șurubului 10 al tachtetului (fig. 8.71). Prin slăbirea sau strângerea șurubului tachtetului se obține uniformizarea începutului injecției între toate elementele pompei.

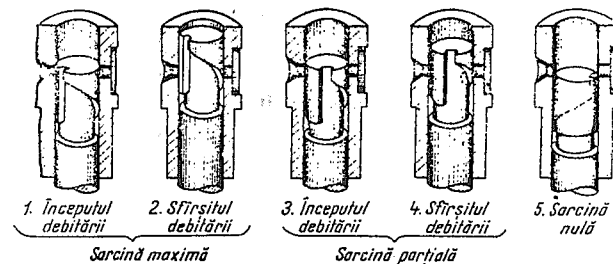


Fig. 8.73. Reglarea debitului prin rotirea plonjorului

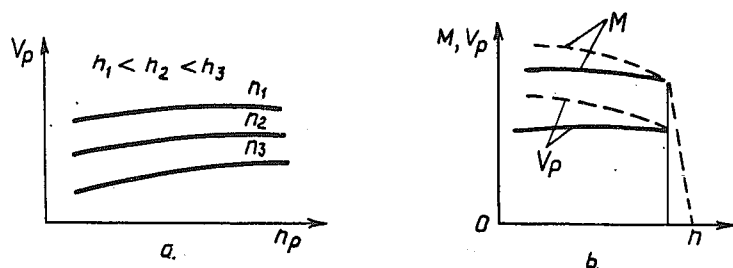


Fig. 8.74. Caracteristica de debit a pompei cu plonjor

Caracteristica de debit și corectarea ei. Prin caracteristică de debit se înțelege variația debitului de combustibil injectat pe ciclu în funcție de turația arborelui pompei la injecție la o anumită poziție a cremalierei sau tije de reglaj.

Debitul refulat de pompa de injecție este influențat de o serie de factori: *compresibilitatea combustibilului, elasticitatea conductei și scăpările de combustibil*, care au ca efect micșorarea debitului, *fenomenele de laminare*, care la începutul și sfârșitul cursei active determină o mărire a cursei active. La dimensionarea elementului de pompă trebuie să se țină seama de aceste fenomene.

În fig. 8.74 se prezintă variația cantității de combustibil debitată de pompă în funcție de turație și sarcină. Se poate observa că la orice sarcină cantitatea de combustibil injectată scade cu scăderea turației, iar la turație constantă scade cu scăderea sarcinii.

Scăderea cantității de combustibil injectat în funcție de scăderea turației poate fi explicată prin creșterea pierderilor, prin neetanșeități și prin reducerea efectului de laminare.

Această caracteristică nu este avantajoasă funcționării motorului. Pentru a obține performanțe ridicate e necesar ca la sarcina constantă debitul injectat să varieze invers cu turația.

De aceea pompele de injecție sunt prevăzute cu dispozitive speciale de corecție a debitului pompei de injecție. Pentru motoarele de automobile se utilizează două metode:

- supapa de refulare are o construcție specială și se utilizează drept corector de debit;

- se folosește un element elastic, care acționează asupra cremalierei

Supapa corector de debit (fig. 8.75) este prevăzută cu o zonă de descărcare (secțiunea I – I) și o secțiune variabilă de trecere a canalelor în partea de ghidare (secțiunea II – II și III – III). Corectarea debitului se realizează astfel: la mărirea turației, datorită creșterii vitezei combustibilului, crește forța de deschidere a supapei, deci deschiderea acesteia va fi mai mare, de asemenea mai mari vor fi și secțiunile de trecere. Deci prin creșterea cursei supapei o parte mai mare din cursa activă a pistonului se va consuma pentru a umple cu combustibil volumul dislocuit de supapă, restul va fi injectat.

Ca urmare, cu cât volumul dislocuit de supapă va crește cu creșterea turației, cu atât se va micșora debitul de combustibil injectat.

În fig. 8.75, a și b se prezintă schematic construcția și funcționarea supapelor corector, iar în fig. 8.75 c se prezintă caracteristica de debit pentru o supapă corector 1 și una normală 2.

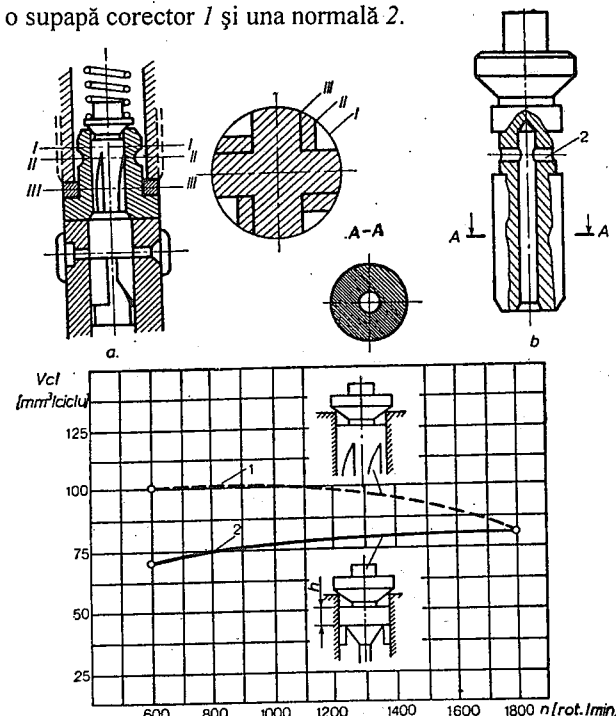


Fig. 8.75. Supapa corector (a, b) și caracteristica de debit (c) cu supapă corector (1) și normală (2)

Supapa de refulare corector de debit are dezavantaje. Ea nu asigură o formă identică a caracteristicilor corectate ale diferitelor elemente ale pompei și produce mărirea avansului, ceea ce conduce la înrăutățirea performanțelor motorului.

Principalul rol al supapei de refulare este întreruperea legăturii dintre pompă și conducta de înaltă presiune în intervalul dintre două curse utile. Când cursa de refulare încetează, supapa se așează pe sediul său, împiedicând aspirația combustibilului din conducta de înaltă presiune. Supapa de refulare realizează de asemenea descărcarea conduitei de înaltă presiune de presiunile reziduale, asigurând astfel întreruperea bruscă a injectiei, eliminând fenomenul de picurare care conduce la coxarea orificiilor injectorului. În acest scop supapa de refulare este prevăzută cu un guler cilindric care la coborârea supapei închide legătura dintre conducta de înaltă presiune și pompă înainte ca aceasta să se fi așezat pe sediu. La coborârea în continuare a supapei, volumul conduitei crește o dată cu volumul generat de acest guler până la așezarea supapei pe sediu, ceea ce permite destinderea combustibilului din conducta de înaltă presiune și întreruperea injectiei.

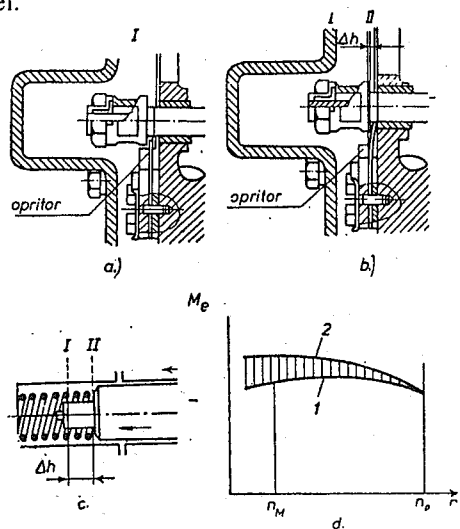


Fig. 8.76. Opritor elastic al cremalierii pompei de injectie: a – lamă elastică; b – lamă deformată; c – corector cu arc elicoidal; d – caracteristica de debit; 1 – fără corector; 2 – cu corector elastic

La M.A.C echipate cu pompe de injectie dotate cu reglatoare pentru toate regimurile, se introduc dispozitive de corectare în dispozitivul regulatorului. Aceste corectoare înlătură dezavantajele supapei corector de debit. Ele nu acționează asupra caracteristicii de debit a pompei, ci modifică debitul pompei corespunzător cerințelor motorului printr-o deplasare automată a cremalierii la sarcina totală.

Fig. 8.76 reprezintă schema unui corector elastic. Poz. I corespunde turației nominale, iar poziția II – turației cuplului maxim. La micșorarea turației pe caracteristica de sarcină totală, sub acțiunea regulatorului cremaliera este obligată să se deplaseze din poz. I cu distanța Δh în sensul creșterii cantității de combustibil injectate, deformând astfel elementul elastic care restabilește echilibrul de forțe. Deplasarea suplimentară maximă a cremalierii Δh_{max} corespunde poz. II.

8.3.4. Pompa cu distribuitor rotativ

O dată cu apariția M.A.C de cilindree mică și turație ridicată, s-a pus problema asigurării de către instalația de alimentare a unor debite mici de combustibil cu frecvență ridicată într-un timp foarte scurt. Aceasta a dus la adoptarea pompelor cu distribuitor rotativ care, spre deosebire de pompa de injectie în linie, prezintă o singură secțiune de pompare, iar combustibilul este distribuit la diferitele injectoare ale cilindrilor printr-un distribuitor rotativ.

Pompa cu distribuitor rotativ prezintă o mare compactitate. Injectia este obținută de un sistem camă – piston, însă la aceste pompe pistonul nu mai dozează cantitatea de combustibil pe ciclu. Numărul camelor este egal cu numărul cilindrilor asigurându-se egalitatea debitului pe fiecare cilindru. Pompa de transfer, regulatorul și dispozitivul de avans fac parte din construcția pompei.

În fig. 8.77 se prezintă schema de funcționare a pompei cu distribuitor rotativ.

Din rezervor prin intermediul pompei de alimentare 1, combustibilul este trecut prin filtrul 2 la pompa de transfer 3. De la pompa de transfer combustibilul ajunge prin canalizațiile din corpul pompei la supapa de dozare 4 și de aici – în corpul distribuitorului 5 și în spațiul dintre pistonasele 6. Prin rotirea distribuitorului pistonasele sunt apăsate către interior de lobi inelului cu came 7 care este fixat de corpul pompei.

Combustibilul comprimat este distribuit pe rând la injectoare prin intermediul unui orificiu de refulare aflat în distribuitor.

Supapa 8 are rolul de a amorsa pompa de injecție și de a asigura menținerea presiunii de transfer la valoarea necesară.

Regulatorul acționează asupra supapei de dozaj prin intermediul pârghiei 9. Caracteristic acestor pompe este faptul că ungerea și răcirea se realizează prin intermediul combustibilului.

Pompele cu distribuitor rotativ nu necesită corector de debit, întrucât funcționează după principiul de aspirație variabilă și refulare totală.

În anexa 8.5 se prezintă o secțiune prin pompa cu distribuitor rotativ pentru motoarele SAVIEM 797 - 05, iar în anexa 8.6 pompa cu distribuitor tip BOSCH și schema de funcționare.

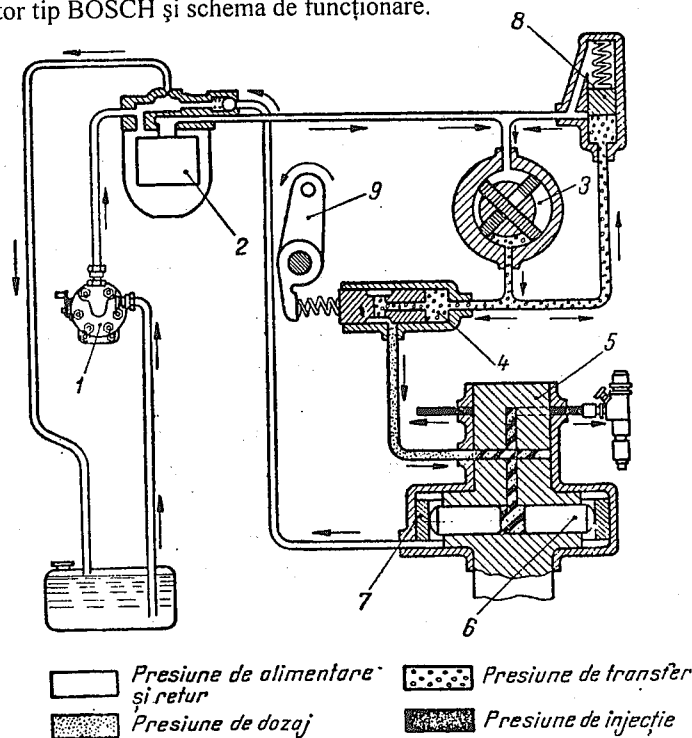


Fig. 8.77. Schema de funcționare a pompei cu distribuitor rotativ

8.3.5. Regulate de turație

Pompa de injecție a unui M.A.C., care lucrează în condițiile variației sarcinii și turației, trebuie să satisfacă anumite cerințe funcționale:

- limitarea turației maxime pentru a se preveni înăutățirea procesului de ardere (*depășirea limitei de fum*) și creșterea excesivă a forțelor de inerție determinate de masele în mișcare;
- asigurarea unei turații constante la mersul în gol, fără intervenția din afară;

- asigurarea stabilității la mers în sarcină.

În vederea satisfacerii acestor cerințe motorul este echipat cu dispozitive automate numite regulate. Acestea acționează asupra cremalierei pompei de injecție modificând debitul de combustibil, obținându-se astfel un reglaj cantitativ. Funcție de regimurile pe care le controlează, regulatele se clasifică în următoarele categorii:

- regulator de turație maximă;
- regulator pentru două regimuri care limitează turația maximă și asigură stabilitatea turației minime de mers în gol;
- regulator pentru toate regimurile.

După modul de acționare regulatele pot fi mecanice, pneumatice, hidraulice și combinate. Regulatele mecanice (*cu contragreutăți sau bile*) folosesc pentru reglare forță centrifugă. La regulatele hidraulice agentul utilizat pentru reglare poate fi lichidul de răcire, uleiul din sistemul de ungere sau chiar combustibilul, presiunea lor modificându-se funcție de turația arborelui cotit.

Regulatele mecanice și hidraulice pot fi realizate pentru două regimuri sau pentru toate regimurile. Regulatele pneumatice utilizează pentru reglare variația depresiunii din colectorul de admisiune, ele sunt utilizate pentru toate regimurile.

Regulatele combinate pot fi, în general, de tipul pneumo-centrifuge; hidro-centrifuge etc.

Regulatele se deosebesc constructiv în funcție de tipul pompei de injecție. Astfel la pompele de injecție în linie, regulatorul este un agregat separat față de pompa de injecție, pe când pompele cu distribuitor rotativ au regulatorul înglobat în corpul pompei.

Regulatele mecanice. În fig. 8.79 se prezintă un regulator pentru toate regimurile.

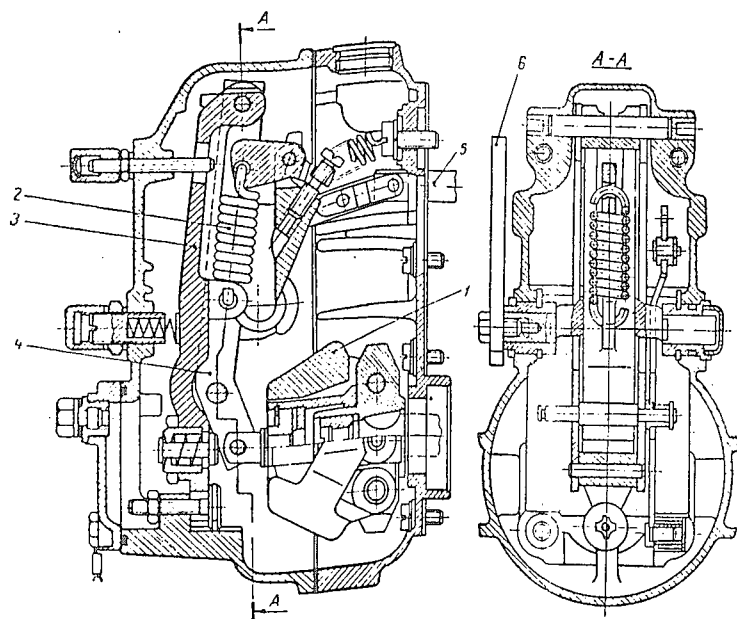


Fig. 8.78. Regulator mecanic pentru toate regimurile: 1 – contragreutăți; 2 – arc retur; 3 – tijă; 4 – pârghie; 5 – cremalieră; 6 – pârghia de acționare

Regulatele pentru toate regimurile prezintă o serie de avantaje:

- poate înprima motorului orice turație în limitele $n_{min} \dots n_{max}$;
- ameliorează condițiile de conducere;
- mărește economicitatea motorului la funcționarea la sarcini

parțiale.

Elementul activ al acestui regulator este format din două contragreutăți 1, antrenate direct de către arborele cu came al pompei de injecție sau printr-un angrenaj cu raport de multiplicare cu ajutorul căruia se obține o funcționare corectată a regulatorului și la turații mici.

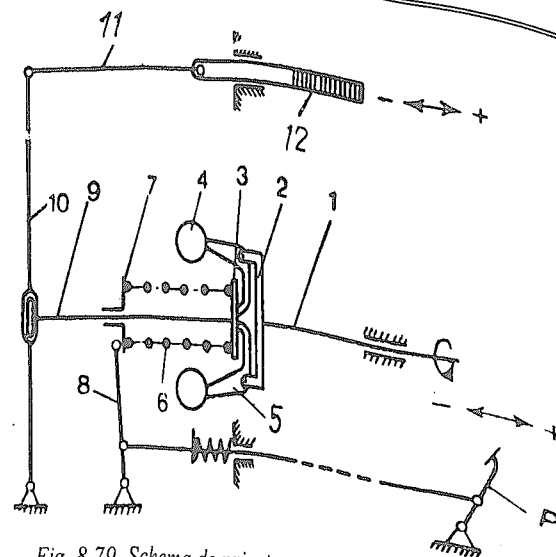


Fig. 8.79. Schema de principiu a regulatorului mecanic

Turația fixată de conductor este menținută constantă de către regulator în cazul modificării sarcinii prin acțiunea acestuia asupra organelor de reglaj a debitului de combustibil. La scăderea rezistențelor exterioare turația arborelui crește, contribuind la deplasarea contragreutăților 1 sub acțiunea forței centrifuge suplimentare ca urmare a creșterii turației.

Schema de principiu a unui regulator mecanic pentru toate regimurile pentru o pompă de injecție în linie este prezentată în fig. 8.79. Prin deplasarea contragreutăților 1 se acționează asupra manșonului 3, se comprimă arc 2, pârghia 4 se deplasează, antrenând prin intermediul tijei 10 și a tirantului 11 cremaliera pompei de injecție în care aceasta comandă micșorarea debitului de combustibil. În consecință turația va scădea către turația fixată. În cazul creșterii rezistențelor exterioare, turația motorului va avea tendința să scadă, forța centrifugă acționează asupra contragreutăților și scade o dată cu turația și acestea vor apropia, iar prin intermediul sistemului de comandă se va acționa asupra cremalierei pompei de injecție în sensul mării debitului de combustibil, restabilind turația motorului.

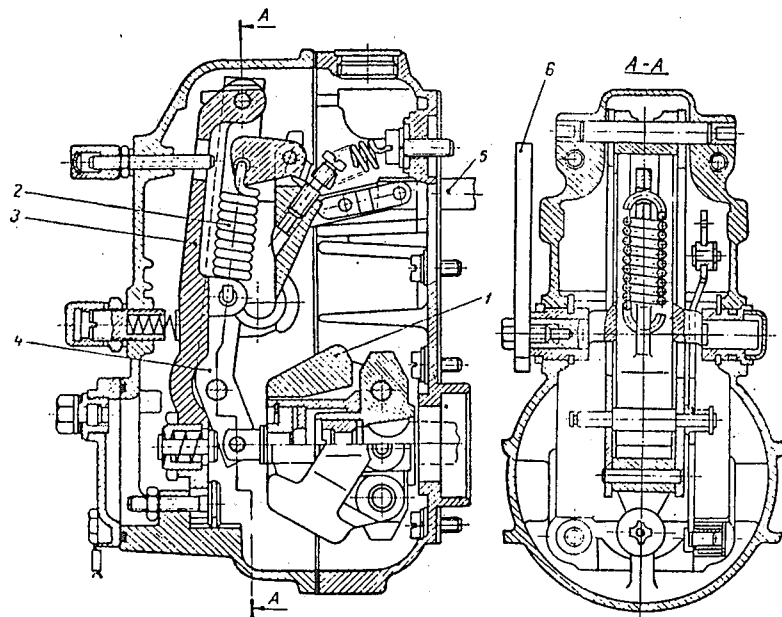


Fig. 8.78. Regulator mecanic pentru toate regimurile: 1 – contragreutăți; 2 – arc retur; 3 – tija; 4 – pârghie; 5 – cremalieră; 6 – pârghia de acționare

Regulatele pentru toate regimurile prezintă o serie de avantaje:

- poate înprima motorului orice turație în limitele $n_{min} \dots n_{max}$;
- ameliorează condițiile de conducere;
- mărește economicitatea motorului la funcționarea la sarcini parțiale.

Elementul activ al acestui regulator este format din două contragreutăți 1, antrenate direct de către arborele cu came al pompei de injecție sau printr-un angrenaj cu raport de multiplicare cu ajutorul căruia se obține o funcționare corectată a regulatorului și la turații mici.

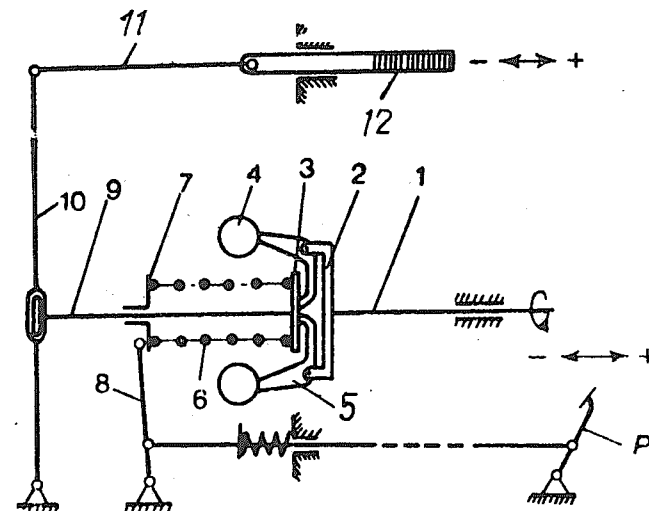


Fig. 8.79. Schema de principiu a regulatorului mecanic

Turația fixată de conductor este menținută constantă de către regulator în cazul modificării sarcinii prin acțiunea acestuia asupra organelor de reglaj a debitului de combustibil. La scăderea rezistențelor exterioare turația arborelui crește, contribuind la deplasarea contragreutăților 1 sub acțiunea forței centrifuge suplimentare ca urmare a creșterii turației.

Schema de principiu a unui regulator mecanic pentru toate regimurile pentru o pompă de injecție în linie este prezentată în fig. 8.79.

Prin deplasarea contragreutăților 4 se acționează asupra manșonului 3, se comprimă arcu 6, pârghia 9 se deplasează, antrenând prin intermediul tije 10 și a tirantului 11 cremaliera pompei de injecție în sensul în care aceasta comandă micșorarea debitului de combustibil. În consecință turația va scădea către turația fixată. În cazul creșterii rezistențelor exterioare, turația motorului va avea tendința să scadă, forța centrifugă ce acționează asupra contragreutăților va scădea o dată cu turația și acestea se vor apropia, iar prin intermediul sistemului de comandă se va acționa asupra cremalierei pompei de injecție în sensul mării debitului de combustibil, restabilind turația motorului.

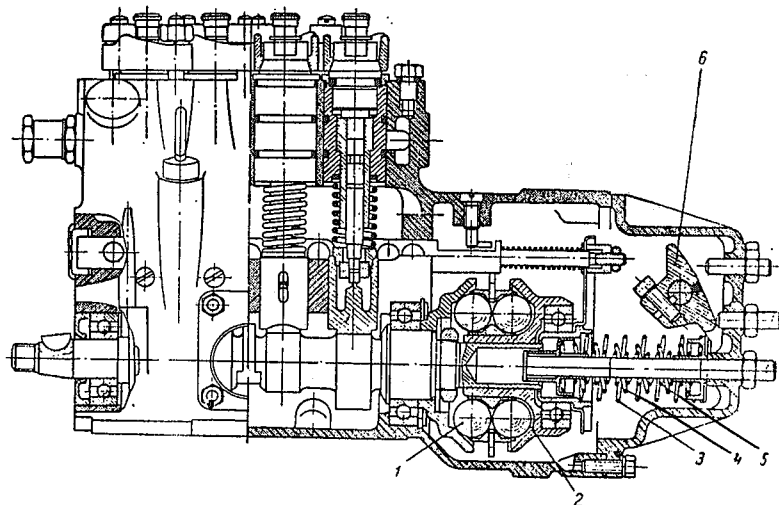


Fig. 8.80. Regulator mecanic cu bile: 1 – bile; 2 – carcasă; 3 – arc exterior; 4 – arc intermediar; 5 – arc interior; 6 – limitator

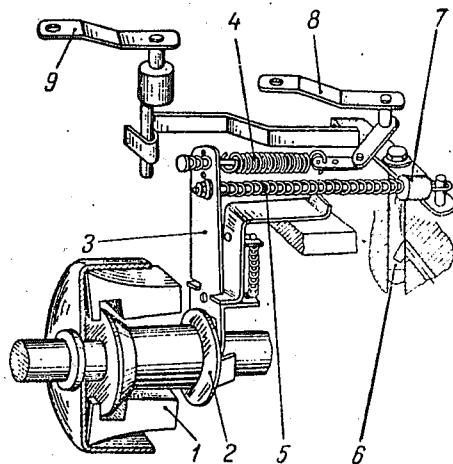


Fig. 8.81. Regulatorul mecanic pentru pompe cu distribuitor rotativ

În fig. 8.80 se prezintă un regulator mecanic cu bile realizat de firma "SIGMA" care prezintă o serie de avantaje: lipsa articulațiilor, sensibilitate ridicată.

Pompele cu distribuitor rotativ sunt prevăzute cu regulatoare mai compacte, acestea fiind înglobate în corpul pompei de injecție. În fig. 8.81 se prezintă regulatorul mecanic pentru pompa cu distribuitor rotativ.

La îndepărtarea contragreutăților 1, manșonul 2 culisează pe arborile de antrenare și comandă rotirea brațului 3.

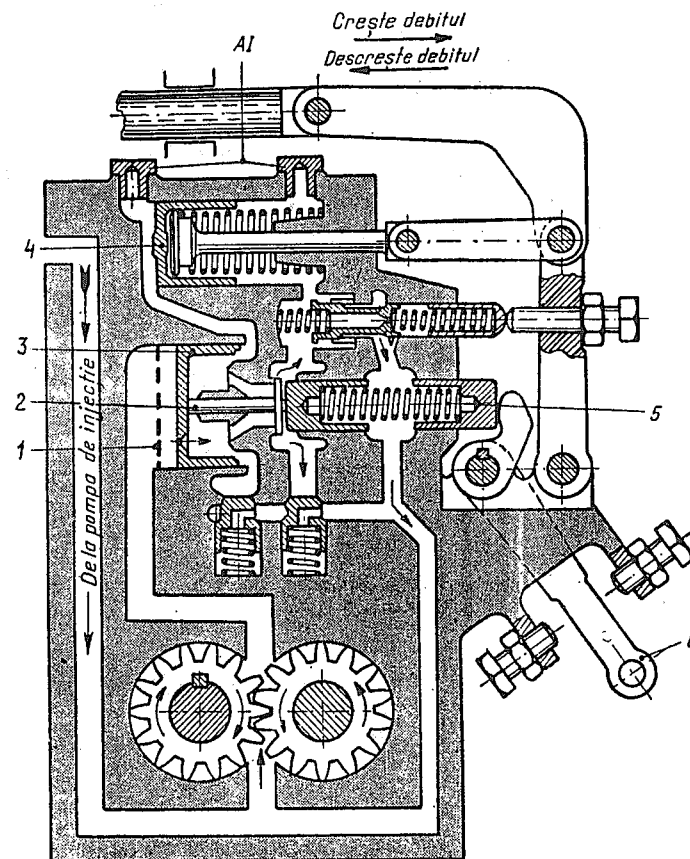


Fig. 8.82. Regulatorul hidraulic tip H-CAV

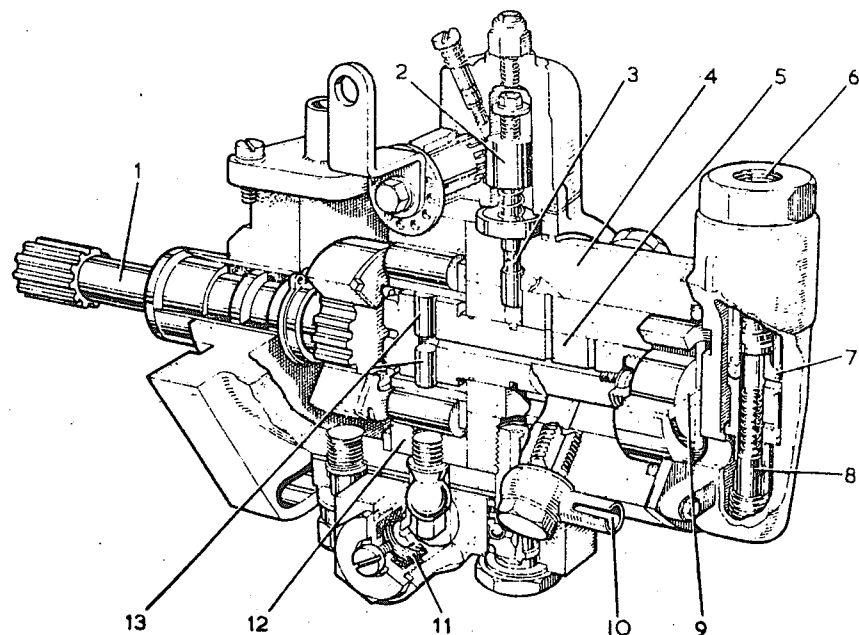


Fig. 8.83. Pompa cu distribuitor rotativ CAV-DPA cu regulator rotativ: 1 – arbore la antrenare; 2 – dispozitiv de accelerație; 3 – supapă dozatoare; 4 – carcasa regulatorului; 5 – rotor; 6 – racord intrare; 7 – filtru; 8 – supapă de reglare; 9 – pompă de transfer; 10 – racord refulare; 11 – dispozitiv automat de avans; 12 – inelul cu came; 13 – piston-ș-plonjor

Prin intermediul tijei cu arc 5 transmite levierului 7, solidar cu supapa de dozaj 6, o mișcare ce determină rotirea ei corectându-se admisia combustibilului și debitarea prin orificiu. Reglarea dozajului la mersul în gol este controlată de acțiunea arcului 5, iar la funcționarea în sarcină – de resortul 4. Prin deplasarea levierului de accelerație 8 se modifică tensiunea resortului 4 și poziția supapei de dozaj, făcând să se modifice momentul de intrare în funcțiunea regulatorului. Motorul poate fi oprit prin deplasarea levierului de oprire 9 la dreapta aducând supapa de dozaj în poziția închis, indiferent de poziția pârgheii 8.

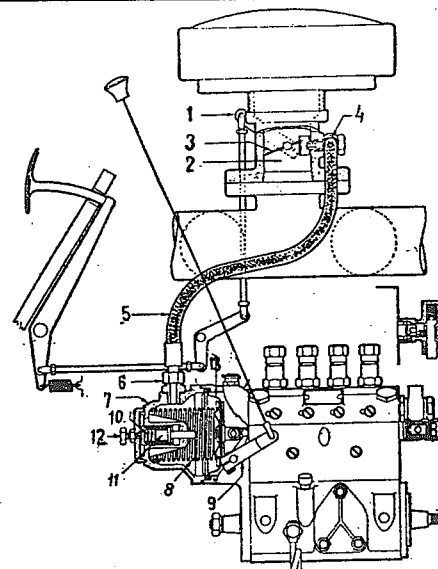


Fig. 8.84. Regulator pneumatic tip C.A.V.: 1 – dispozitiv poziție obturator; 2 – colector admisiune; 3 – obturator aer; 4 – racord de presiune; 5 – furtun; 6 – racord intrare; 7 – carcasa regulatorului; 8 – piston gofrat; 9 – pârghie

Reglatoare hidraulice. Elementul de acționare al acestor reglatoare este un fluid sub presiune. Reglatoarele hidraulice au o serie de avantaje față de reglatoarele mecanice: sunt compacte; nu au mase mari în mișcare de rotație, elimină frecările, lucrează imersat în ulei eliminând probleme de ungere întâlnite la reglatoarele mecanice.

În fig. 8.82 se prezintă regulatorul hidraulic de tip H – CAV, iar în fig. 8.83 – pompa cu distribuitor rotativ CAV – DPA, cu regulator hidraulic.

Reglatoare pneumatice. În fig. 8.84 se prezintă un regulator pneumatic de tip C.A.V. Elementul activ al acestor reglatoare este depresiunea din colectorul de admisie.

Aparatura de injecție trebuie de asemenea să fie dotată cu o serie de dispozitive care să-i confere suplețe, astfel ca M.A.C să funcționeze în condiții bune în orice împrejurare. Aceste dispozitive sunt: dispozitivul de îmbogățire la pornire (existent la toate aparaturile); dispozitivul de suprasarcină.

8.3.6. Caracteristicile de reglator la M.A.C

Pentru evaluarea parametrilor ce caracterizează funcționarea M.A.C. cu reglator, se folosește caracteristica de reglator care, stabilește dependența dintre turație, consumul orar, specific de combustibil și a altor parametri în funcție de puterea efectivă prin acționarea regulatorului asupra organelor de reglaj a debitului de combustibil.

Caracteristica de reglator se determină prin încercarea motorului în condiții de laborator.

Caracteristica de reglator a motorului Diesel este dată în fig. 8.85, *a*, iar caracteristica externă cu reglator – în fig. 8.85, *b*.

Notăția punctelor în ambele caracteristici coincid, însă în caracteristicile externe sunt notate cu "prim"

La sarcini mici apropiate de mersul în gol, debitul pe ciclu este apropiat de cel minim, de exemplu $30 \text{ mg}/(\text{ciclu} \times l)$ – punctul f_1 în fig. 8.85, *a*. La acest regim motorul dezvoltă o putere mică, iar turația limitată de reglator este apropiată de valoarea maximă (punctul f_2), în concordanță cu aceasta consumul orar de combustibil (punctul f_3) nu este prea mare, iar consumul specific (punctul f_4) atinge valoarea maximă.

Prin creșterea sarcinii externe regulatorul mărește automat debitul pe ciclu (de exemplu până la $40 - 50 \text{ mg}/(\text{ciclu} \times l)$ – punctele c_1 și d_1 , ca urmare, consumul orar de combustibil crește (punctele e_3 și d_3). La aceste regimuri puterea crește, iar turația se reduce puțin, fapt ce se explică prin particularitățile de funcționare ale regulatorului (punctele e_2 și d_2) consumurile specifice de combustibil se reduc (punctele e_4 și d_4).

Prin creșterea în continuare a sarcinii externe, în cazul analizat nu mai este posibilă creșterea debitului pe ciclu (punctele c_1 , b_1 și a_1) și motorul începe să funcționeze cu suprasarcină, din care cauză turația arborelui cotit se reduce (punctele c_2 , b_2 și a_2), iar în punctul b_2 momentul de torsiune atinge valoarea maximă. La aceste regimuri consumul orar de combustibil se reduce (punctele c_3 , b_3 și d_3), iar cel specific se modifică sensibil (punctele c_4 , b_4 și a_4).

Caracteristica de reglator are o ramură de reglator, indicată cu linii întrerupte și o ramură de sarcină plină, reprezentată cu linii continue.

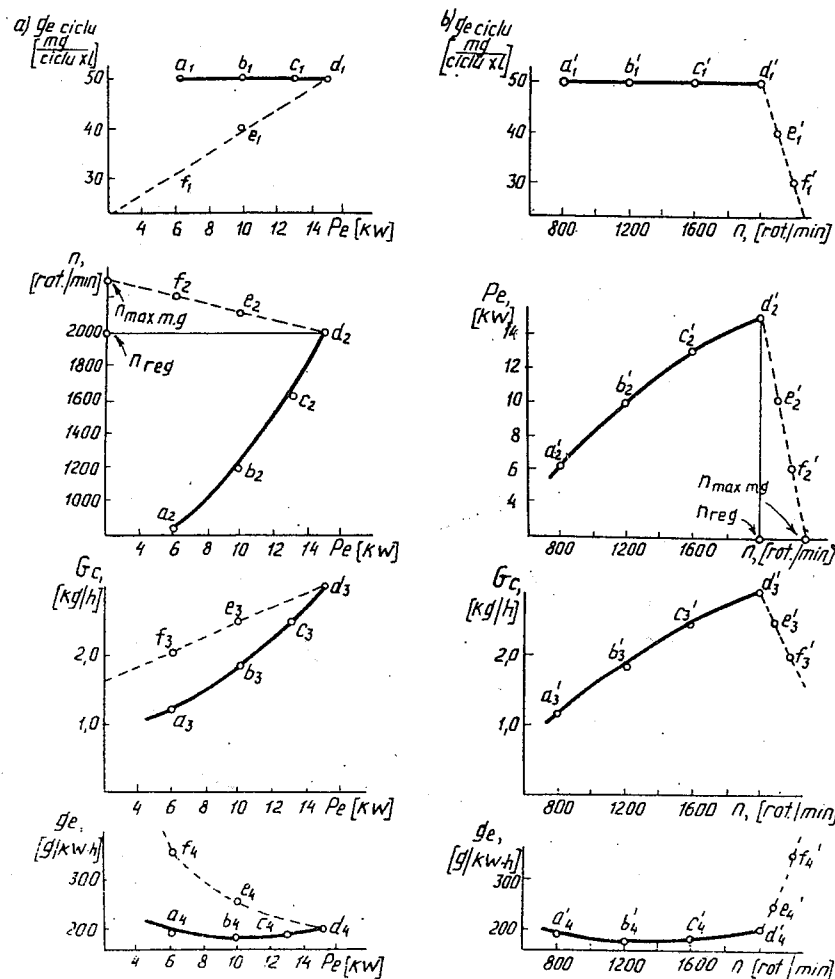


Fig. 8.85. Caracteristica de reglator

8.3.7. Variatoare automate de avans

La M.A.C rapide, pentru a se obține o funcționare satisfăcătoare, se impune mărirea avansului la injecție în zona turațiilor ridicate. Modificarea automată a avansului la injecție se obține cu ajutorul unor dispozitive numite *variatoare automate de avans*. Ele pot fi mecanice sau hidraulice. În fig. 8.86 se prezintă un variator automat de avans la injecție mecanic, care echipează pompe de injecție în linie. La creșterea turației greutatea 1 se rotește în jurul axei 6, datorită forței centrifugale și acționează semiambreiajul condus și axul regulatorului prin placa 4, arc 5 și bolțul 2. Semiambreiajul rotește axul pompei de injecție în direcția rotirii lui mărind unghiul de avans.

În general, pompele de injecție cu distribuitor rotativ sunt prevăzute cu variatoare de avans hidraulice. În fig. 8.87, *a* se prezintă variatorul automat de avans pentru pompa de injecție CAV – DPA, iar în fig. 8.87, *b* – variatorul automat de avans pentru pompa de injecție BOSCH.

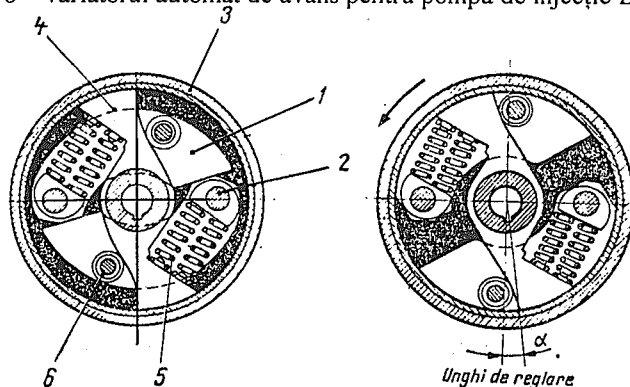


Fig. 8.86. Variator mecanic automat de avans: 1 – greutate; 2 – bolțul semiambreiajului condus; 3 – carcasă; 4 – placă; 5 – arc; 6 – axul greutății

8.3.8. Injectorul

Injectorul este dispozitivul din instalația de alimentare, care asigură introducerea, pulverizarea și distribuirea combustibilului în camera de ardere pentru a obține o ardere completă și rapidă a acestuia.

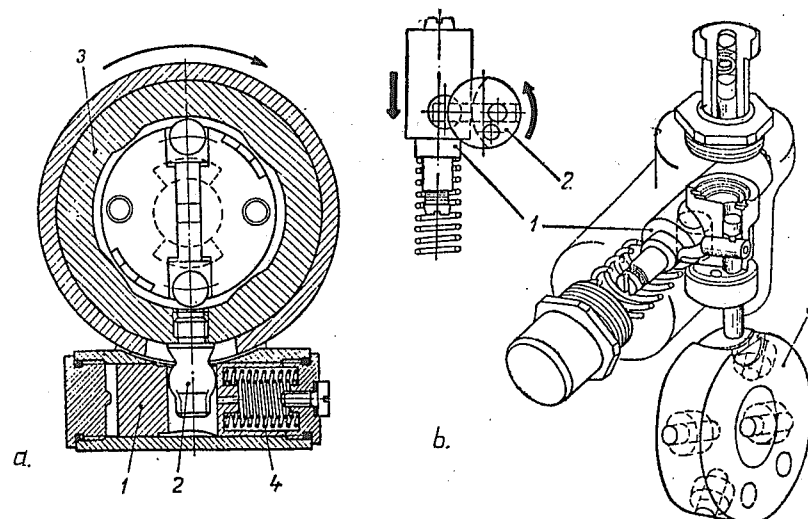


Fig. 8.87. Variatoare automate de avans la injecție: *a* – pompa de injecție CAV-DPA; *b* – pompa de injecție BOSCH; 1 – piston; 2 – corp sferic; 3 – inel cu came; 4 – arc de reglaj

Injectoarele se împart în două clase: injectoare deschise și injectoare închise. Injectoarele deschise (fig. 8.88) au orificiul de pulverizare liber (*necontrolat de supapă*). Datorită rezistențelor hidrodinamice mari ele necesită presiuni de injecție ridicate ceea ce complică construcția pompei de injecție. Cu toate că sunt simple din punct de vedere constructiv, nu au căpătat aplicabilitate în construcția motoarelor de autovehicule.

Injectoarele închise au orificiul de pulverizare controlat de un ac sau o supapă. După modul în care se comandă deschiderea orificiului de pulverizare injectoarele închise se împart în 3 grupe: *a* – cu comandă hidraulică; *b* – cu comandă electrică; *c* – cu comandă mecanică.

La motoarele de autovehicule se utilizează injectoarele de tip închis cu acționare hidraulică. În fig. 8.89 se prezintă schema de funcționare a injectorului. În pulverizatorul 1 este practicat orificiul de injecție 2, controlate de vârful acului 3, reținut pe sediul său datorită acțiunii arcului 4. Combustibilul este trimis de pompe de injecție în camera C prin acțiunea presiunii *p*, care se exercită pe gulerul G al acului, acesta se ridică și prin orificiul pulverizatorului combustibilul trece spre camera de ardere.

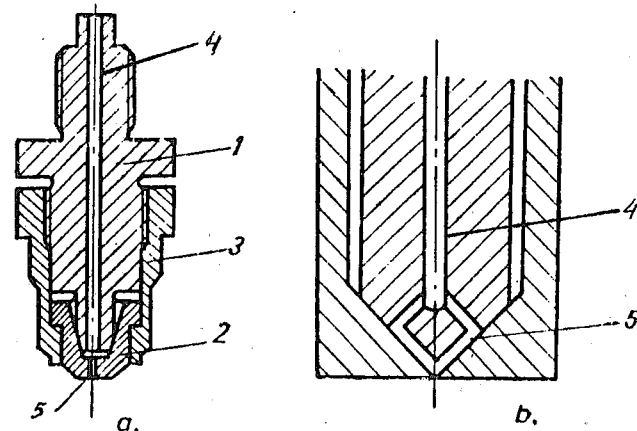


Fig. 8.88. Injector deschis: 1 - acul injectorului; 2 - ajustaj; 3 - bucsă; 4 - canalul admisiei combustibil; 5 - orificiu

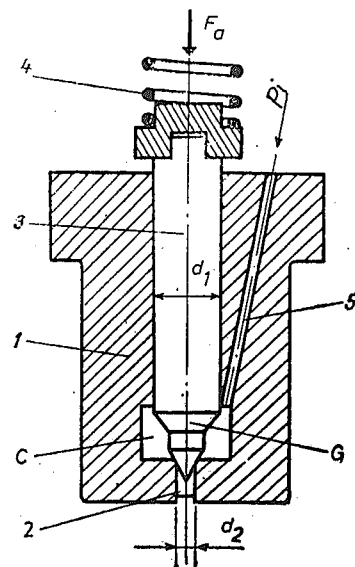


Fig. 8.89. Schema de principiu a injectorului de tip închis

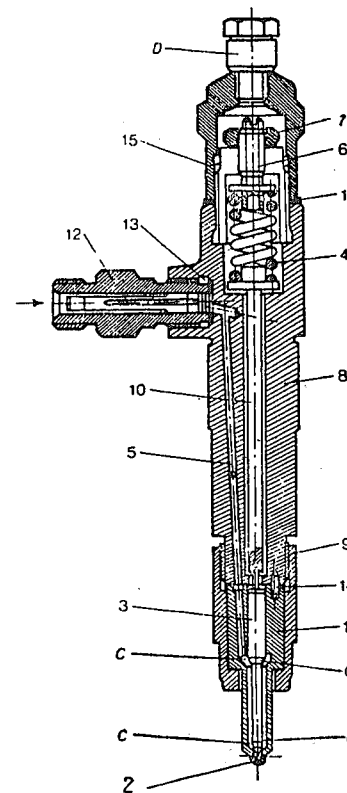


Fig. 8.90. Injector de tip închis cu ac vârf conic și acționat hidraulic: 1 - pulverizator; 2 - camera pulverizatorului; 3 - ac; 4 - arc; 5 - canal; 6 - șurub de reglare; 7 - contrapiuliță; 8 - corp; 9 - piuliță; 10 - tijă; 11 - garnitură; 12 - racord; 13 - garnitură; 14 - știft; 15 - capac

Construcția injectoarelor depinde de tipul camerei de ardere a motorului. În cazul injectiei directe se folosesc injectoare cu ac cu vârf conic și pulverizator cu unul sau mai multe orificii (fig. 8.93), care asigură penetrația optimă a jetului. Orificiile au în general 0,15 – 0,45 mm și dispunerea lor depinde de arhitectura camerei de ardere. Schema dispunerii orificiilor este arătată în fig. 8.91.

M.A.C. cu camere divizate sunt dotate cu injectoare cu ac cu știft și pulverizator cu un singur orificiu de diametru 1...3 mm (fig. 8.92). Știftul poate fi cilindric, când arhitectura camerei de ardere necesită un jet penetrant sau tronconic, când este necesară o penetrație redusă (fig. 8.92).

Construcția injectorului trebuie să asigure penetrația și pulverizarea optimă a combustibilului în camera de ardere. Calitățile de pulverizare depind de presiunea de injectie, de diametrul orificiilor pulverizatorului și de viteza combustibilului prin orificii. Prin micșorarea diametrelor orificiilor pulverizatorului se îmbunătățește pulverizarea, dar se micșorează penetrația jetului, ca urmare a acestui fapt trebuie ridicată presiunea de injectie.

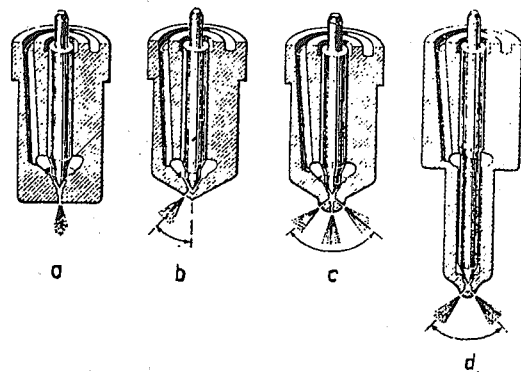


Fig. 8.91. Schema dispoziției orificiilor pulverizatorului: a – cu un orificiu axial; b – cu un orificiu lateral; c – cu orificii axiale și laterale; d – cu orificii laterale

Lungimea orificiului pulverizatorului exercită o importantă influență asupra calității jetului de combustibil.

8.3.9. Elemente comune ale instalațiilor de alimentare pentru M.A.S. și M.A.C.

Rezervoare de combustibil. Se execută din tablă de 0,8 – 2 mm, pentru rigidizare și evitarea agitării combustibilului se prevăd pereți intermediari. Rezervorul de combustibil este prevăzut cu un dispozitiv ce indică cantitatea de combustibil de care dispune la un moment dat.

Rezervorul de combustibil este prevăzut în racordul de umplere cu un filtru pentru reținerea impurităților, de asemenea este prevăzut cu un capac de umplere și buson de golire. Capacul de umplere pentru rezervorul de benzină este prevăzut cu o supapă de aer reglată să se deschidă la o depresiune de (0,001...0,003) MPa ce permite pătrunderea aerului pe măsură ce benzină se consumă și cu o supapă de vapori reglată să se deschidă la o suprapresiune de (0,011...0,016) MPa, care permite evacuarea vaporilor formați pe timp cald (fig 8.93). Capacul rezervorului de motorină nu este prevăzut cu cele două supape.

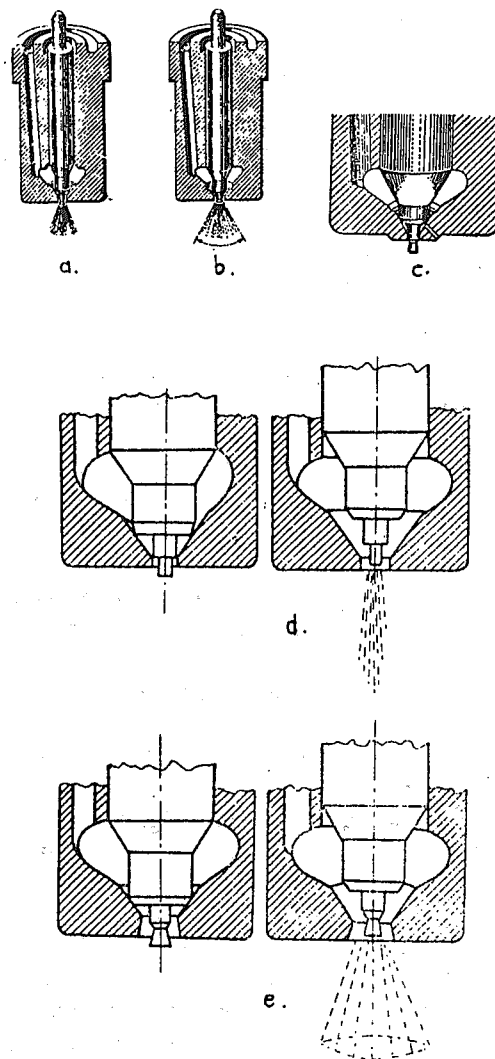


Fig. 8.92. Tipuri de pulverizatoare: a – cu ac cu vârf conic; b – cu ac cu știft; c – cu știft; d – ac cu știft cilindric; e – ac cu știft tronconic

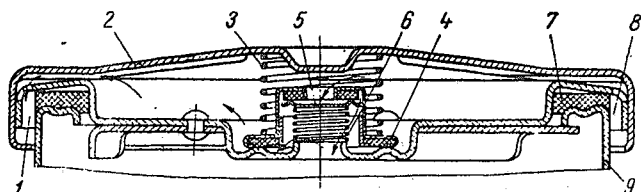


Fig. 8.93. Capacul rezervorului de benzină: 1, 8 – orificiile de comunicare cu atmosfera; 3 – aerul supapei; 4 – supapa de vapori; 5 – supapa de aer; 6 – arcul supapei; 7 – garnitură; 8 – carcasă

Capacitatea rezervorului se alege în funcție de tipul autovehiculului astfel încât acesta să aibă o autonomie de 300 – 600 km.

Pompe de alimentare. Pompa de alimentare are rolul de a deplasa combustibilul de la rezervor la carburator sau la pompa de injecție. În scopul unei alimentări constante, pompa de alimentare trebuie să furnizeze un debit de combustibil mai mare decât consumul orar, de 3...5 ori la M.A.S. și 6...8 ori la M.A.C.

Presiunea de refulare a pompelor de alimentare este de (0,01...0,03) MPa la M.A.S., deoarece filtrele sunt simple și opun o rezistență hidrodinamică mică și de 0,12...0,25 MPa la M.A.C., întrucât aparatura de injecție impune prezența unor filtre fine cu o mare rezistență hidrodinamică.

Pompele de alimentare sunt de mai multe feluri: cu membrană, cu piston, cu roți dințate, cu palete.

Pompa de alimentare cu membrană (fig. 8.94) se utilizează în instalația de alimentare a M.A.S. și M.A.C. cu pompă de injecție cu distribuitor rotativ.

Presiunea de debitare este de 0,01...0,03 MPa.

Schema de principiu se arată în fig. 8.94 b, c. Pompa este acționată de un excentric amplasat pe arborele cu came. Când excentricul 1 se află pe porțiunea activă, pârghia 2 este rotită și acționează asupra tijei 5, comprimă arcul 6 și deformează membrana 7. În camera de deasupra membranei se crează o depresiune sub influența căreia se deschide supapa de alimentare 8 și combustibilul intră în această cameră. Pe porțiunea inactivă a excentricului pârghia 2 este eliberată, arcul 6 se destinde și membrana se deformează în sens contrar, presiunea combustibilului crește și se deschide supapa de refulare 10.

Pulsația debitului este egalizată în camera 16. Pentru amorsarea pompei, ea este prevăzută cu pârghia 14 și excentricul 15 pentru acționarea manuală.

Pompa de alimentare cu membrană se autoreglează, astfel la un consum redus în conducta din circuitul de refulare a pompei de alimentare se crează o suprapresiune, care se transmite în camera de deasupra membranei, deformând-o. Ca urmare cursa activă se micșorează și debitul se reduce.

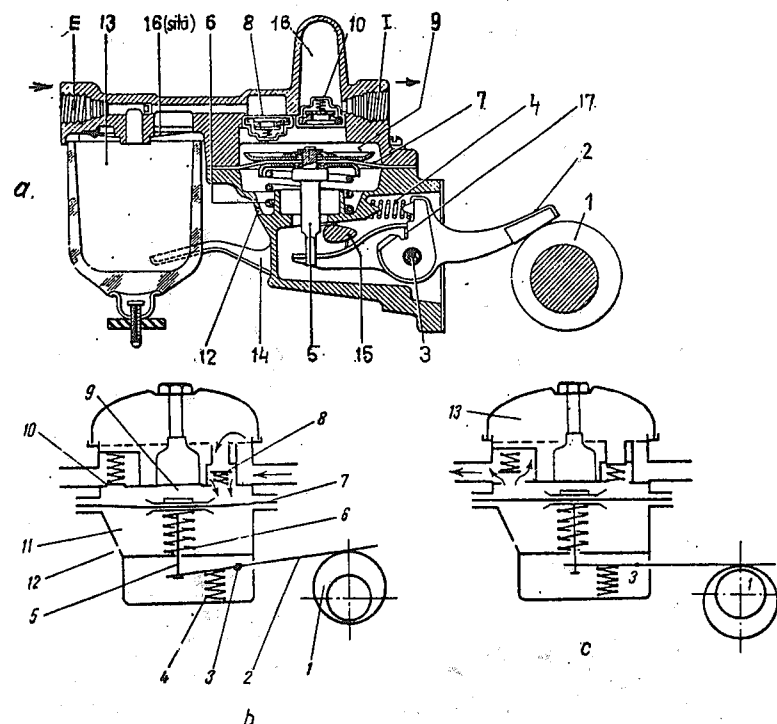


Fig. 8.94. Pompa de benzină cu membrană (a) și schema de principiu (b – aspirație; c – refulare)

Pompa de alimentare cu piston se realizează cu simplu efect (fig. 8.95, a) sau cu dublu efect (fig. 8.95, b).

Pompa de alimentare cu piston cu simplu efect se compune din corpul pompei 1 în care se deplasează pistonul 2. Pistonul este acționat de tija 4, solidară cu tachelul cu rolă 5 asupra căruia acționează cama 6. Când tachelul este pe partea neactivă a camei 6, pistonul 2 coboară sub acțiunea arcului 3 și refulează spre pompa de injecție combustibilul aflat sub piston. În același timp în camera de deasupra pistonului se produce o depresiune, supapa de aspirație se deschide și permite umplerea pompei. Când tachelul se află pe porțiunea activă a camei, combustibilul de deasupra pistonului este comprimat și supapa de refulare se deschide, o parte din combustibil trece în spațiul C de sub piston și o parte – în conducta de refulare a pompei de alimentare.

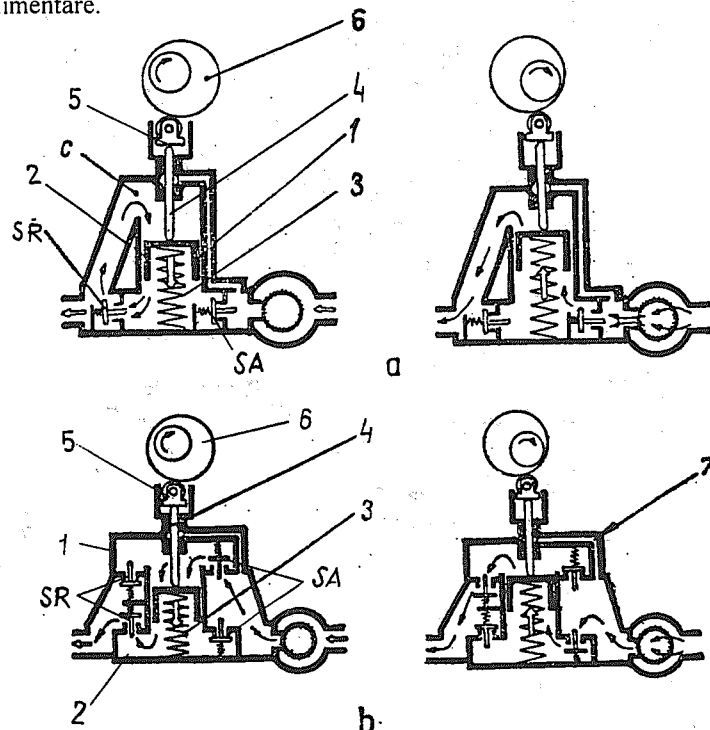


Fig. 8.95. Schema și principiul de funcționare a pompei de alimentare cu piston: a – cu simplu efect; b – cu dublu efect

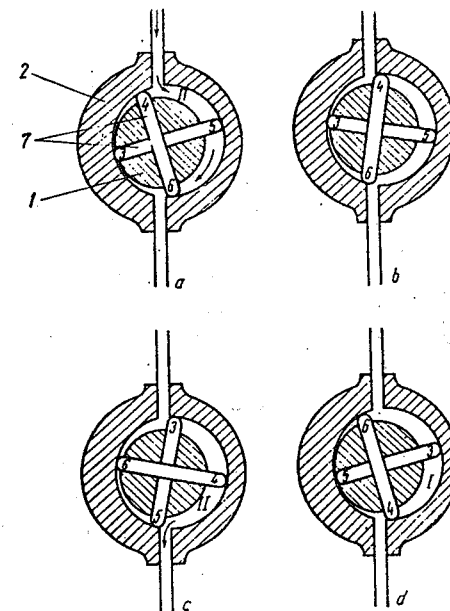


Fig. 8.96. Principiul de funcționare a pompei cu paletă

Pompa cu piston este autoreglabilă. Când consumul pompei de injecție este mic în conducta de refulare, se crează o suprapresiune, care menține pistonul în echilibru, astfel că pompa lucrează în gol.

Acest tip de pompă realizează presiuni (0,3...0,45)MPa și echipează instalațiile de alimentare a M.A.C. cu pompa de injecție în linie.

Pompa de alimentare cu paletă (fig. 8.96) este folosită ca pompă de transfer în construcția pompei de injecție cu distribuitor rotativ. Pompa funcționează în modul următor: rotorul 1 montat în corpul excentric 2 conține paletele 7.

În mișcarea de rotație a rotorului paleta 5 crează o depresiune în spațiul II sub influența căreia este aspirat combustibilul până în momentul în care paleta 4 închide comunicarea cu spațiul de aspirație. Volumul aspirat II este antrenat spre refulare care începe în momentul în care paleta 5 deschide orificiul canalului de refulare.

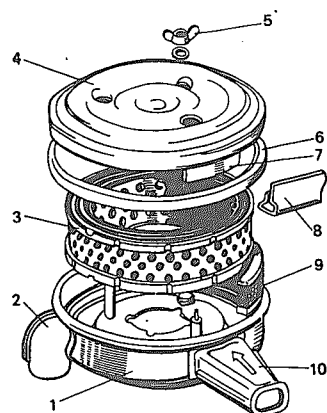


Fig. 8.97. Filtrul de aer: 1 - carcasă; 2, 10 - canal de aspirație a aerului; 3 - element filtrant din hârtie; 4 - capac; 5 - piuliță; 6 - garnitură; 7 - deflector; 8 - burete; 9 - element filtrant păsă

Filtrele de aer li se impun o serie de cerințe: a) capacitatea mare de filtrare; b) rezistențe gazodinamice și aerodinamice mici; c) capacitate de funcționare îndelungată; d) construcție simplă și deservire ușoară.

Capacitatea de filtrare a filtrelor se apreciază prin finețea de filtrare prin care se înțelege diametrul minim al particulelor care nu sunt reținute de filtru și prin gradul de filtrare care exprimă raportul dintre cantitatea de impurități reținute în filtru și cantitatea de impurități conținute de fluid înainte de filtrare.

După procedeul de filtrare filtrele se împart în următoarele categorii: a) uscate; b) cu baie de ulei; c) filtre prin inerție; d) combinate.

La **filtrele uscate** se folosesc ca elemente filtrante următoarele materiale: a) burete de așchii metalice; b) bandă de tablă perforată sau tesalorată din fâșii metalice înfășurate în mai multe straturi; c) cartuș de hârtie. Eficacitatea filtrului crește în cazul impregnării cu ulei a elementului filtrant.

În fig. 8.97 se prezintă un filtru de aer uscat.

Deoarece pompa cu palete nu-și autoreglează debitul funcție de consumul pompei de injecție, ea este prevăzută cu o supapă de amorsare și reglare a presiunii de transfer.

Pentru alimentarea 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. Acestea pot fi cu motor electric sau cu un vibrător electromagnetic.

Filtre de aer. Pentru a se evita uzura prematură a motorului, în circuitul de aspirație al aerului se introduce un element de filtrare, care are drept scop reținerea particulelor de praf.

Filtrelor de aer li se impun o serie de cerințe: a) capacitatea mare de filtrare; b) rezistențe

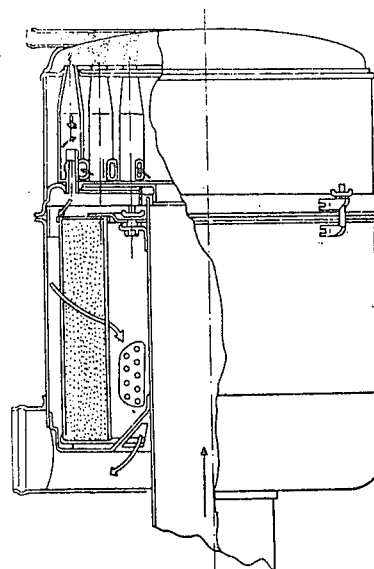


Fig. 8.98. Filtrul MANN "Picozyclon"

Filtrarea aerului prin inerție are la bază diferența de densitate a particulelor în mișcare și a aerului.

Filtrul de tip ciclon este construit în așa fel încât aerul se deplasează în spirală. Datorită densității mai mari a particulelor de praf asupra lor acționează forțe centrifuge mai mari, ca urmare, acestea se lovesc de carcasa filtrului și cad în partea inferioară, unde se găsește o baie de ulei pentru reținerea lor (fig. 8.98).

Filtrul multiciclon este o variantă îmbunătățită. El este construit din mai multe cicloane montate în paralel în aceeași carcasă. O altă variantă ce folosește această metodă de filtrare constă în

modificarea bruscă a traiectoriei aerului, astfel particulele de praf cu inerție mai mare ajung în mediul de reținere.

Filtre combinate. Pentru a mări eficacitatea filtrelor, acestea se realizează în două sau trei trepte folosind mai multe principii.

În fig. 8.99 se prezintă schematic filtre combinate cu baie de ulei. La schimbarea direcției curentului de aer particulele grele ($d > 100 \mu m$) se separă sub acțiunea inerției și sunt reținute în baie de ulei 3. Restul impurităților sunt reținute de elementul filtrant 4.

Filtre de combustibil. Calitatea filtrelor de combustibil este determinată de o serie de parametri.

Caracteristica hidraulică reprezintă variația căderii de presiune funcție de variația debitului de combustibil la o temperatură dată la trecerea printr-un element filtrant nou.

Gradul de filtrare reprezintă raportul între cantitatea de impurități reținute de elementul filtrant și cantitatea de impurități aflată în combustibil înainte de filtrare. Se determină pe cale experimentală și se calculează din

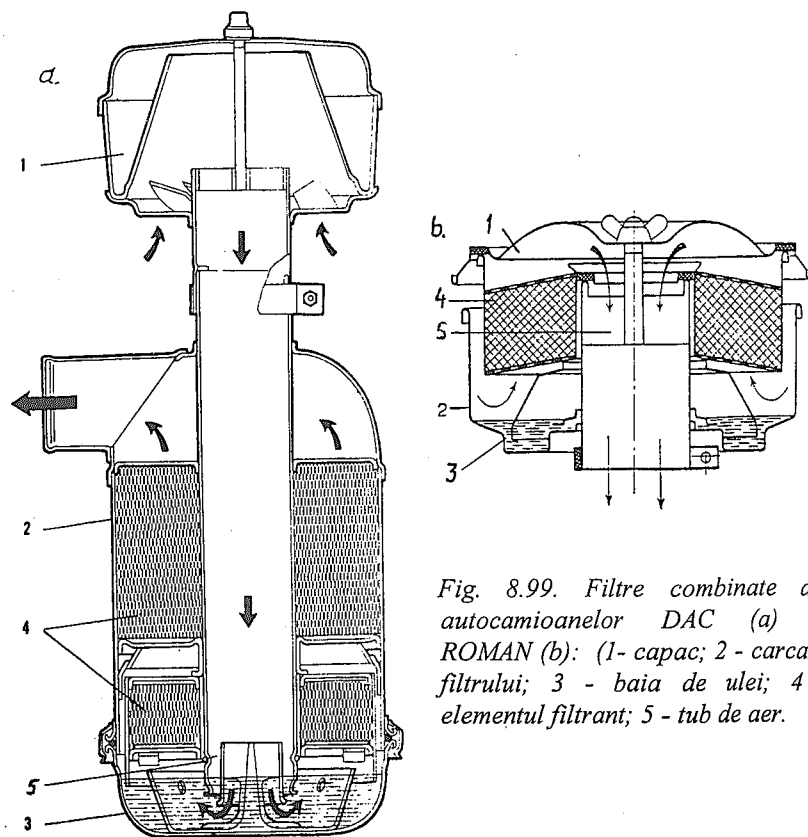


Fig. 8.99. Filtre combinate ale autocamioanelor DAC (a) și ROMAN (b): (1 - capac; 2 - carcasă filtrului; 3 - baia de ulei; 4 - elementul filtrant; 5 - tub de aer.

relația

$$\delta = \left(1 - \frac{x}{x_0} \right) \cdot 100[\%]$$

unde: x - este cantitatea de impurități rămasă în combustibil după filtrare, iar x_0 - cantitatea de impurități introdusă în combustibil înainte de filtrare.

Gradul de filtrare pentru filtrele de combustibil trebuie să fie de 98-99%.

Finețea de filtrare caracterizează mărirea maximă a impurităților ce nu sunt oprite de filtru. Pentru filtrele fine finețea de filtrare este de 2,5 μm .

Îmbăxirea filtrului se stabilește ca durată până când căderea de presiune în filtru atinge o valoare admisă. Această durată trebuie să fie cât mai mare.

Filtre pentru benzină sunt simple și utilizează pentru epurare decantarea combustibilului. În circuitul instalației de alimentare se folosesc site de reținere montate în racordul de umplere a rezervorului, la intrarea în pompa de alimentare, la intrarea în carburator.

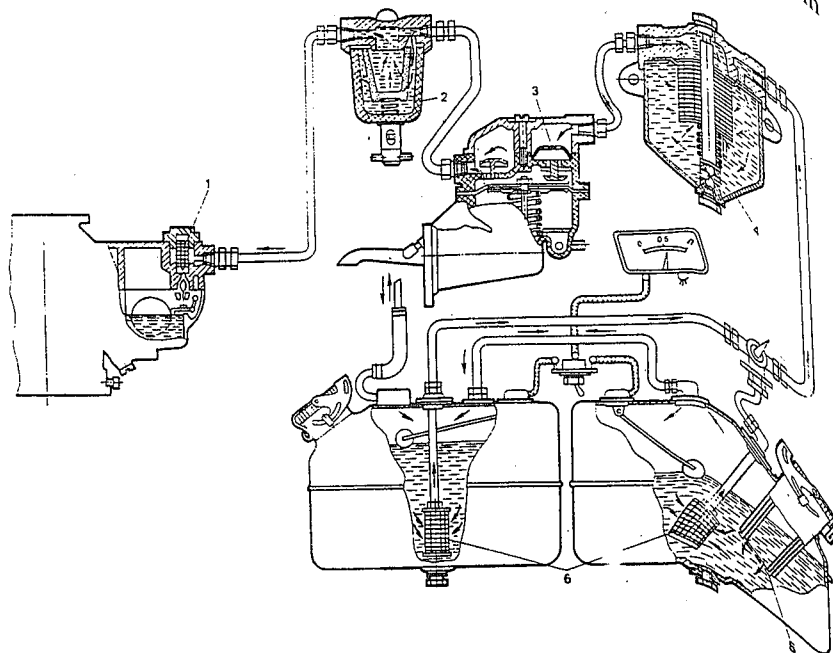


Fig. 8.100. Filtre de combustibil pentru M.A.S.: 1 - filtrul camerei de nivel constant; 2 - filtru decantor; 3 - sita pompei de alimentare; 4 - sită la intrare rezervor; 5 - sită la intrare rezervor; 6 - filtrul la sorb

Uneori în interiorul decantorului se montează un element de filtrare confecționat fie din sită, fie din hârtie micronică.

În fig. 8.100 se prezintă filtre de combustibil pentru M.A.S.

Filtrele de motorină. Prezența pompei de injecție și a injectoarelor care se caracterizează printr-o construcție precisă cu jocuri mici între piesele elementelor componente impune instalației de alimentare a M.A.C. utilizarea unor filtre de mare eficiență.

Filtrarea motorinei se realizează, în general, prin două filtre montate în serie: *filtru brut și filtru fin*.

Filtrul brut se montează de obicei înaintea pompei de alimentare și reține particule a căror mărime depășește 50...150 μm .

Elementul de filtrare trebuie să opună o rezistență hidrodinamică mică. De obicei el se construiește din discuri metalice montate sub formă de pachet cu interstiții între ele, din sită de sârmă, țesături de bumbac sau din hârtie sub formă de cartuș.

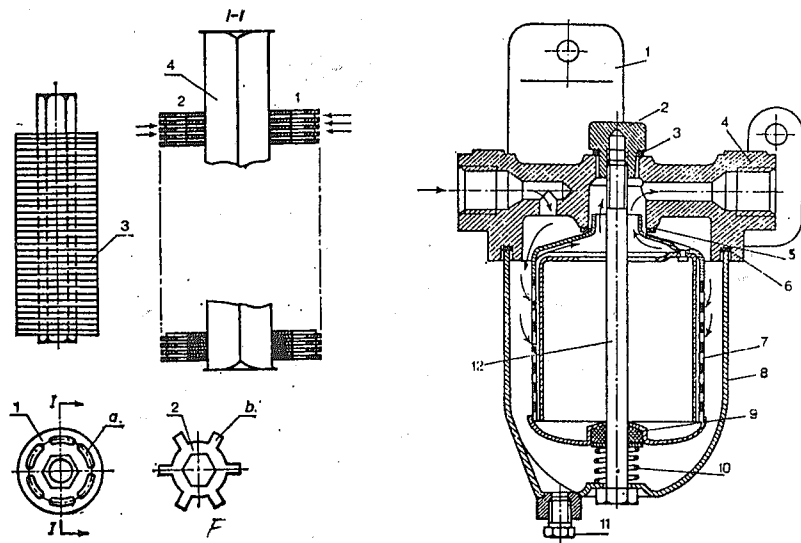
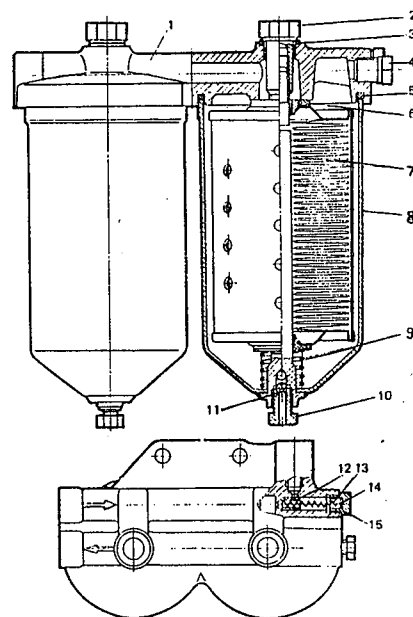


Fig. 8.101. Filtru de epurare brută: a – cu discuri din hârtie; b – cu sită



În fig. 8.101, a se prezintă filtrul format din discuri, iar în fig. 8.101, b un filtru cu element de filtru brut din sită.

Filtrul fin reține impurități cu dimensiuni de până la 2...2,5 μm .

Elementul filtrant se confecționează din fire de bumbac, pâslă, material plastic sau hârtie.

Filtrul fin este prevăzut cu o supapă de siguranță pentru ca în cazul în care apare o suprapresiune în conducta de alimentare să dirijeze surplusul de motorină spre rezervor.

Filtrul de motorină trebuie să posede câte un pahar decantor pentru separarea apei ce se găsește în combustibil.

Fig. 8.102. Filtru cu elemente de epurare fină din hârtie: 1 – carcasă; 2 – șurub; 3 – garnitură de etanșare; 4, 10 – dopuri; 5, 6 – garnitură; 7 – element filtrant; 11 – tijă; 12 – supapă; 13 – arc; 14 – șaibă; 15 – dopul supapei

BIBLIOGRAFIE

1. Abăitancei, D. și Bobescu, Ch. - Motoare pentru automobile. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
2. Abăitancei, D. ș.a. - Motoare pentru automobile și tractoare. Vol. I,II. Editura Tehnică, București, 1978-1980.
3. Grünwald, B. - Teorie, calcul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
4. Cofaru, C. ș.a. - Proiectarea motoarelor pentru autovehicule. Curs universitar, "Transilvania", Brașov, 1997.
5. Negurescu, N. ș.a. Motoare cu ardere internă. Curs universitar, București, Vol. II-IV, 1985-1988.
6. Avtomobilinâe dvigateli. Pod redakției Hovaha M. "Mașinostroenie", Moskva, 1977.
7. Dvigateli vnutrennego sgorania. Pod redakției Lucanina, V.N. "Vâșșaiia șkola", Moskva, 1985.
8. Aramă, C. ș.a. - Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă. Editura Tehnică, București, 1966.
9. Taraza, D. Dinamica motoarelor cu ardere internă. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
10. Popa, B. ș.a. - Motoare pentru autovehicule. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1982.
11. Monoiu, I. Fișier Auto-Moto și de circulație rutieră. Editura Tehnică, București, 1988.
12. Stratulat, M. și Vlasie, V. - Automobilul pe înțelesul tuturor. Editura Tehnică, București, 1991.
13. Stratulat, M. - Exploatarea de iarnă a autovehiculelor. Editura Tehnică, București, 1990.
14. Apostolescu, N. și Sfințeanu, D. Automobilul cu combustibili neconvenționali. Editura Tehnică, București, 1989.
15. Stratulat, M. și Copae, I. - Alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie. Vol. I-II. Editura Tehnică, București, 1992.
16. Dănulescu, A. ș.a. Lexicon de termodinamică și mașini termice. Vol. I - II. Editura Tehnică, București, 1987.
17. Dvigateli vnutrennego sgorania. Ustroistvo i rabota porșnevâh i kombinirovannâh dvigatelei. Pod redakției Orlina, A. "Mașinostroenie", Moskva, 1980.

18. Itoghi nauki i tehniki. Seria " Dvigateli vnutrennego sgorania". Tom IV, Moskva, 1985.
19. Jelezco, B. E. ș.a. - Termodinamica, teplotnica i D.V.S., "Vâșșaiia șkola", Minsk, 1985.
20. Nicolaenco, A. - Teoria, construcția i rasciot avtotractornâh dvigatelei. "Kolos", Moskva, 1984.
21. Marinceaș, D. - Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile. Editura Tehnică, București, 1983.
22. Popa, B. ș.a. - Rodarea și uzura motoarelor cu ardere internă. Editura Tehnică, București, 1967.
23. Cistakov, V. - Dinamica porșnevâh i kombinirovannâh D.V.S. "Mașinostroenie", Moskva, 1989.
24. Rogovțev, V. - Ustroistvo i âcspluatația avtotransportnâh sredstv. "Transport", Moskva, 1991.
25. Aramă, C. ș.a. - Automobilul de la A la Z. Editura Militară, București, 1985.
26. Mondir, C. - Autoturisme Dacia. Editura Tehnică, București, 1990.
27. Stratulat, M. Prevenirea risipei de combustibil. Editura Tehnică, București, 1980.
28. Constantinescu, V. - Prevenirea uzurii motoarelor de automobile. Vol. I-2. Editura Tehnică, București, 1987.
29. Vihert, M.M. ș.a. Construcția i rasciot avtotractornâh dvigatelei, "Mașinostroenie", Moskva, 1964.
30. Iurcovski, I. M. și Tolpâghin, V. A. Avtomobili KamAZ. DOSAAF, Moskva, 1979.
31. Prosvârîn, A. D. ș.a. Avtomobili GAZ-3102 "Volga". Transport, Moskva, 1984.
32. Verșigora, V. A. ș.a. Avtomobili "VAZ 2108 Sputnik". Ustroistvo i remont. Transport, Moskva, 1987.
33. Consrucția zarubejnâh avtomobilinâh dvigatelei vâpusca 1986-1996 godov. Obzornaia informația, Moskva.
34. Ene, V. și Corpocan, A. - Utilizarea materialelor de exploatare și economia resurselor energetice de combustibil. I. P. Chișinău, 1992.
35. Lenin, I. ș.a. Sistema toplivopodaci avtomobilinâh i tractornâh dvigatelei. "Mașinostroenie", Moskva, 1976.
36. Gurevici, A. M. Tractorâ i avtomobili. Kolos, Moskva, 1983.
37. Ksenevici, I. P. Tractorâ MTZ-100, 102. Agropromizdat, Moskva, 1986.

38. Mihailovski, E. B. *Ustroistvo avtomobilea*. "Mašinostroenie", Moskva, 1987.
39. *Expres informația*. Seria "Avtomobilinâe dvigateli", Moskva, 1986-1996.
40. Reznicev, A. M. *Ălectrooborudovanie avtomobilei*. Transport, Moskva, 1991.
41. Akimov, S. V. *Ălectricescoe i ălectronoe oborudovanie avtomobilei*. "Mašinostroenie", Moskva, 1988.
42. Tractoră i avtomobili. Pod redacției Scotnicova, V.A. Agropromizdat, Moskva, 1985.
43. Rodiscev, V.A. și Rodisceva, G.I. Tractoră i avtomobili. Obșcie svedenia, dvigateli, șasi i ălectrooborudovanie. Agropromizdat, Moskva, 1986.
44. Șarov, M.A. Tractoră DT-75M, -75B, -75K. Kolos, Moskva, 1978.
45. Radu, Gh-Al. Cercetări teoretice și experimentale privind aplicarea injecției la M.A.S. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1972.
46. Radu, Gh-Al. și Ispas, N. Calculul și construcția instalațiilor auxiliare pentru autovehicule. Curs universitar, Universitatea «Transilvania», Brașov, 1972.
47. Colecția revistelor:
- Automobile Engineer.
 - Automotive Engineering (S.U.A.).
 - Avtomobilinaia promâșlennosti (Rusia).
 - Avtomobilinaia promâșlennosti S.Ș.A. (Rusă).
 - Avtomobilinâi Transport (Rusia).
 - Avto Reviu (R. Moldova).
 - Expres-informația. "Porșnevâe I gazoturbinnâe dvigateli".
 - Ingenieurs de l'automobile (Franța).
 - Motor Technische Zeitschrift (Germania).
 - Revista Inginerilor de Automobile (România).
 - Revista Transporturilor.
 - Revue Technique Automobile (Franța).
 - S.A.E. Journal (S.U.A.).

Anexa I

Tabelul 1
Parametrii tehnici ai motoarelor alimentate cu benzină

Tipul motorului	Marca automobilului	Cilindreea, l	Puterea nominală la turația n _p , kW	Momentul maxim la turația n _m , N·m	Amplasarea, Nr. de cilindri	Cursă/alezaj, mm/mm	Raport de comprimare	Puterea litrică, kW/l	Sistem de alimentare prin carburaj	Sistem de alimentare cu injecție de benzină
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1. Motoare cu cilindrul până la 1000 cm ³										
VAZ 1111	Oka-1111	0,649	22/5600	45/3200	L2	71/70	9,0	33,7	V	-
F6A12	Mazda	0,657	31/6500	52/4000	L3	66/65	10,0	47,2	V	-
3983 DONC. 5	Mitsubishi	0,657	47/7000	51/4000	L3	66/65	8,5	71,5	-	EM
Honda today 660	Honda today 660	0,656	35/6300	57/5500	L4	64/66	9,8	-	-	EM
REX ENO.7	Subaru	0,658	47/6400	84/4400	L4	66,8/56	8,5	71,5	-	EM
PM, DX 0,8L	Tico PM, DX	0,796	44/5500	69/2500	L4	-	-	-	-	EM
VAZ 1121	Oka 1121	0,820	29/5400	48/3500	L3	71/70	9,0	35,4	V	-
LX-10	Nissan-Micro-1000L	0,998	40,5/6000	79/4000	L4	63/71	9,5	40,5	-	EM

Continuarea tabelului 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2. Motoare cu cilindrul de 1000-2000 cm ³										
MEMZ-245	Tavria	1,091	37/5400	78,5/2500	L4	67/72	9,5	33,8	V	-
VAZ 21081	VAZ-21081	1,099	40,8/5600	79,5/3500	L4	60,6/76	9,0	36,9	V	-
Renault-1,2	Clio	1,171	43,0/6000	85/3500	L4	64,9/75,8	9,25	-	V	-
VAZ 2101	VAZ-2101	1,197	47,1/5600	87,3/3400	L4	66/76	8,5	39,3	V	-
MEMZ-968M	ZAZ-968M	1,197	29,1/4400	74,6/2900	V4	66/76	7,2	24,6	V	-
Nissan-1,2	Nissan-Micro 1200L	1,235	42/5200	93/3200	L4	78/71	9,0	34,0	-	EM
G40	VW Polo	1,272	83/6000	150/4400	L4	72/75	8,0	65,3	-	EM
Nissan-Micro 1300	Nissan-Micro 1300L	1,275	55/6000	103-4000	L4	80,5/71	9,5	40,0	-	EM
VAZ 2108	VAZ	1,288	47,6/5600	96,9/3500	L4	71/76	9,9	36,9	V	-
Ford 1,4 I	Ford-Fiesta	1,392	52/5600	103/4000	L4	85/74,3	8,5	37,4	V	-
CLX CVH										
M-412	IJ-412	1,478	55/5800	111,8/3800	L4	70/82	8,8	37,2	V	-
	AZLK-412									
VAZ 21083	VAZ	1,499	52,6/5600	108,4/3500	L4	71/82	9,9	35	V	-
VAZ 2110	VAZ	1,499	54/5600	103/3400	L4	81/82	9,6	36,0	V	-
VAZ 2112	VAZ	1,499	54/5600	103/3600	L4	71/82	9,9	47,6	V	-
VAZ 2121	VAZ NIVA	1,570	59/5400	122/3200	L4	80/79	8,5	37,5	V	-

Continuarea tabelului 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3. Motoare cu cilindrul de 2000-4000 cm ³										
Opel 16	Opel Vectra 1,6	1,598	60/5400	130/2600	L4	81,5/79	10	37,5	-	EM
Alfa Romeo 75 1,8	Alfa Romeo 75 1,8 Turbo	1,779	121/5800	226/2600	L4	88,5/80	7,5	68	-	EM
BMW 42	BMW-318 is	1,796	100/6000	172/4600	L4	81/84	10	55,4	-	EM
Ford 1,8/16V	Ford Mondeo	1,796	85/5750	158/3750	L4	88/80,6	10	47	-	EM
ARO 10,4	ARO 10,4	1,870	47/4500	118/2250	L4	93/80	21,5	25,8	-	EM
BMW M30B20	BMW 520i	1,991	119/5900	190/4700	L6	66/80	10	55,7	-	EM
M.-B. 111.2, -0	M.-B.-200	1,998	100/5600	190/4000	L4	78,7/89,9	9,6	50	-	EM
Ford 2,0/16V	Ford Mondeo	1,998	100/6000	180/4000	L4	88/84,8	10	50	-	EM
CMC 1800	Espero 1,8 MPFi CD	1,796	70/5400	145/2800	L4	-	10	-	-	EM
3. Motoare cu cilindrul de 2000-4000 cm ³										
M.-B. 111 2,2	M.-B. 220	2,199	110/5500	210/4000	L4	86,6/89,9	9,8	50	-	-
ZMZ 4062.10	GAZ 3102	2,286	110/6200	215/4000	L4	86/92	9,5	48,2	V	-
	GAZ 3104									
	GAZ 31029									
ARO 2442,3	ARO 2442,3	2,300	74/4800	172/3000	L4	74,4/96	8,4	32,3	-	EM

Continuarea tabelului 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ZMZ-24.01	GAZ-24	2,445	62/4500	172/2400	L4	92/92	6,7	25,2	V	-
GAZ-24.01										
ZMZ 4022.10	GAZ 3202	2,445	77,2/3000	181,5/2000	L4	92/92	8,0	31,5	V	-
GAZ 24.16	GAZ-24 GAZ-2102	2,472	88,3/5400	200/3300	L6	62/92	8,2	35,6	V	-
BMW M30B25L	BMW 525i	2,494	245/5900	245/4700	L6	75/84	10,0	56,5	-	EM
Opel Ecotec X25S2	Opel Vectra Colibra Astra	2,500	125/6000	227/4200	V6	79,6/81,6	10,3	50,0	-	EM
Volvo 6304F	Volvo 960	2,922	150/6000	267/4300	L6	90/83	10,7	51,33	-	EM
ARO L30	ARO	3,007	95/4000	120/3000	L4	92/102	7,8	31,7	V	-
ZMZ 4062.12	GAZ 3105 Dir. Electo.	3,400	125/5400	265/4700	V8	80/82	9,0	36,8	-	-
BMW S38 B36	BMW M5	3,535	232/6900	360/4750	L6	83/93,4	10,0	65,7	-	EM
CIELO CMC-1500	CIELO GL, GLE	1,498	80/5400	127/3200	L4	-	10,3	-	-	EM

Tabelul 2

Parametrii tehnici ai motoarelor alimentate cu motorină

Tipul motorului	Marca automobilului	Cilind- reea. l	Puterea nominală la turația n _i , kW	Momentul maxim la turația n _m , N·m	Ampla- sarea, nr. de cilindri	Cursă/ alezaj, mm/mm	Raport de compri- mare	Putere litrică, kW/l	Sistem de alimen- tare cu carbu- rator	Sistem de alimen- tare cu Diesel
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
~ I. Motoare Diesel cu V _h =1000-4000 cm ³										
VW G-40	VW Polo	1,398	35/4500	85/3000	L4	79,1/75	22,3	25	-	D
Opel- 1,7	Opel Kadett	1,700	42/4600	105/2600	L4	79,5/82,5	23,0	24,8	-	D
Peugeot XUD7TEV	Peugeot 405 SRDT	1,769	66/4300	180/2100	L4	80/80	220	32,3	-	DT
ARO 10,4	ARO 10,4	1,870	47/4500	118/2250	L4	93/80	21,5	25,8	-	D
4VD 8,8/8,5- 2	Multicar 25	1,900	33/3000	108/2300	L4	88/85	20,0	17,4	-	D
Audi 1,9 TDI	Audi A4 1,9 TDI	1,896	66/4000	202/1900	L4	95,5/79,5	19,5	32,0	-	DTA
Fiat 1900 TD	Fiat Croma	1,929	68/4200	190/2500	L4	90/82,6	18,0	35,2	-	DTD
Nissan CD 20/27	Nissan GTZ	1,973	55/4800	132/2800	L4	88/84,5	22,5	27,9	-	D
XUD 9A	Peugeot 306	1,905	51/4600	120/2000	L4	88/83	23,0	26,8	-	D

Continuarea tabelului 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ZIL 133	ZIL 133	6,959	162/3600	570/2400	V8	95/108	7,4	23,3	V	-
ZIL 114	ZIL 114	6,959	221/4500	579/3200	V8	95/108	10,5	31,8	V	-
DSC-11	Scania PI13M	9,500	234/2200	1410/110	L6	145/127	16	21,3	-	DT
8460.41	IVECO 190.32P-GV	9,500	234/2200	1250/1200	L6	140/120	16	24,3	-	DT
MIDR 06.20.45H	Renault G330 CH	9,834	240/2000	1370/1200	L6	145/120	17	24,4	-	DT
D2156 MTN 802	DAC "Roman" 16.230F	10,344	171/2200	770/1500	L6	150/121	17	16,5	-	DT
OM 441 LA	Daimler- Benz 1733/52	10,994	249/2100	1365/1000	V6	142/128	16,35	22,7	-	DT
TD122FS	Volvo F12GL-40	12,000	291/2050	1680/1200	L6	150/130,2	15	24,25	-	DT
RENAULT MIDR 06- 35.-40	DAC "Roman" 26.385DFK, DFS	12,020	283/2000	1840/1200	L6	140/135	18	23,5	-	DT
T3928	Tatra T815- 2PR40	12,670	170/2200	810/1400	V8	140/120	16	13,4	-	D

Continuarea tabelului 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Cummins Super E365	Strato	14,000	272/1900	1596/1200	L6	152/140	15	19,4	-	DT
Mack EE9	Renault AE- 500	16,343	368/1900	2350/900	V8	140/137	17	22,64	-	DT
10PDL	ISUZU CXZ 71Q	16,683	250/2700	1177/1000	V10	150/119	17,5	14,98	-	DT
DSC-11	Scania PI13M	17,173	350/1900	2050/1100	L6	152/140	16	20,3	-	DT
D2840LF	MAN 19.502FS	18,273	368/1900	2350/900	V10	142/128	15	20,2	-	DT
D2840	MAN	18,273	368/1900	2350/1200	V10	155/128	15	20,1	-	DT

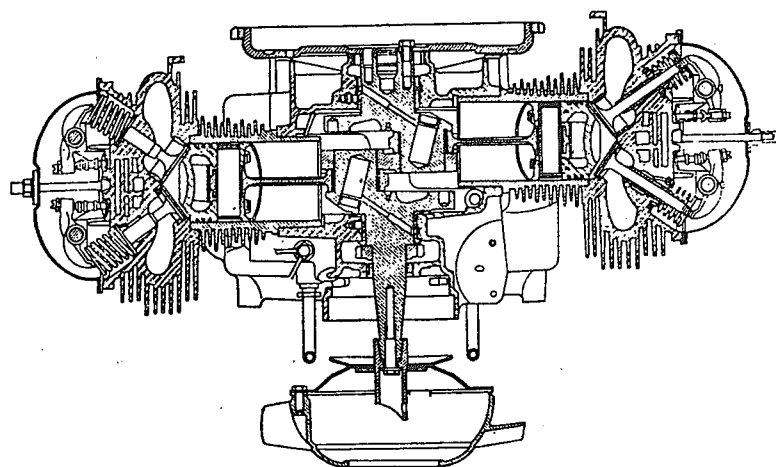
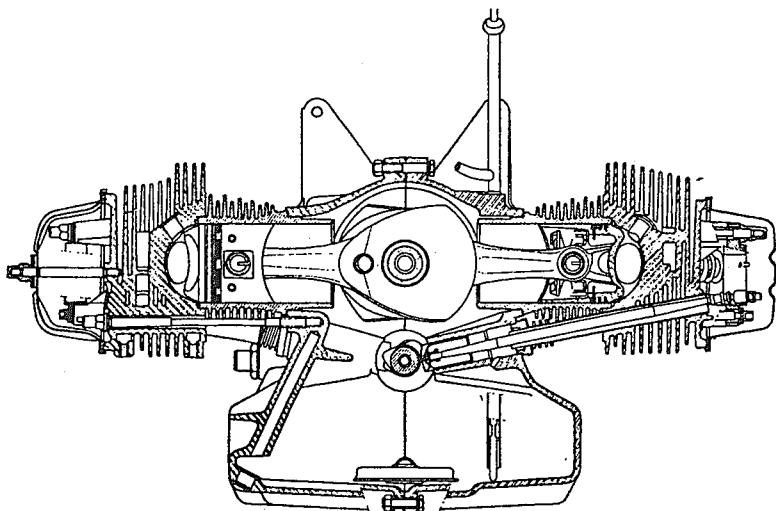
Notă.

V – motoare alimentate prin carburatie;

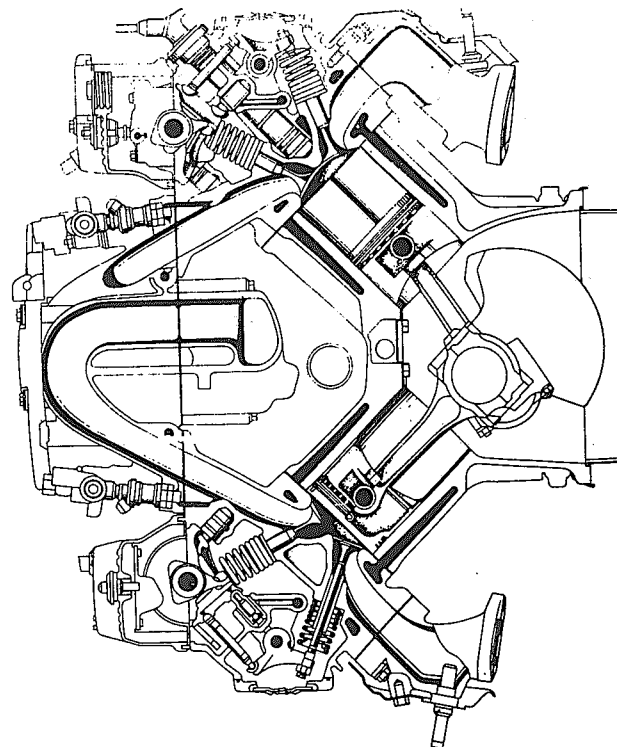
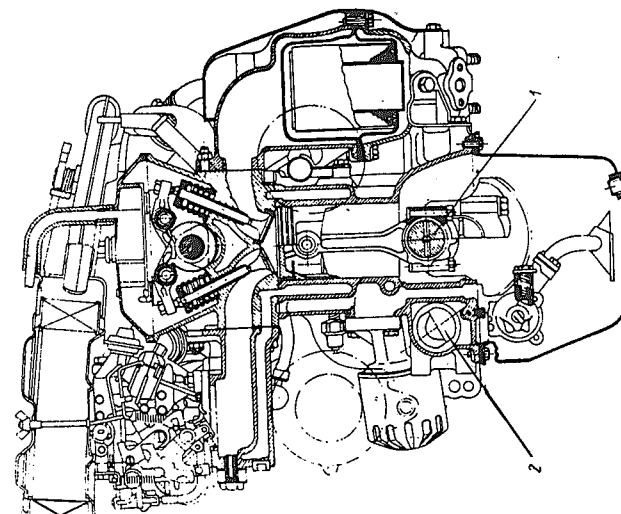
EM – motoare alimentate cu benzină prin injecție multipunct;

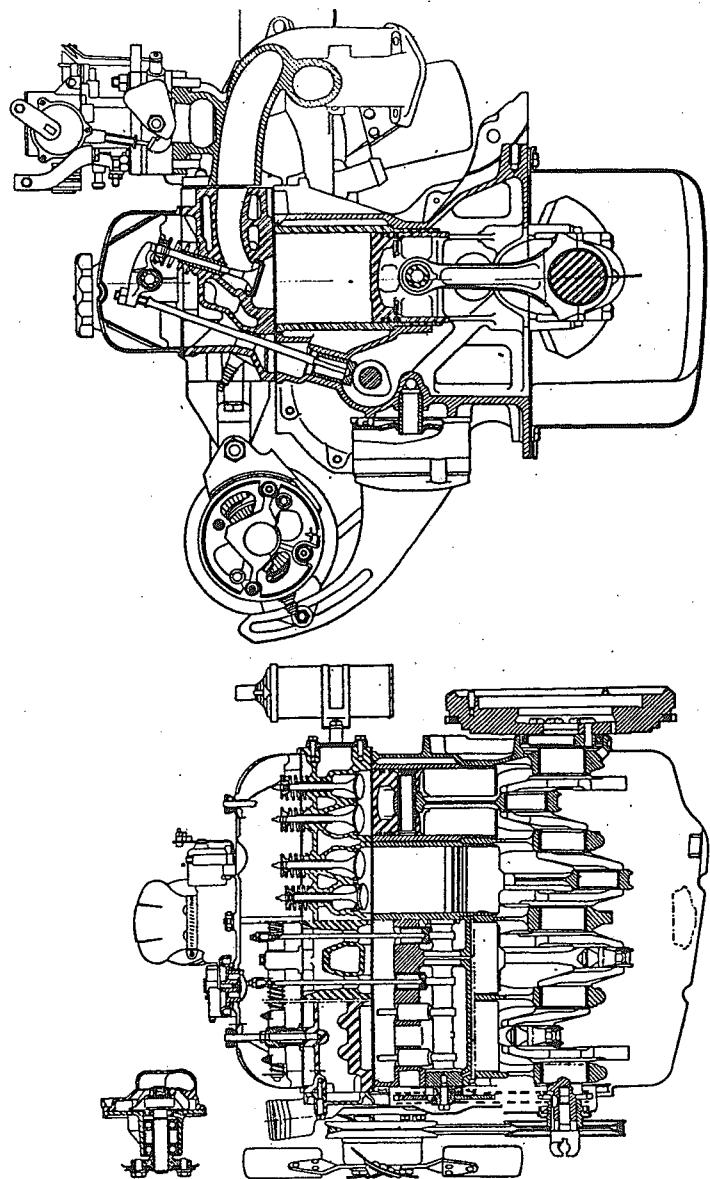
D, DT, DTA – motoare alimentate cu motorină sau turbosupraalimentate.

Anexa 2

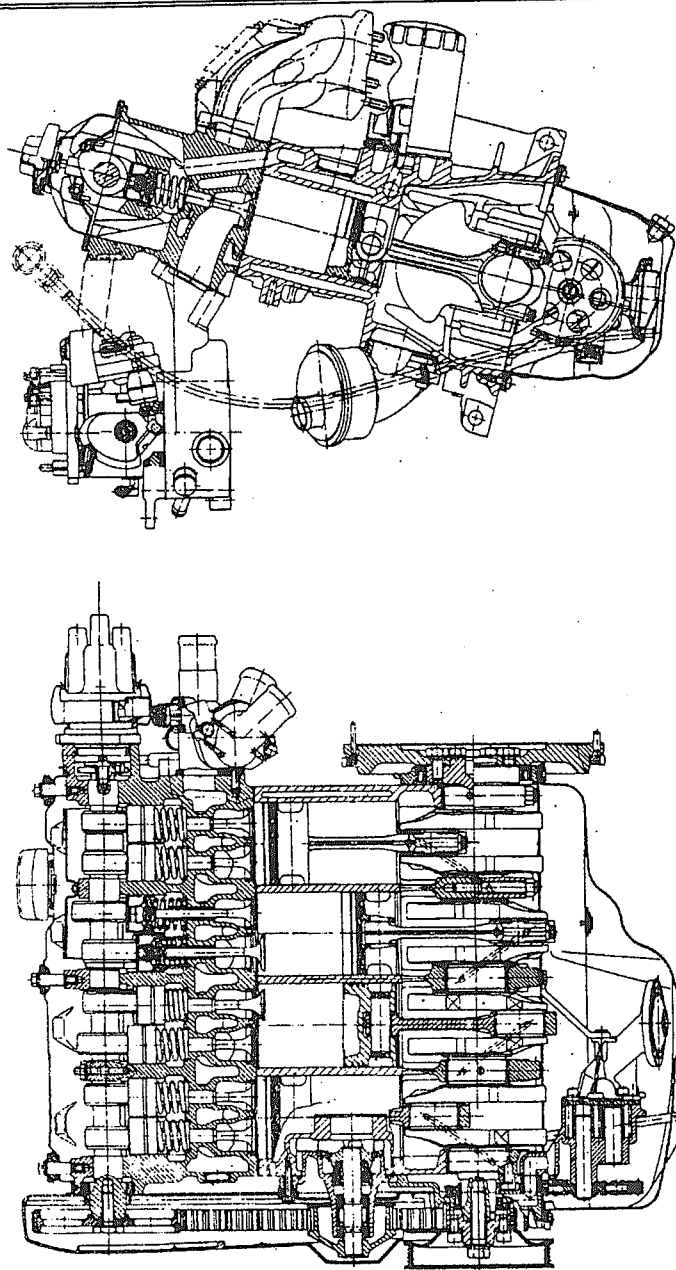
2. SECȚIUNI LONGITUDINALE ȘI TRANSVERSALE PRIN
MOTOARELE DE AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

2.1. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul CITROEN 2V

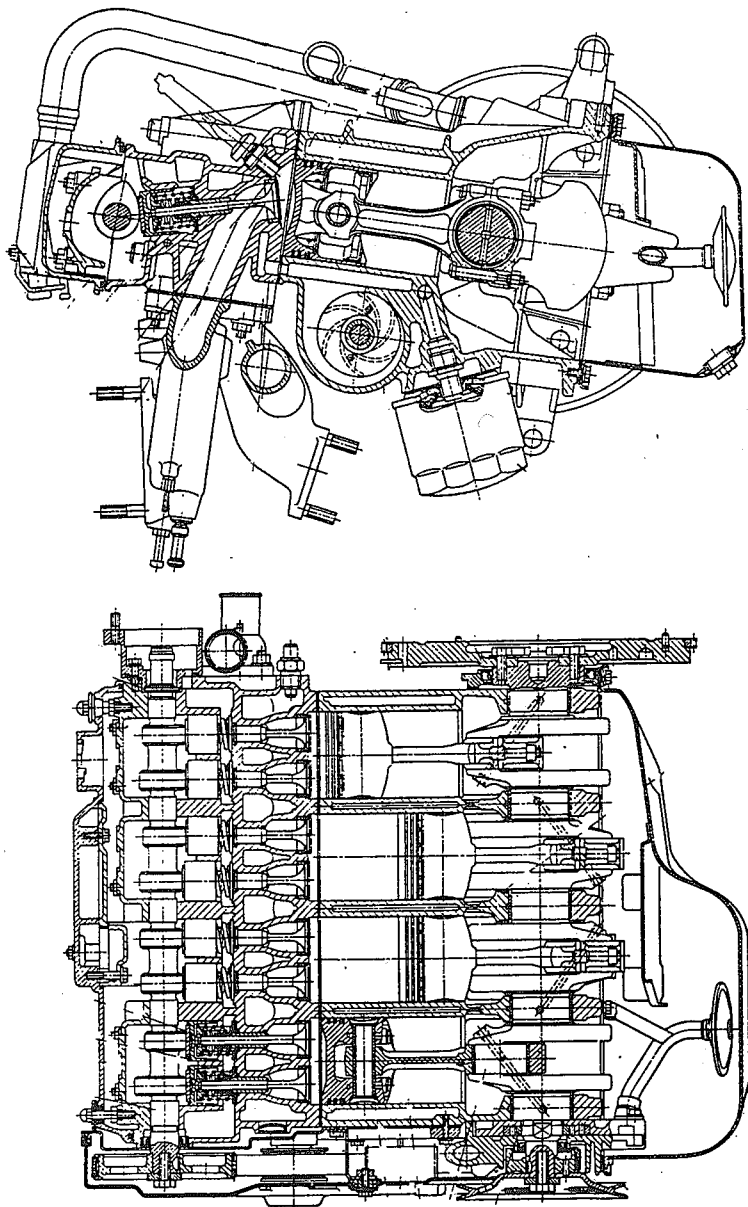
2.3. Secțiunea transversală prin
motorul HONDA V6 C302.2. Secțiunea transversală prin motorul
DAITHATSU CB10 ($i=3$; $V_h=0,975$ l)



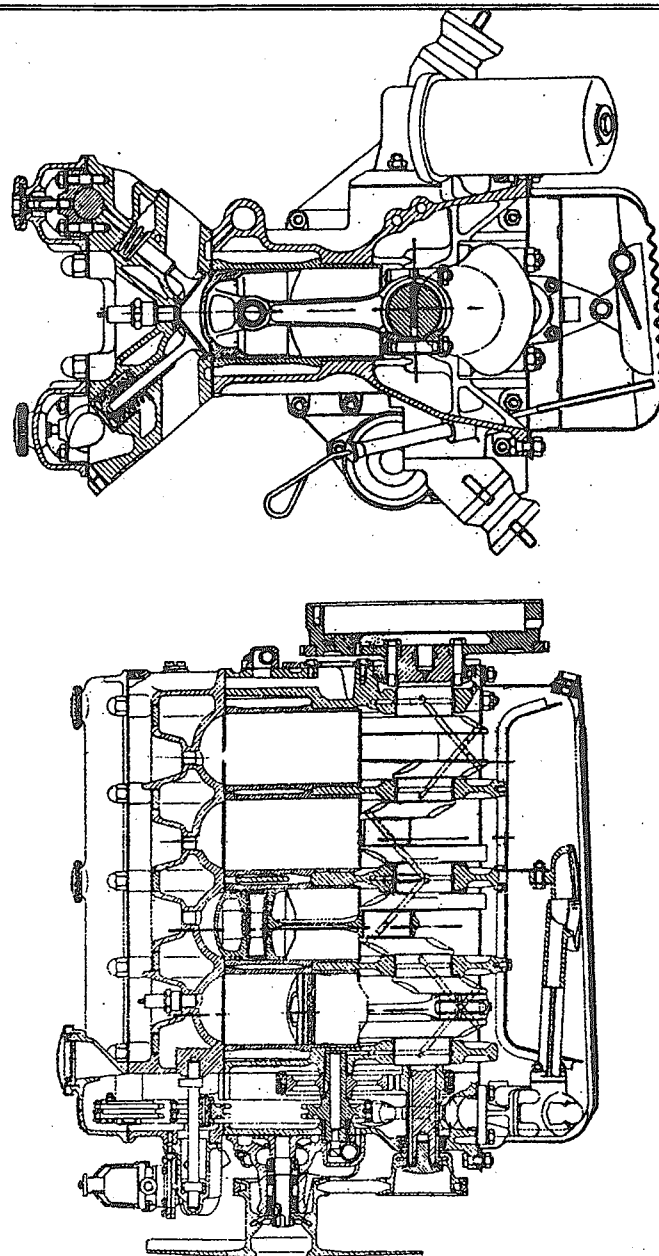
2.4. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul DACIA 1300



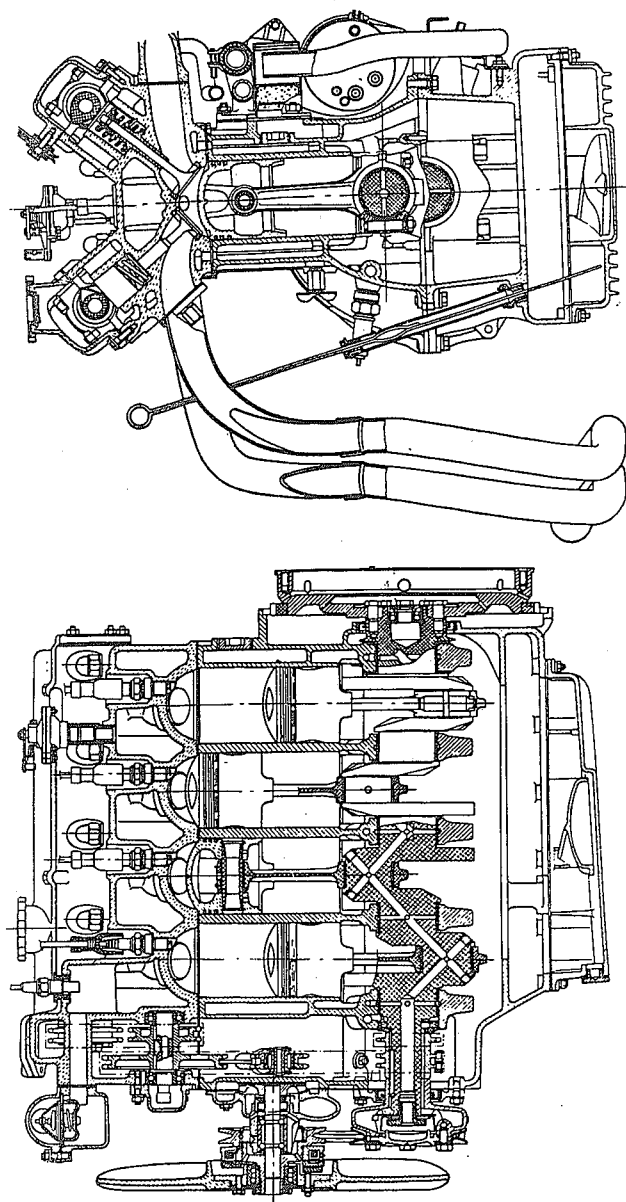
2.5. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul VW 1,41



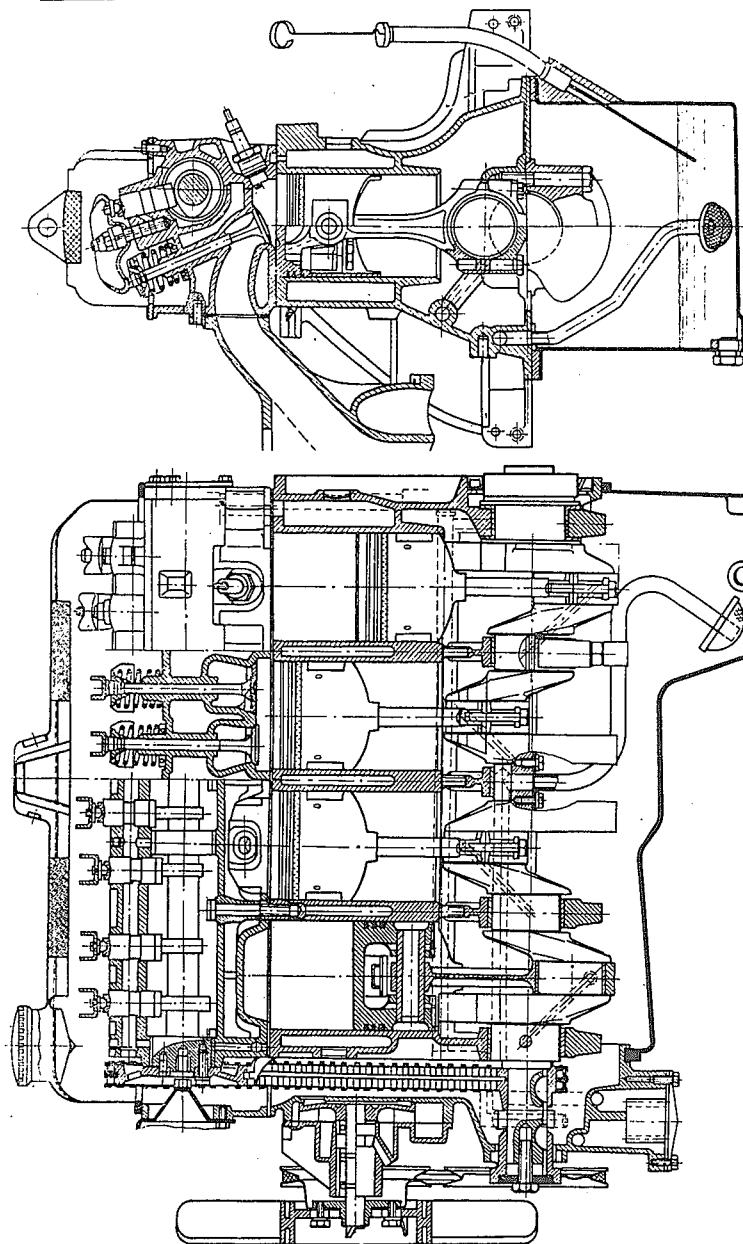
2.6. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul LADA-2108



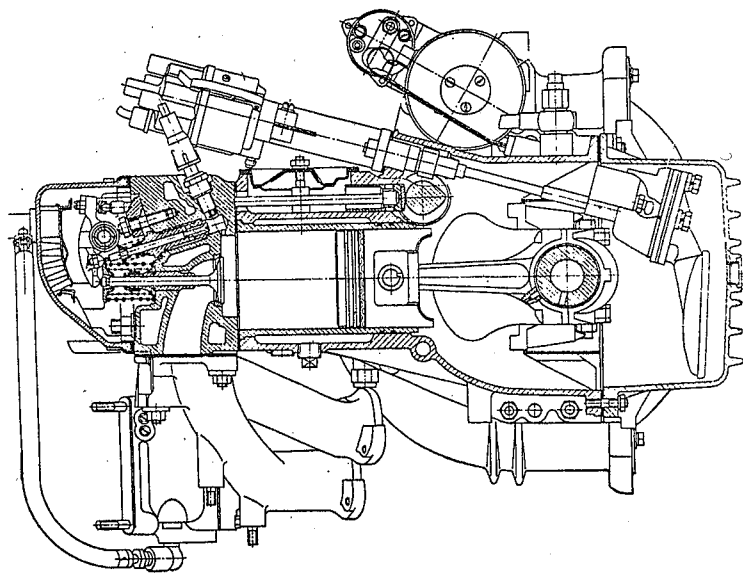
2.7. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul ALFA ROMEO



2.8. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul FIAT 1600S



2.9. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul OPEL Manta 16 S

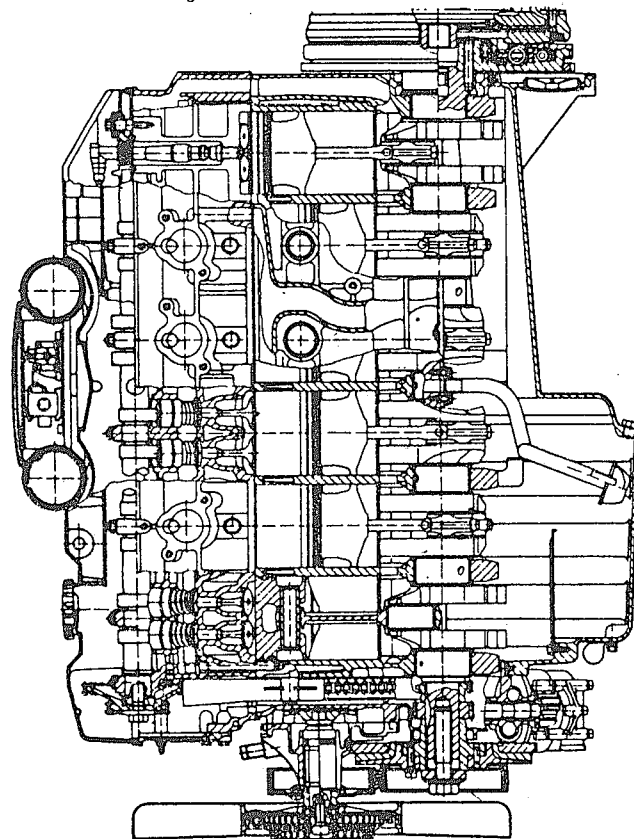
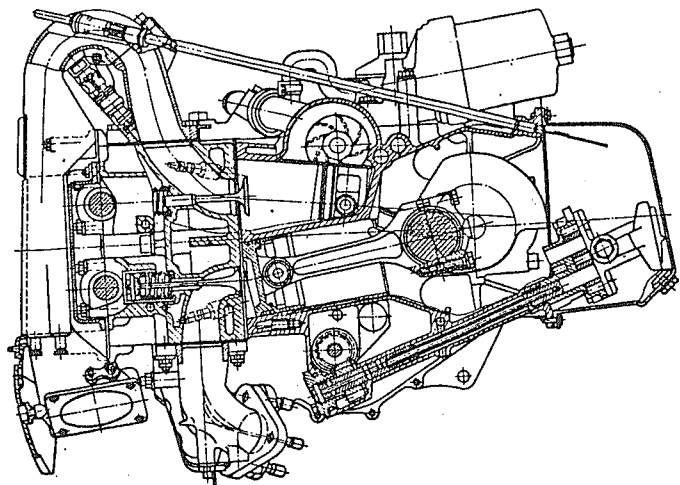


2.10. Secțiune transversală prin motorul

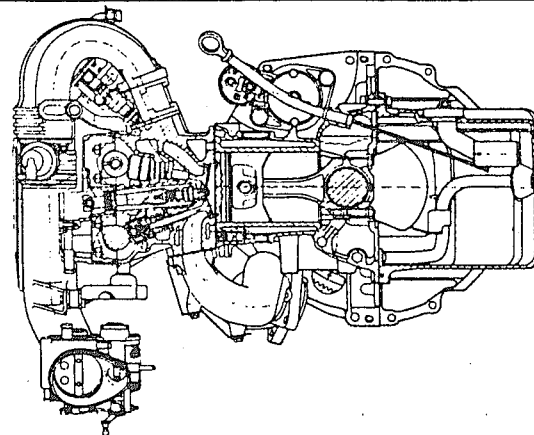
ZMZ 3102 "VOLGA"

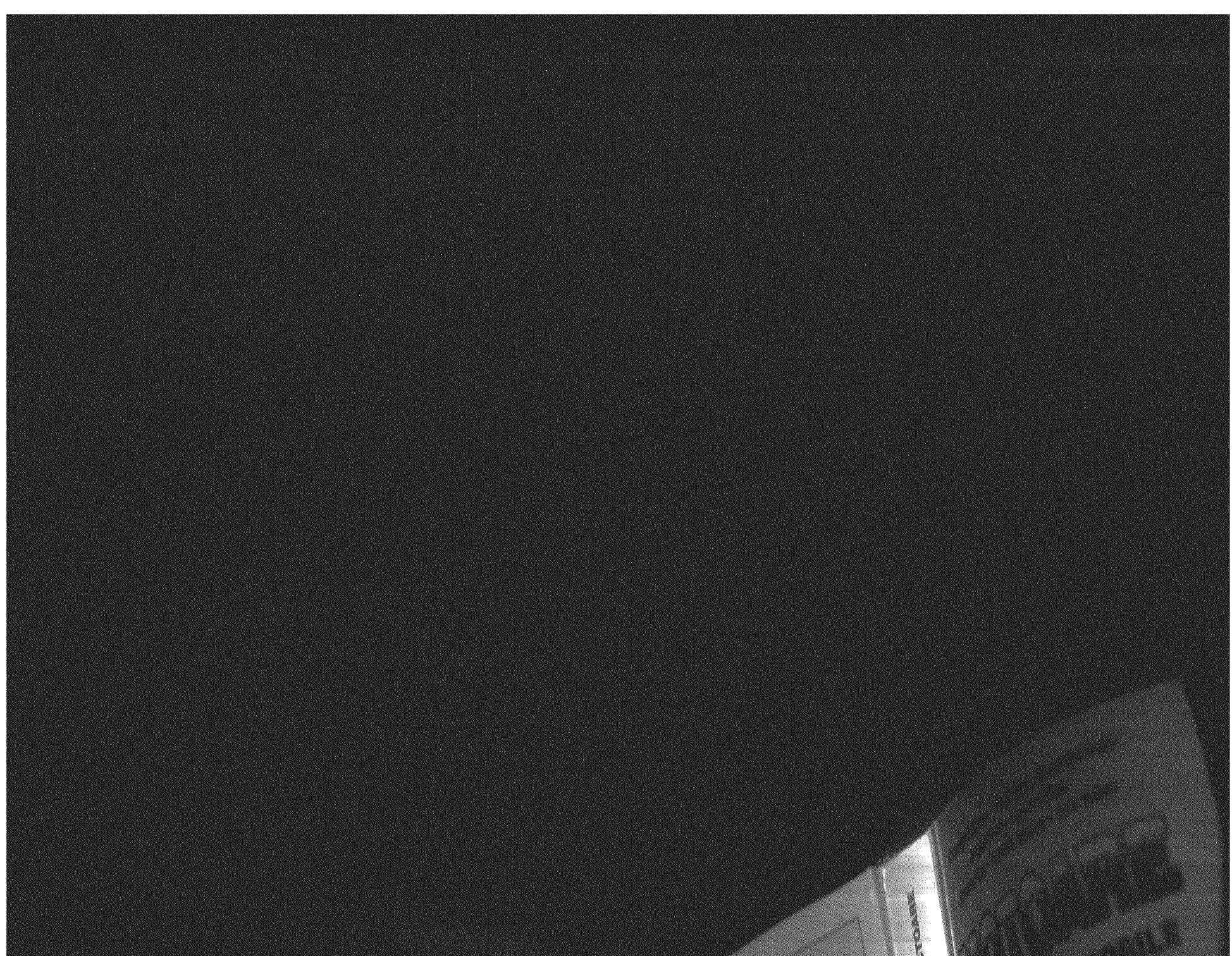
2.11. Secțiune transversală prin motorul

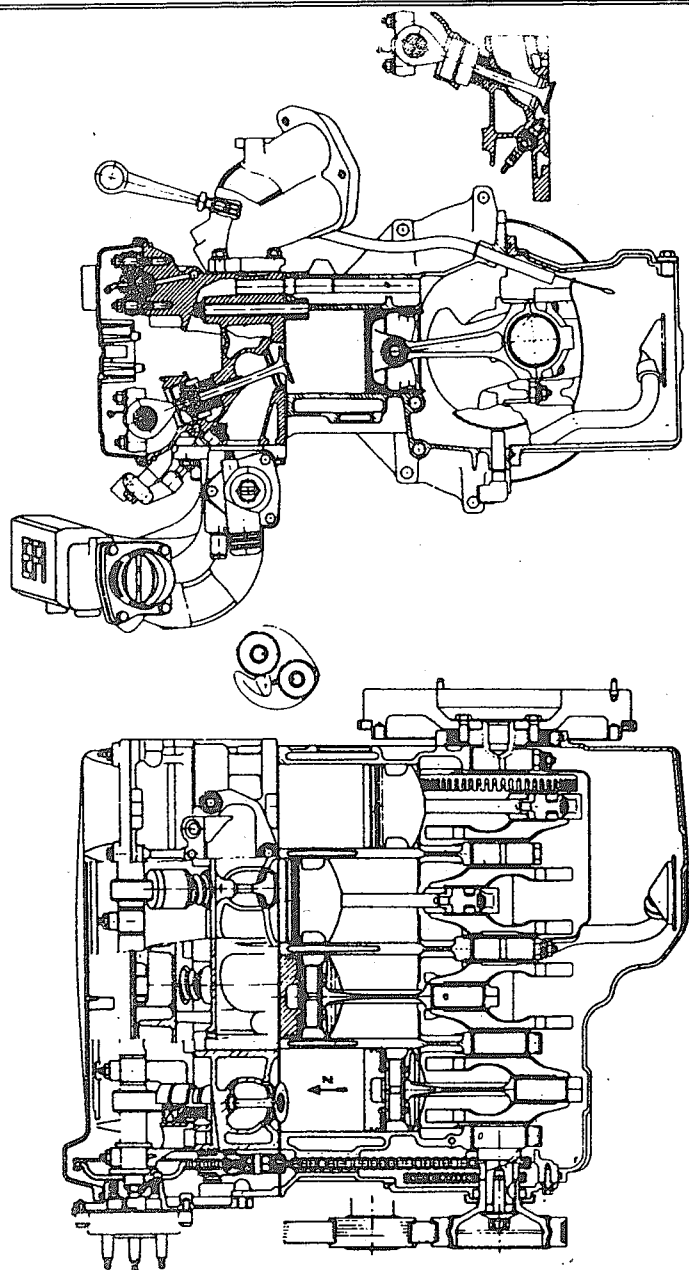
VW 2.81 I



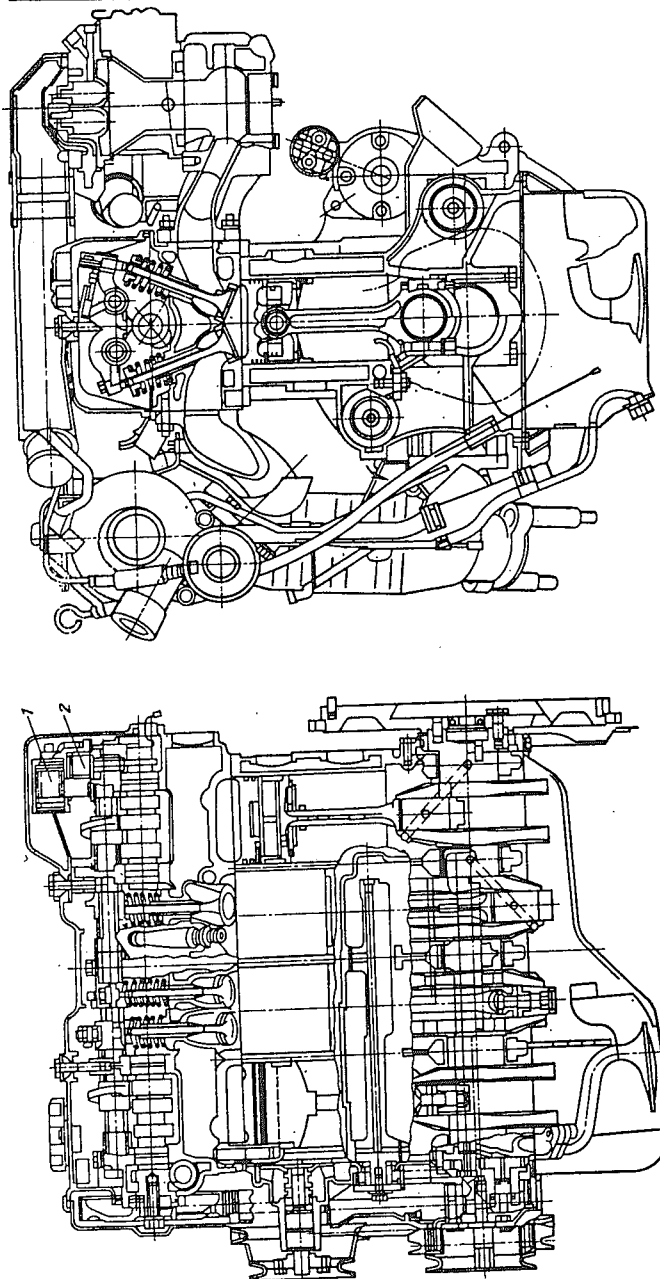
2.12. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul OPEL (Omega, Senator)



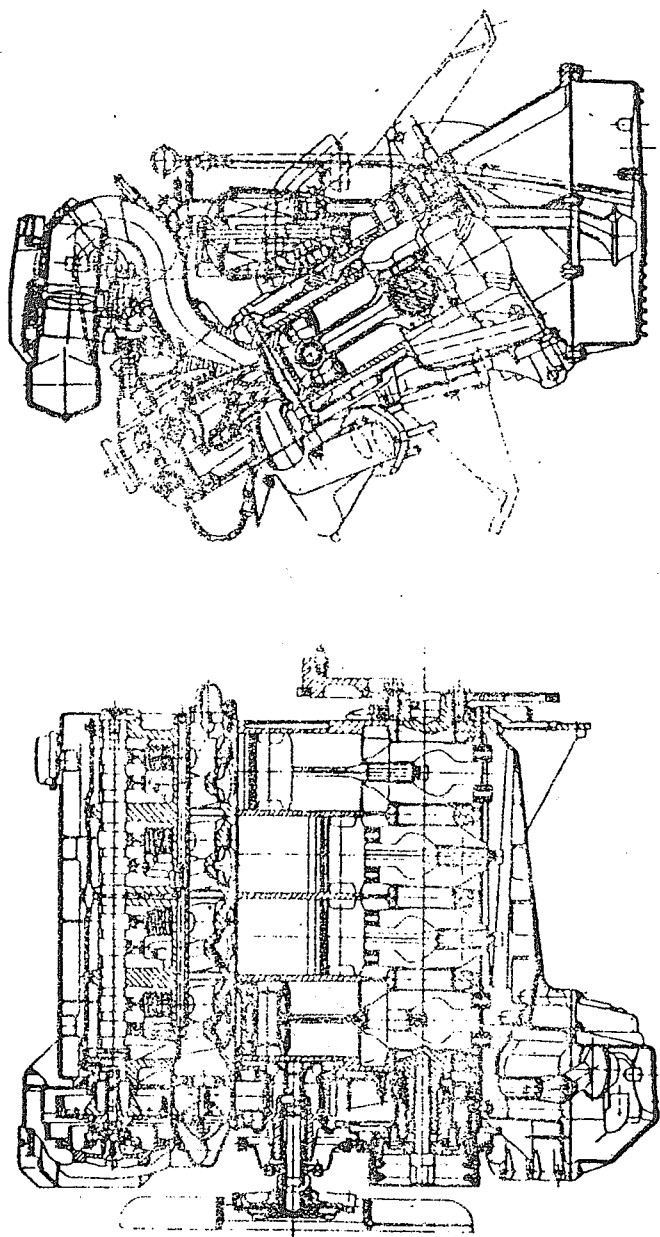




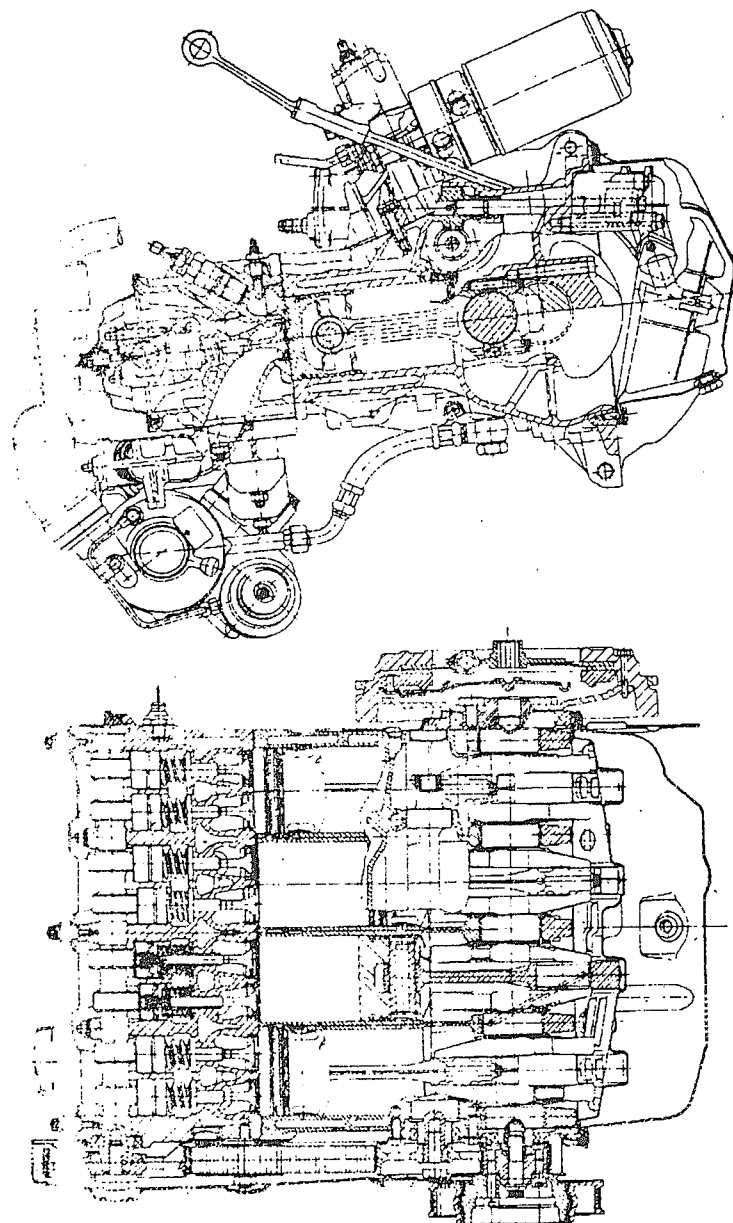
2.13. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul FORD 1,8 l



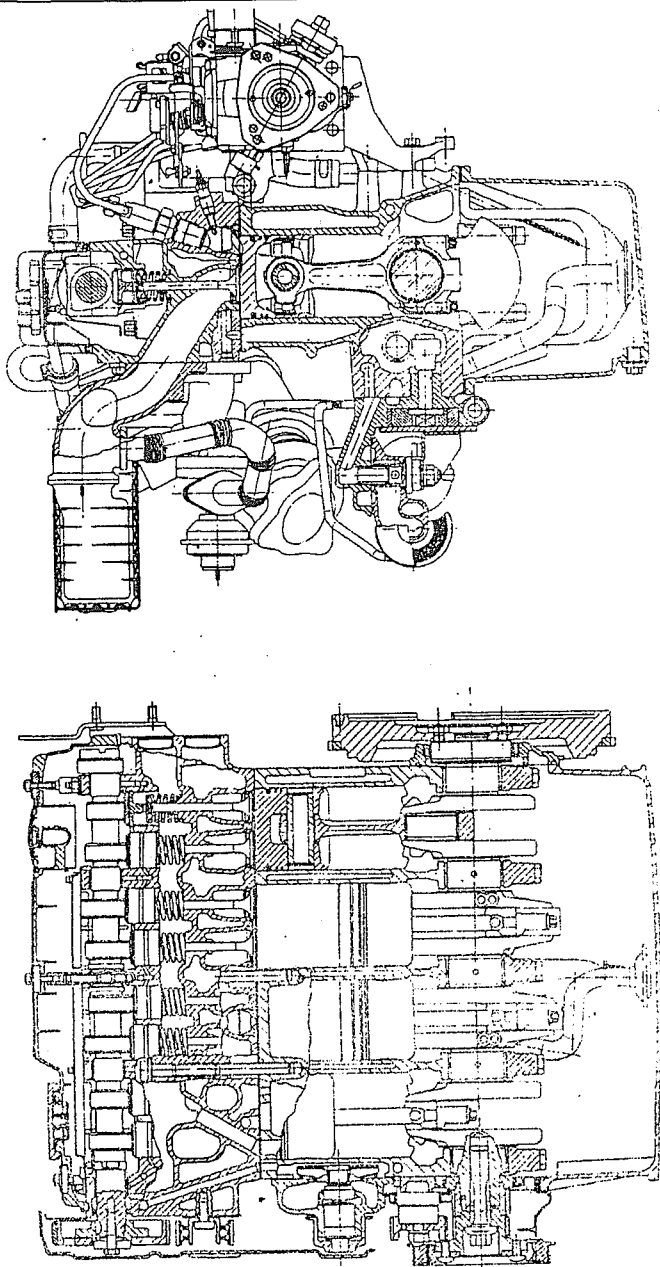
2.14. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul MITSUBISHI 4G63



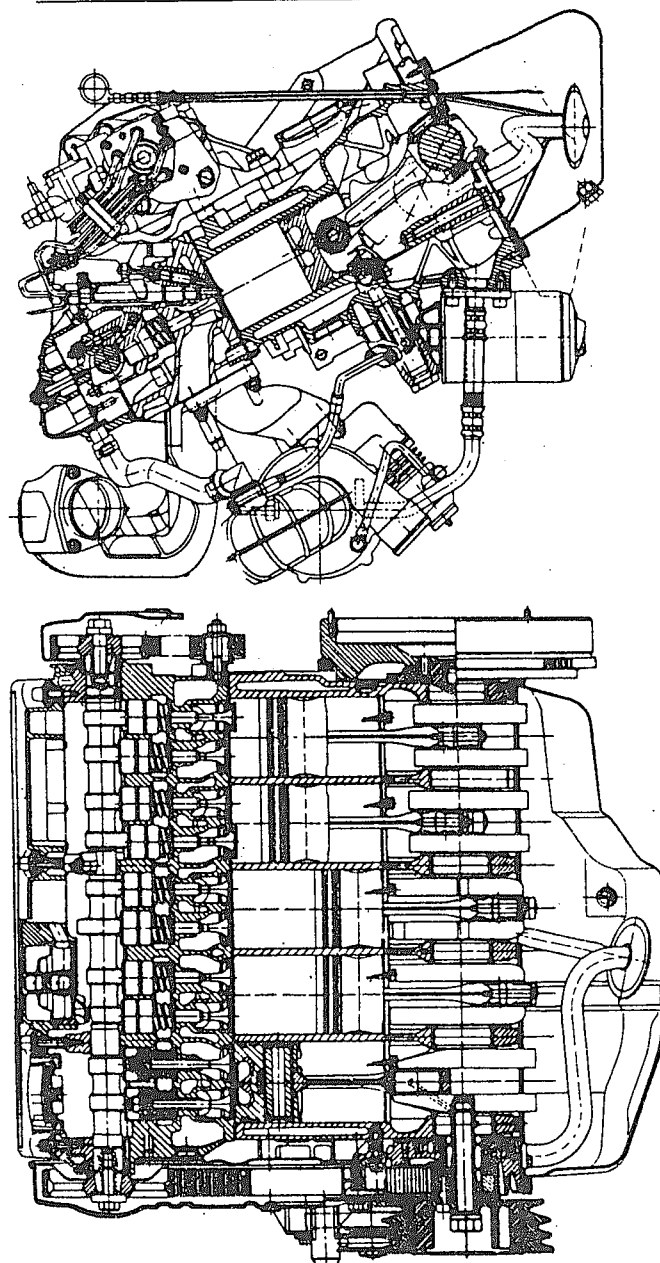
2.15. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul BMW 1,8 l



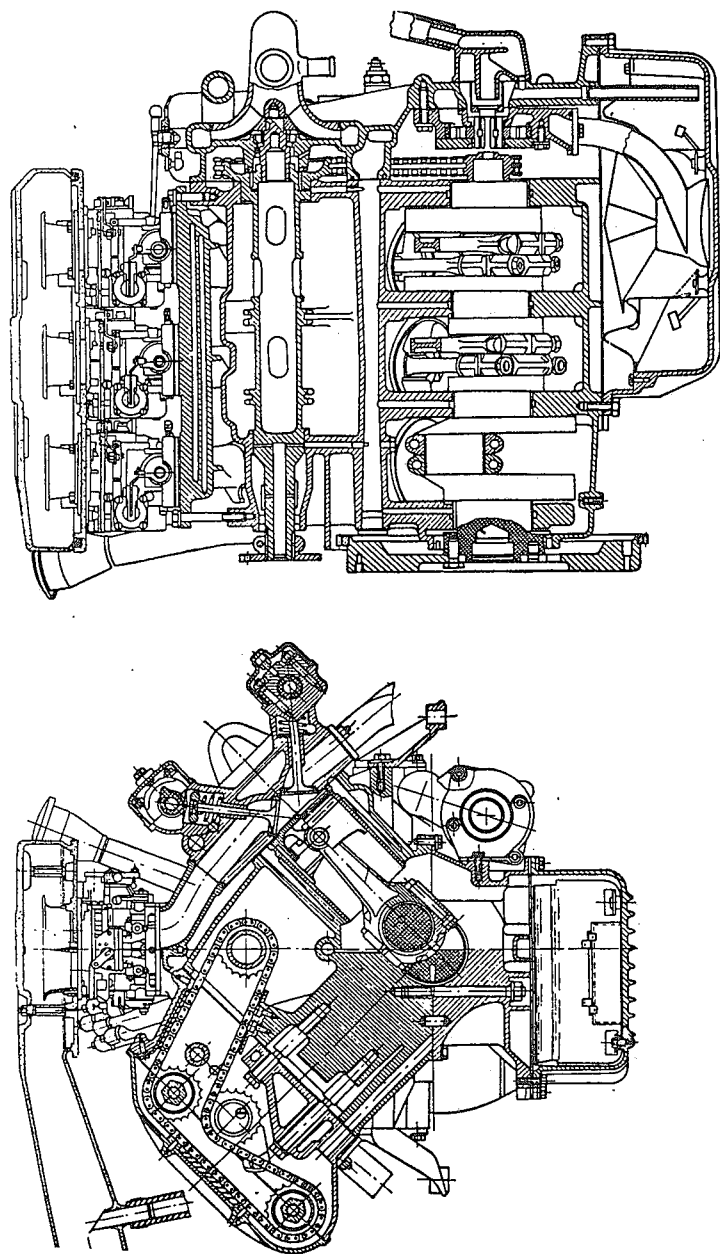
2.16. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul Diesel supraalimentat VW 1,9 l



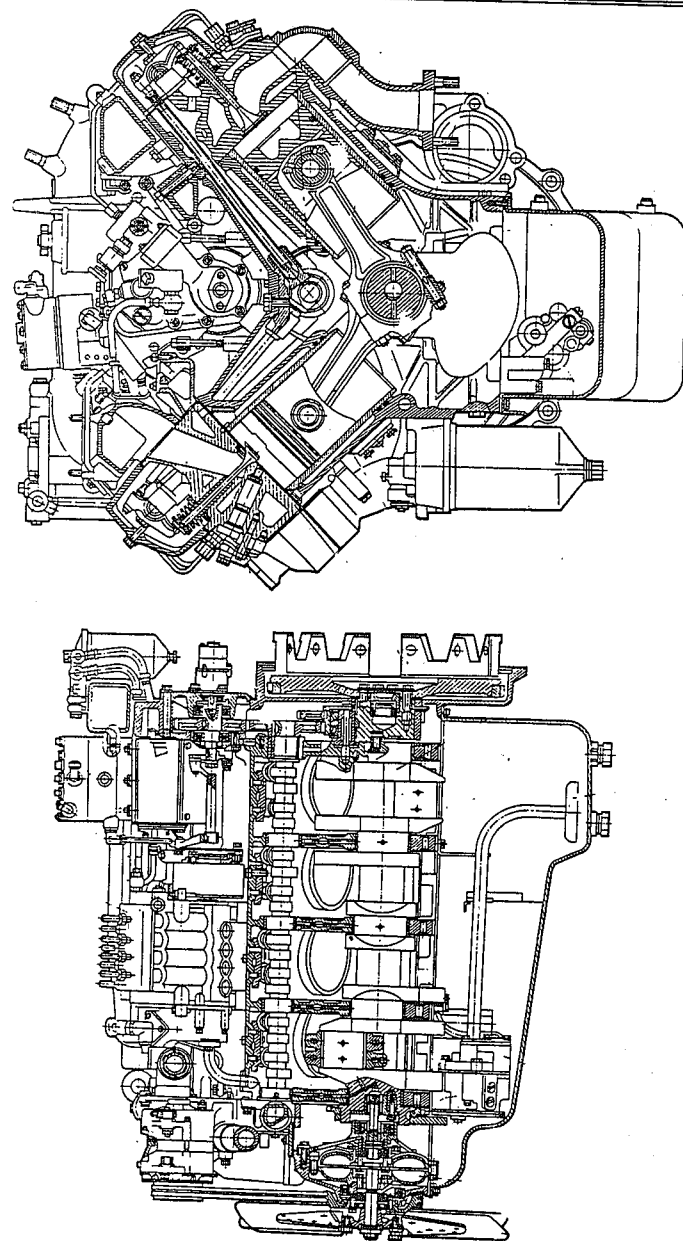
2.17. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul Diesel FORD 1,8 l



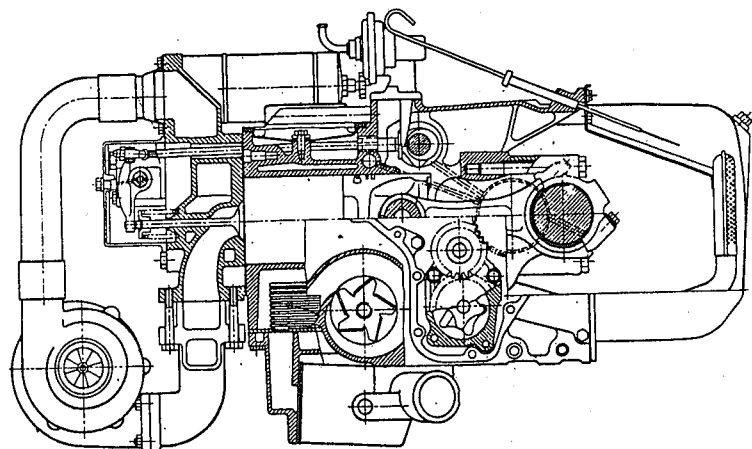
2.18. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul Diesel AUDI 2,5 TDI



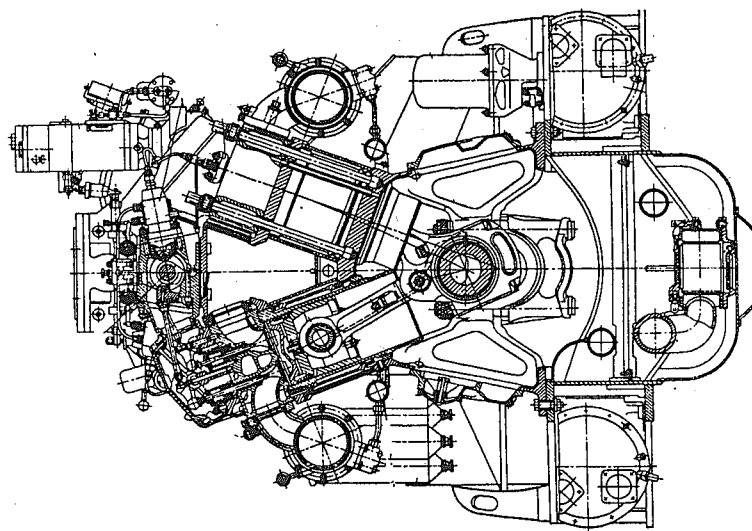
2.19. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul MASERATI C 114/1



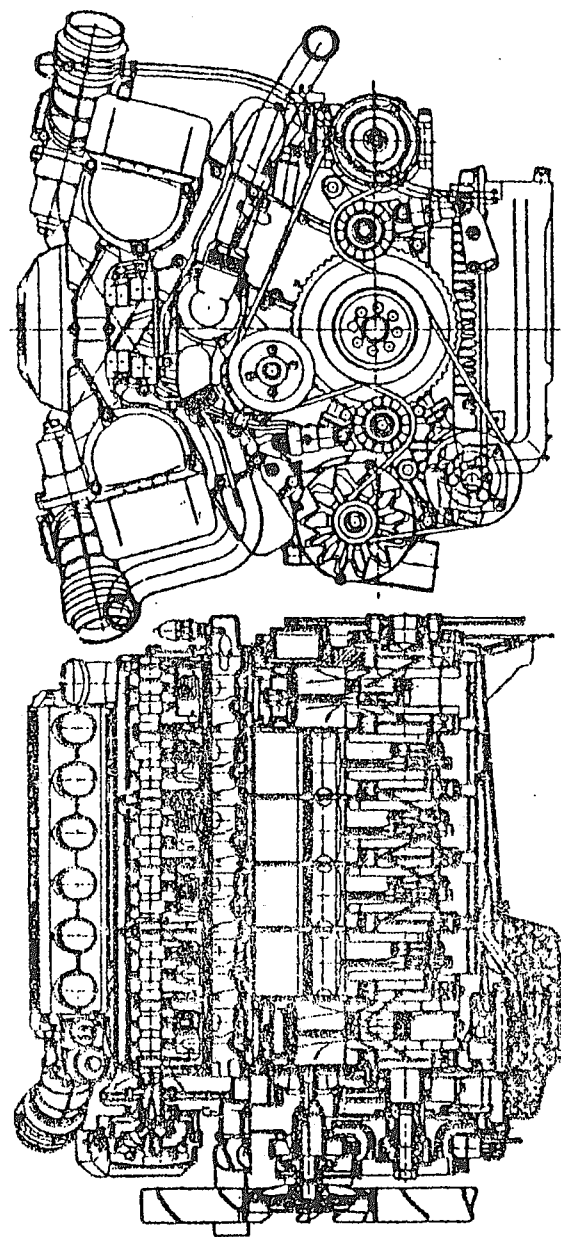
2.20. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul Diesel KamAZ 740



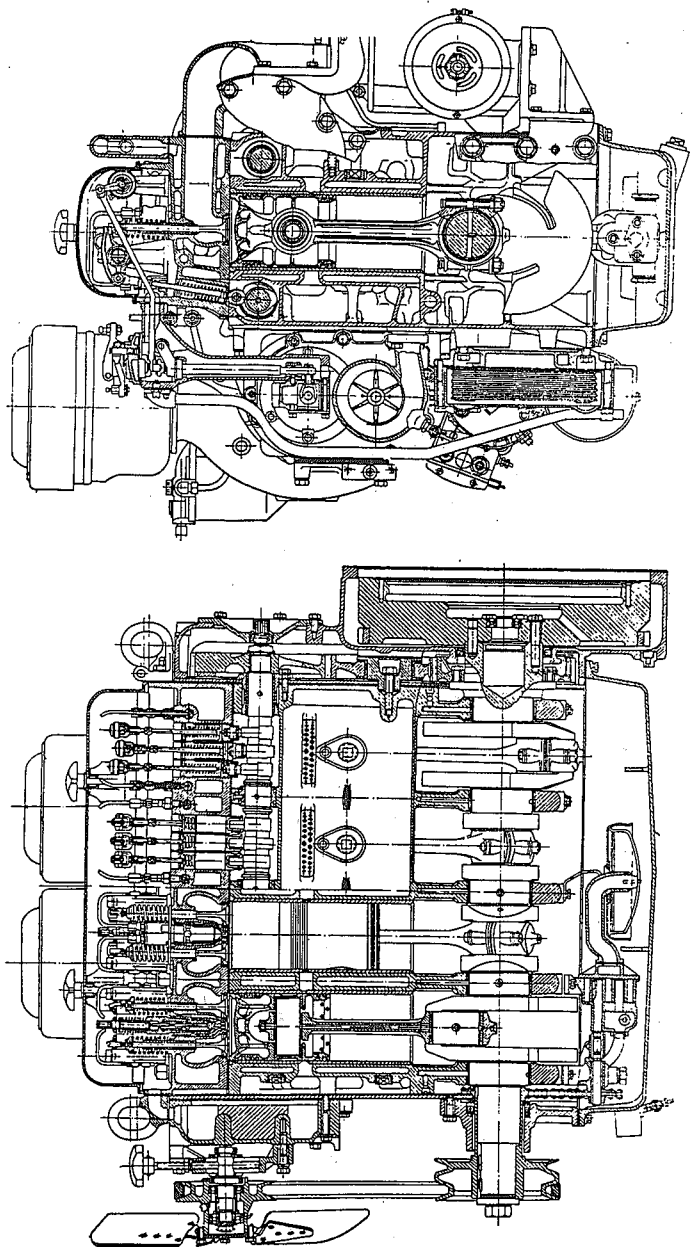
2.21. Secțiune transversală prin motorul Diesel
Cummins



2.22. Secțiune transversală prin motorul 1A 5D49

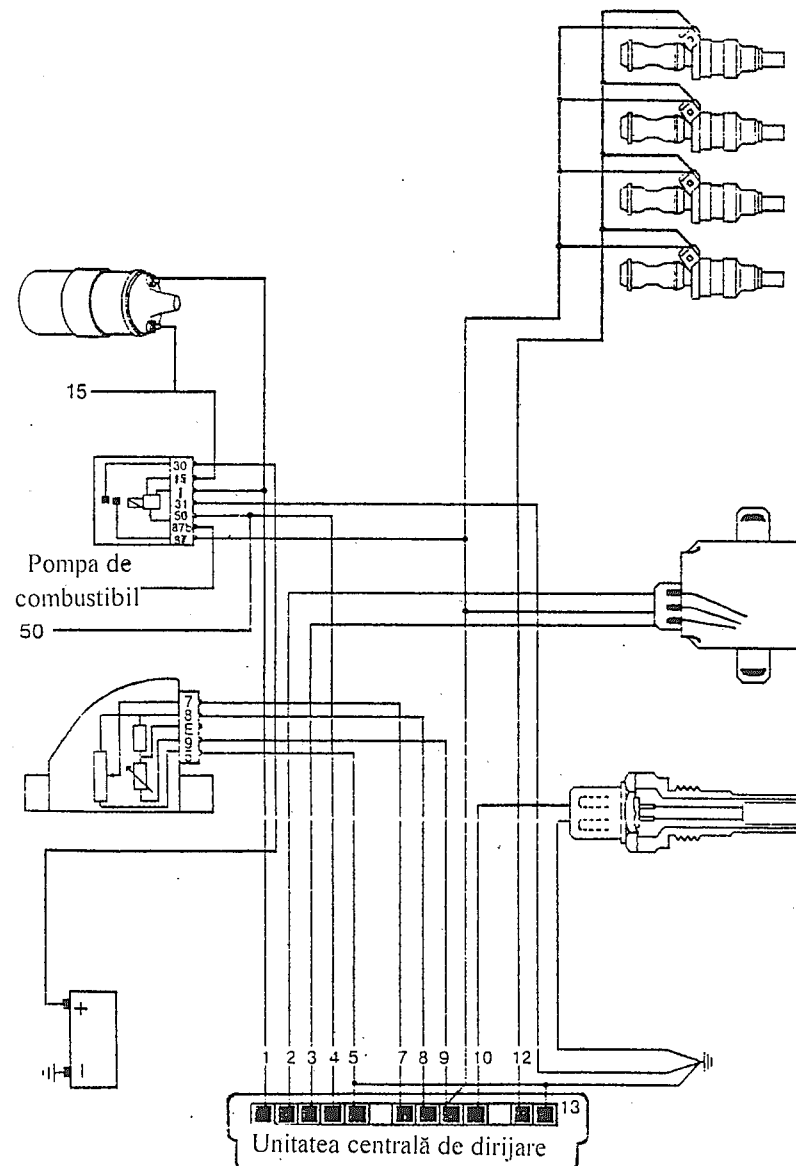


2.23. Secțiunea longitudinală și vederea față a motorului BMW cu 12 cilindri

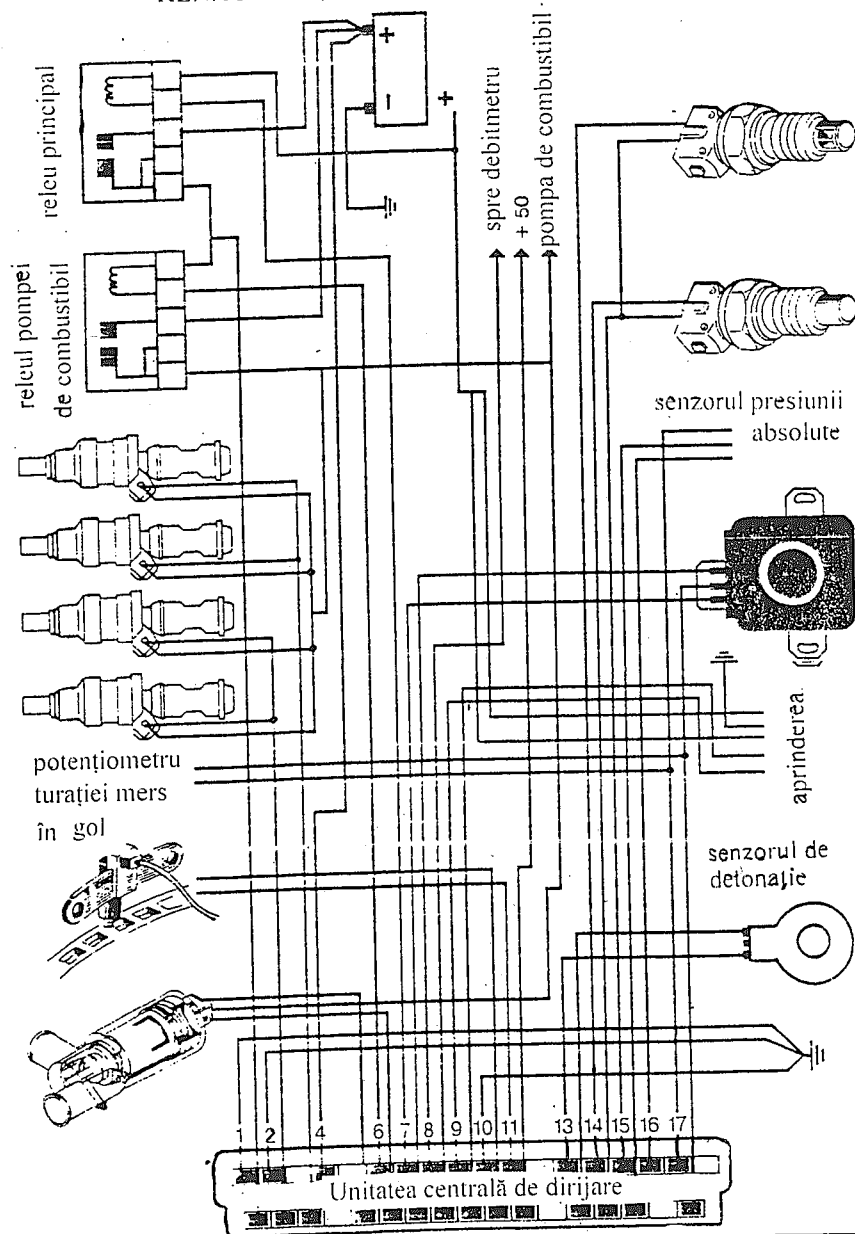


2.24. Secțiunile longitudinală și transversală prin motorul în 2 timpi IAZ 204

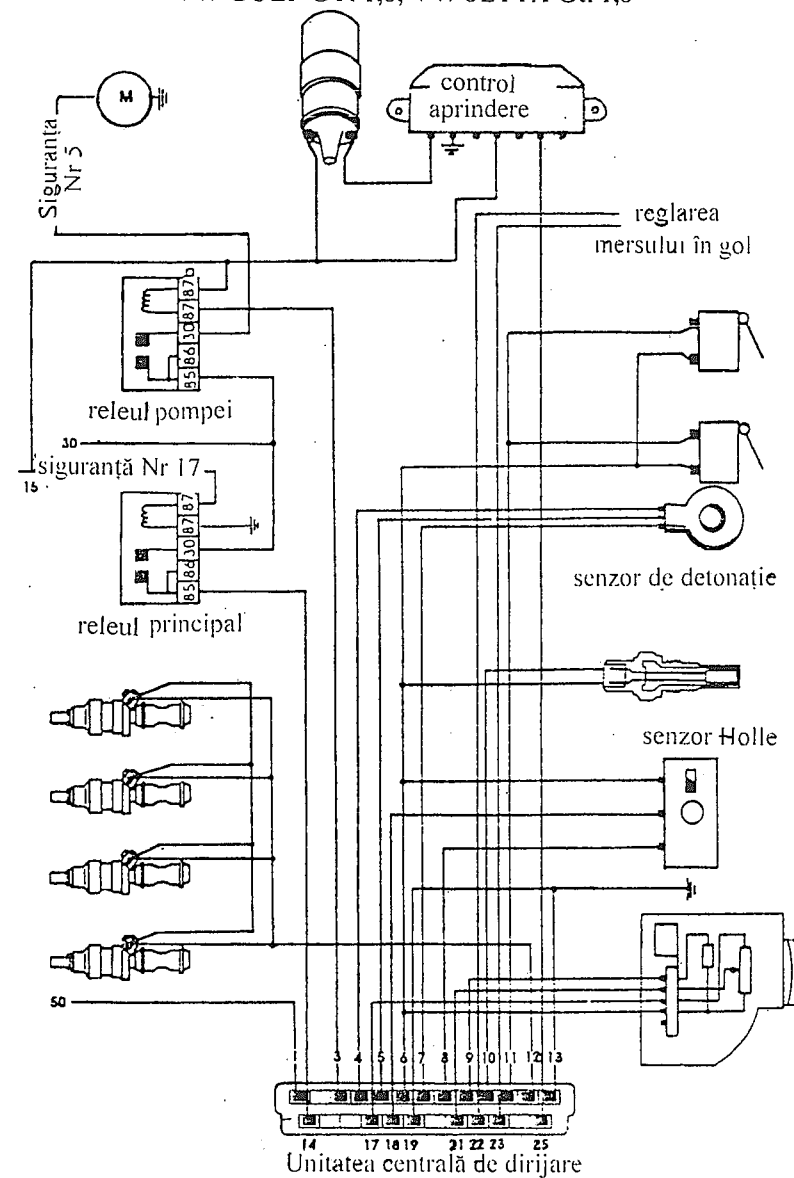
Anexa 3

3. SCHEME ELECTRICE ALE INSTALAȚIILOR
DE INECȚIE DE BENZINĂ3.1. Schema electrică a instalației de inecție LE2-Jetronic:
OPEL MONZA 2,0; OPEL SENATOR 2,0; OPEL RECORD 2,0;

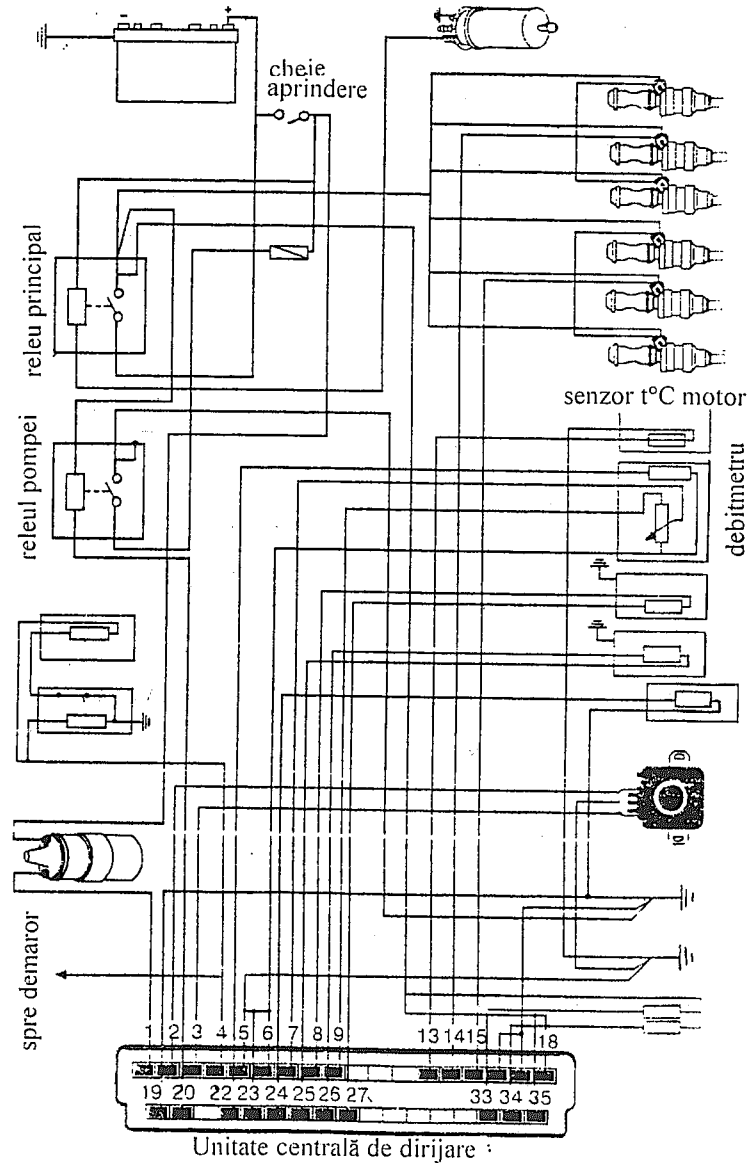
3.2. Schema electrică a instalației de injecție RENIX: RENAULT 21; RENAULT 25; VOLVO 480 ES



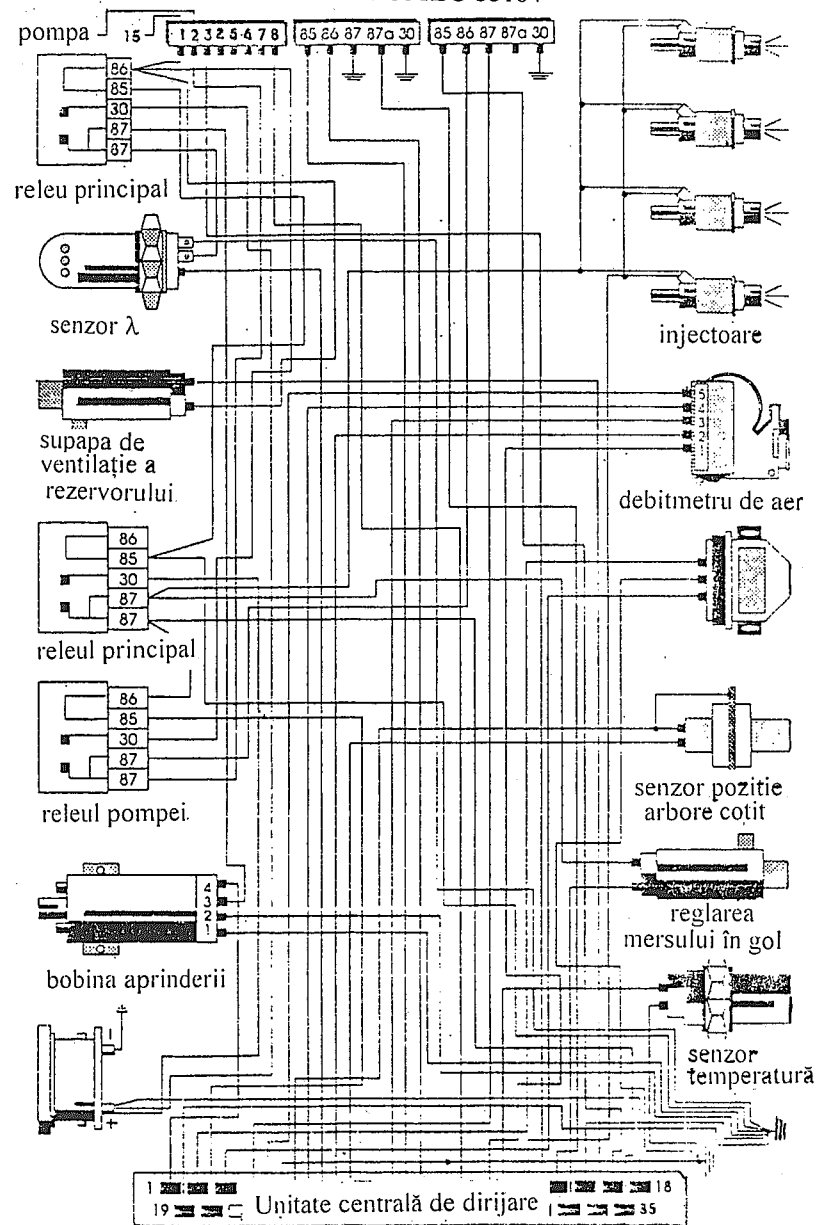
3.3. Schema electrică a instalației de injecție DIGIFANT: VW GOLF GTi 1,8; VW JETTA Gti 1,8



3.4. Schema electrică a instalației de injecție MOTRONIC: BMW 535, BMW 635, BMW 735



3.5. Schema electrică a instalației de injecție MOTRONIC ML 4.1: ALFA ROMEO 3316V



Anexa 4

4.1. Caracteristici ale benzinelor românești pentru automobile (STAS 176-80)

Caracteristici	Tipul benzinei			
	Premium		Regular	Normală
	I	II		
Cifra octanică CO/R	96-98	min 95	min 87	min 75
Tetraetil plumb, ml/kg, max.	0,3	0,6	0,6	-
Distilare:				
10% volum, °C max.	70	70	70	79
50% volum, °C max.	120	120	125	145
90% volum, °C max.	180	180	185	195
punct final, °C max.	205	205	205	205
Perioada de inducție, min	600	550	550	300
Sulf, % max.	0,05	0,1	0,1	0,15
Indice de neutralizare, mg KOH/100 cm ³ max	2	2	2	3
Conținut de metanol și stabilizator, % max.	12	-	-	-

4.2. Caracteristici ale benzinelor fabricate în țările C.S.I. (GOST 2084-77)

Caracteristici	Tipul benzinei					
	A-72	A-76	AI-93	AI-98	Benzine cu sigla calității	
					AI-93	AI-98
Cifra octanică CO/R	72	76	85/93	89/98	85/93	89/98
Tetraetil plumb, ml/kg, max.	-	0,24	0,5	0,50	-	-
Distilare:						
punct inițial, °C max.	35	35	35	35	35	35
10% volum, °C max.	70	70	70	70	70	70
50% volum, °C max.	115	115	115	115	115	115
90% volum, °C max.	180	180	180	180	180	180
punct final, °C max.	195	195	195	195	205	195
Sulf, % max.	0,12	0,1	0,1	0,1	0,1	0,08
Indice de neutralizare, mg KOH/100 cm ³ max	3,0	3,0	3,0	3,0	0,8	1

Anexa 5

5.1. Caracteristici ale motorinelor românești pentru automobile (STAS 176-80)

Caracteristici	Tipul motorinei							
	Român	LD	-35	-25	-15	-10	-5	+5
Cifra cetanică, min	45	45	40	40	45	45	45	45
Distilarea:								
%vol. până la 300 °C	48	35	48	48	48	48	48	48
%vol. până la 350 °C	85	90	85	85	85	85	85	85
Viscozitate cinematică la 20 °C, cSt	2,5 - 12	2,6 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12
Punct de congelare, °C	-	-15	-35	-25	-15	-10	-5	+5
Punct de inflama-bilitate, °C, min	55	55	65	65	55	60	60	60
Indice de neutralizare, mg KOH/100cm ³	5	5	5	5	5	8	8	8

5.2. Caracteristici ale motorinelor fabricate în țările C.S.I. (GOST 305-82)

Caracteristici	Tipul motorinei		
	L (vară)	Z (iarnă)	A (arctică)
Cifra cetanică, min	45	45	40
Distilarea:			
50% volum, °C min	280	280	255
96% volum, °C min	360	340	330
Viscozitate cinematică la 20 °C, cSt	3,0 ... 6,0	1,8 ... 5,0	1,5 ... 4,0
Punct de congelare, °C min	-10	-35	-55
Punct de inflama-bilitate, °C, min	50	35	30
Indice de neutralizare, mg KOH/100cm ³	5,5	5,5	5,5
Conținutul de sulf, % max:			
grupa I	0,2	0,2	0,2
grupa II	0,5	0,5	0,4
Conținutul de cocs, % max	0,3	0,3	0,3

Anexa 6

6.1. Caracteristici principale ale uleiurilor pentru M.A.I.

Tipul uleiului	Viscozitatea la 100 °C, cSt	Indice de viscozitate, min	Bazicitate KOH mg/g, min	Cenușă sulfat, %max	Nivelul API
1. Uleiuri aditivat pentru motoare					
M 30 Extra	9,6 ... 13	98	1,5	1,5	SB/CA
M 20/20w Extra	5,7 ... 9,6	98	1,5	1,5	SB/CA
M 10w/30 Super 1	9,6 ... 12	115	2,5	1,5	SC/CB
M 20w/40 Super 1	13,0 ... 15	115	2,5	1,5	SC/CB
M 15w/40 Super 2	14,7	-	-	1,0	SD/CC
2. Uleiuri pentru M.A.C. supraalimentate					
DS 30	10,5	90	2,0	1,8	CB
DS 40	13	90	2,0	1,8	CB
M 20/20w Super 2	5,6 ... 9,3	90	6,0	1,1	SD/CC
M 30 Super 2	9,4 ... 12,5	90	6,0	1,1	SD/CC
M 40 Super 2	12,6 ... 16,3	90	6,0	1,1	SD/CC
M 20/20w Super 3	5,6 ... 9,3	90	9,0	1,7	SE/CC
M 30 Super 3	9,4 ... 12,5	90	9,0	1,7	SE/CD

6.2. Caracteristici ale uleiurilor pentru motoare produse în C.S.I.
(GOST 17479.1-85)

Tipul uleiului	Viscozitatea la 100°C cSt	Indice de viscozitate, min	Bazicitate KOH mg/g, min	Domeniul de utilizare	Clasa SAE J 300 F	Nivel API
M-8A	8	90	1,2	MAS neforțat	20	SA
M-8B ₁	8	90	3,4	MAS solicitat ușor	20	SC
M-8B ₂	8	90	3,5	MAC solicitat mediu	20	CB
M-10B ₂	10	90	3,5	MAC - // -	30	CB
M-6z/10G ₁	10	125	10,5	MAS solicitări severe	20w-30	SE
M-12G ₁	12	95	8,5	MAS - // -	30	SE
M-8G ₂ K	8	95	6,0	MAC tip KamAZ	30	CC
M-10G ₂ K	10	90	6,0	MAC tip KamAZ	30	CD

6.3. Nivelul de performanță și domeniile de utilizare ale uleiurilor românești pentru motoare

Nivelul de performanță	Domeniile de utilizare
Extra	M.A.S. cu solicitări ușoare și medii
Super 1	M.A.S. cu solicitări medii M.A.C. cu solicitări ușoare, admisie normală, motorină cu max. 0,4 % sulf
Super 2	M.A.S. cu solicitări severe M.A.C. cu solicitări medii - severe, ușor supraalimentate, motorină cu max. 1 % sulf
Super 3	M.A.S. cu solicitări foarte severe și perioadă prelungită de schimbare a uleiului M.A.C. cu solicitări foarte severe și puternic supraalimentate

6.4. Tipuri noi de uleiuri pentru motoarele produse în Rusia

Uleiuri	Viscozitate	Nivelul calității API	Orașele unde se produc
UFALIUB	15w/40	SF/CC	Ufa
UFALIUB super	15w/40	SG/CE	Ufa
KASTROL	15w/40	SF/CC	Volgograd
RECSOL	10w/30	SF/CC	Reazani
RECSOL	15w/40	SF/CC	Reazani
ANGROL	10w/30	SF/CD	Angarsc