

Noțiuni introductive. Definiții. Clasificări

Noțiunea de **motor**, în general, presupune *o mașină care transformă o formă oarecare de energie în energie mecanică*.

În domeniul termodinamic, trebuie însă precizat că mașina termică include atât motorul termic cât și instalația frigorifică.

Sub acest aspect, motorul cu ardere internă face parte din categoria motoarelor termice.

Motorul termic transformă căldura produsă prin arderea unui combustibil în lucru mecanic, prin intermediul evoluțiilor unui fluid, numit **fluid motor**.

Funcționarea acestor motoare este legată de două procese distincte:

- pe de o parte, *arderea combustibilului însoțită de degajare de căldură*;
- pe de altă parte, *transformarea acestei călduri în lucru mecanic*.

După locul unde se produce arderea combustibilului, motoarele termice se împart în două mari categorii:

- a) **motoare cu ardere externă**;
- b) **motoare cu ardere internă**.

a) **Motoarele cu ardere externă** sunt motoarele la care arderea combustibilului se realizează într-un agregat distinct, separat de motor, aerul care furnizează oxigenul necesar arderii, nefiind totodată și fluidul de lucru al motorului. Din această categorie se pot cita mașinile cu abur cu piston, a căror schemă de principiu este arătată în **fig. 2.1**, precum și turbinele cu gaze ce funcționează în circuit închis.

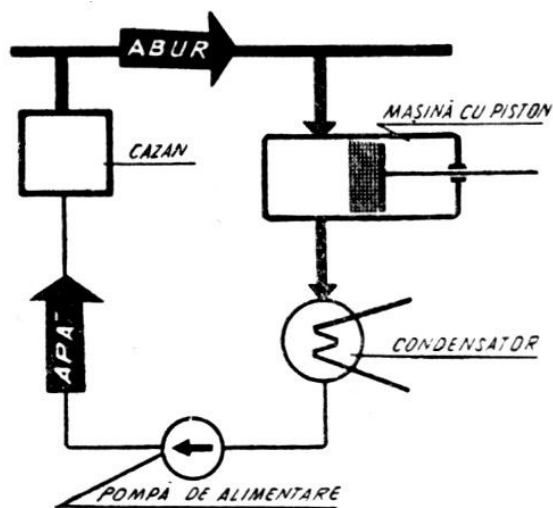


Fig. 2.1 Schemă de principiu a mașinii cu abur cu piston

b) **Motoarele cu ardere internă** sunt motoarele la care arderea combustibilului se realizează fie într-un agregat distinct, separat de motor, fie chiar în interiorul motorului, dar aerul care furnizează oxigenul necesar arderii este în același timp și fluidul de lucru al motorului. Cele mai reprezentative, din acest punct de vedere sunt motoarele cu ardere internă cu piston. Tot în această categorie se includ motoarele rotative, turbinele cu gaze în circuit deschis (fig. 2.2) și motoarele rachetă (fig. 2.3).

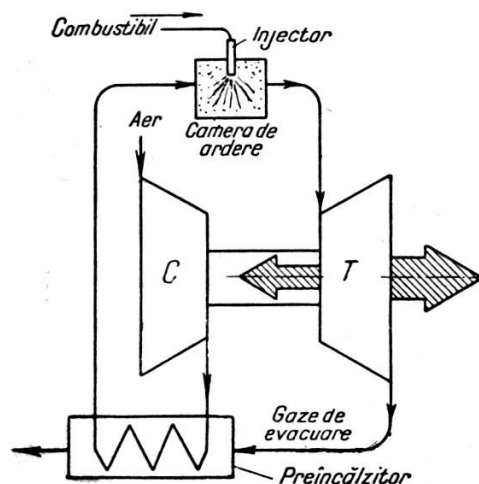


Fig. 2.2 Motor cu ardere internă cu turbină cu gaze în circuit deschis

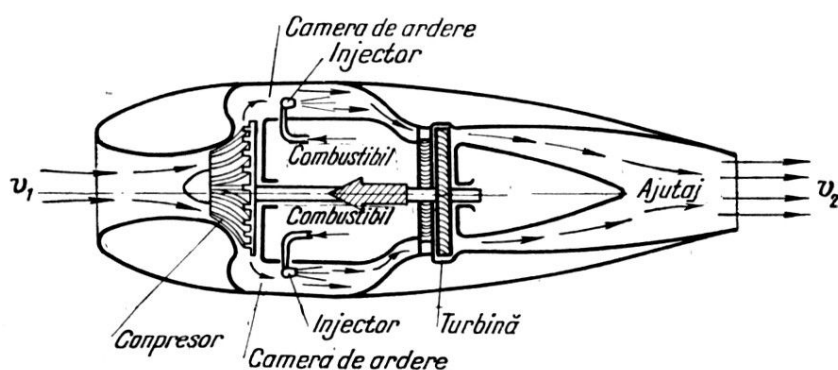


Fig. 2.3 Motor rachetă cu ardere internă

Clasificarea motoarelor cu ardere internă se poate face după mai multe criterii. Astfel, principalul criteriu de clasificare îl constituie **tipul mecanismului motor**. Din acest punct de vedere, distingem:

- **motoare cu ardere internă cu piston**, care utilizează un **meccanism motor de tip bielă manivelă**, prevăzut cu piston, așa cum se arată în **fig. 2.4**, în care

sunt indicate și o parte din componentele sale. Aceste motoare se bucură de o tehnologie de fabricație foarte bine pusă la punct. Datorită acestui aspect, precum și altor avantaje importante, la ora actuală, în construcția de automobile se folosesc, într-o majoritate covârșitoare, motoarele cu ardere internă cu piston, astfel încât, la nivel mondial există o foarte mare disponibilitate de astfel de unități energetice;

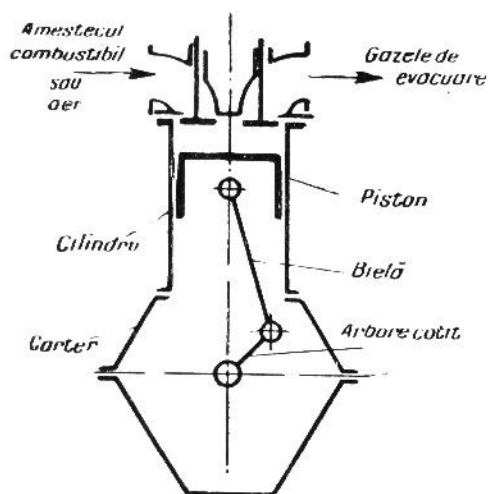


Fig. 2.4 Schema motorului cu mecanism de tip bielă-manivelă

- **motoare cu ardere internă rotative**, care au în componență un mecanism ce conduce, în principiu, la o mișcare rotativă continuă. Se poate obține astfel avantajul unei mișcări uniforme, al unei puteri litrice crescute și al unei compactități mărite. Ele sunt realizate sub diverse variante constructive, cum sunt, de pildă, motoarele **Wankel**, **Kauertz**, sau **Meyer**. Dintre acestea, cel mai cunoscut este motorul **Wankel**, însă, în general, aceste motoare sunt foarte puțin răspândite datorită unor dezavantaje ce

nu au putut fi depășite, precum și datorită unor probleme tehnologice.

Schema constructivă și fazele de lucru ale motorului Wankel sunt prezentate în **fig. 2.5**, în timp ce în **fig. 2.6** este arătat ansamblul de propulsie destinat unui automobil, format dintr-un motor Wankel și cutia de viteze. **Fig. 2.7** conține schema de lucru în cazul motorului Kauertz, cu pistoane rotative.

Pentru motoarele cu ardere internă cu piston, teoretic nu există un criteriu unitar de clasificare; de fapt, nu se poate stabili un criteriu suficient de cuprinzător, care să includă într-o schemă unică de clasificare, toate tipurile de motoare cu ardere internă cu piston. Din acest motiv, clasificarea acestor motoare se face prin scheme care se întrepătrund și care au la bază particularități constructive și funcționale.

În acest sens, un *prim criteriu de clasificare* îl constituie **caracterul procesului de ardere**. Din acest punct de vedere se pot stabili trei categorii de motoare descrise în continuare.

- a) **Motoare cu ardere la volum constant**, la care deplasarea pistonului în timpul procesului de ardere este redusă, determinând o evoluție a acestui proces după o curbă apropiată de *izocoră*, corespunzând porțiunii *c – z*, din **fig. 2.8 a**; ciclul lor de referință este ciclul **Otto** sau **Beau de Rochas**.

- b) **Motoare cu ardere la presiune constantă**, caracterizate prin faptul că deplasarea pistonului pe durata procesului de ardere este mai mare decât în cazul anterior, determinând o evoluție a acestui proces după o curbă apropiată de *izobară*, reprezentată prin porțiunea *c – z* în **fig. 2.8 c**; ciclul lor teoretic este ciclul **Diesel**.
- c) **Motoare cu ardere mixtă**, adică **ardere la volum și la presiune constantă**, la care procesul de ardere este dirijat astfel încât evoluția sa decurge parțial după o curbă ce poate fi asimilată cu o *izocoră*, ce corespunde porțiunii *c – y* și parțial după o curbă ce poate fi asimilată cu o *izobară* redată prin porțiunea *y – z*, în **fig. 2.8 b**; ciclul de referință al acestor motoare poartă numele celor trei precursori care l-au studiat în mod independent și anume: **Seiliger, Sabathé și Trinkler**.

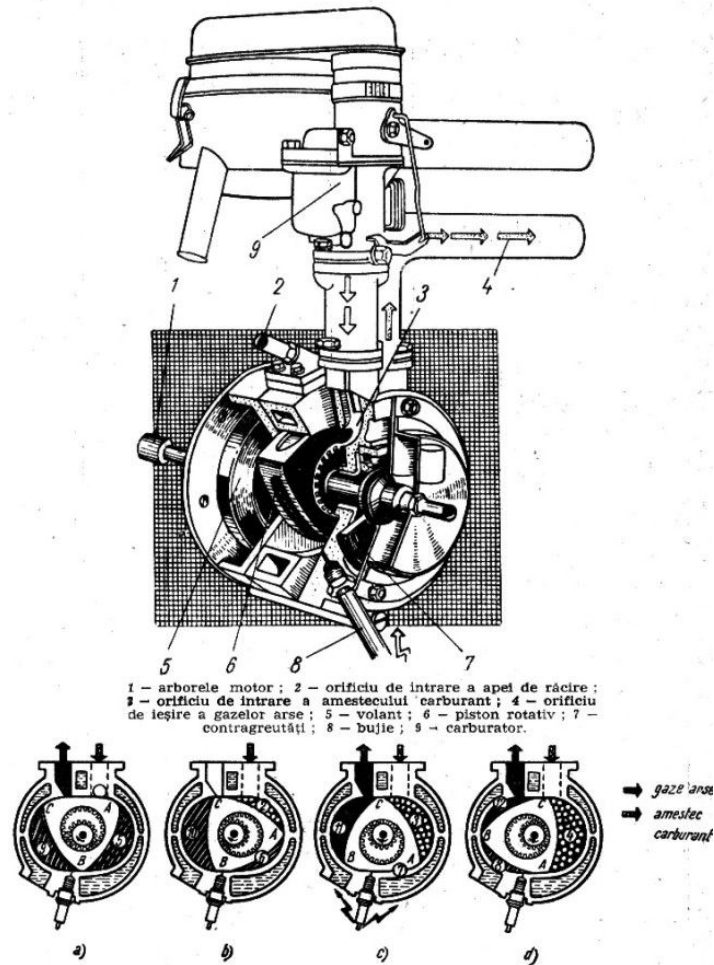


Fig. 2.5 Schema și fazele de lucru ale motorului **Wankel**

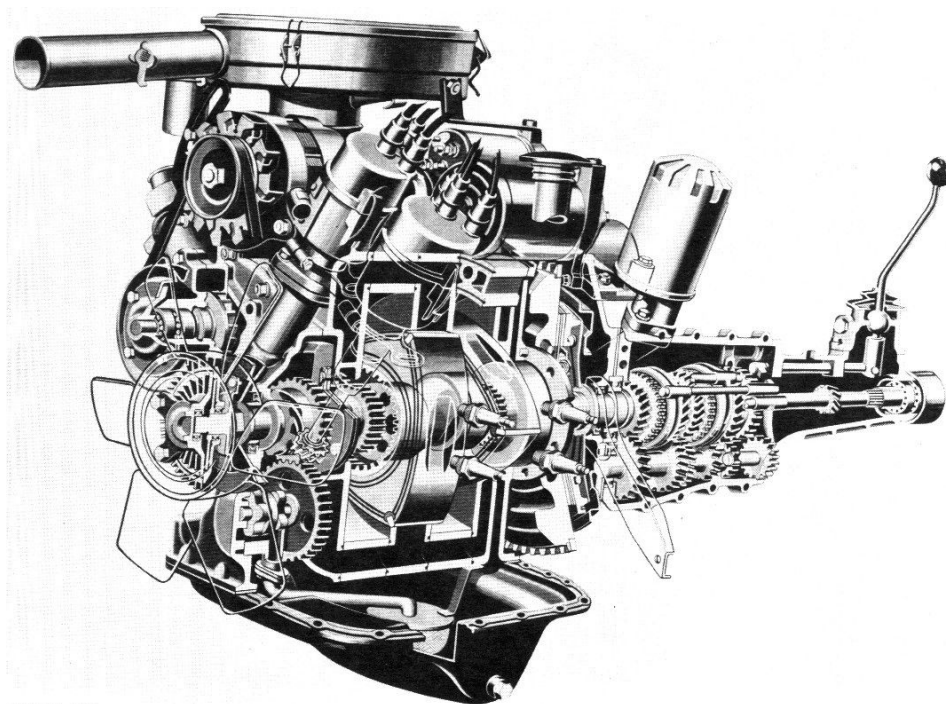


Fig. 2.6 Ansamblu de propulsie cu motor Wankel

Un al doilea criteriu de clasificare îl constituie **modul de aprindere** a amestecului carburant. Relativ la acest criteriu, distingem:

- **motoare cu aprindere prin scânteie** (prescurtat, **MAS**), numite și motoare cu aprindere forțată sau comandată, deoarece aprinderea amestecului dintre aer și combustibil se face prin intermediul unei scântei electrice, produse de o bujie și declanșată într-un moment bine definit al ciclului de funcționare al motorului; la acest tip de motoare, care sunt *motoare cu ardere la volum constant*, formarea amestecului se poate face în exteriorul, sau în interiorul cilindrilor de lucru, în funcție de procedeul și de instalația de alimentare;

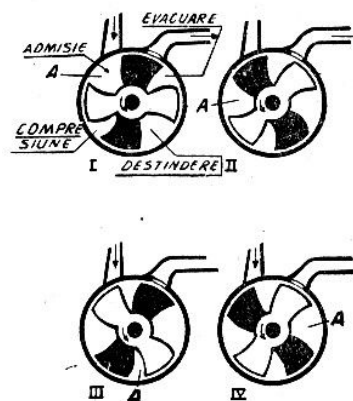


Fig. 2.7 Schema de lucru a motorului Kauertz

- *motoare cu aprindere prin comprimare* (prescurtat **MAC**), numite și *motoare Diesel*, după numele celui care, așa cum s-a arătat anterior, a introdus acest ciclu de lucru, sunt motoare la care arderea este declanșată în urma aprinderii combustibilului injectat în aerul din camera de ardere, puternic încălzit prin comprimare; din această categorie fac parte *motoarele cu ardere la presiune constantă* și *motoarele cu ardere mixtă*, formarea amestecului producându-se în *interiorul cilindrului*, prin injecția combustibilului.

Succesiunea proceselor care se repetă periodic în fiecare cilindru formează *ciclul de funcționare al motorului*.

Numărul de timpi, notat cu τ , ai ciclului de funcționare a motorului constituie un *al treilea criteriu de clasificare*. Numărul de timpi reprezintă de fapt, numărul de curse ale pistonului în decursul cărora se efectuează un ciclu motor. Din acest punct de vedere, deosebim motoare sau cicluri motoare în 4 timpi, care se efectuează în 2 rotații ale arborelui motor și motoare sau cicluri motoare în 2 timpi, care se efectuează într-o singură rotație a arborelui motor. Ciclul în 4 timpi se utilizează în special pentru motoarele de tracțiune rutieră și feroviară, precum și pentru motoarele navale semirapide. Ciclul în 2 timpi nu se mai folosește practic la autovehicule, el reprezentând doar o alternativă pentru motoarele mici caracterizate prin simplitate și preț redus, destinate motocicletelor, motoretelor, ciclomotoarelor, motoare staționare ș.a., caz în care sunt compromise economicitatea și poluarea. De asemenea, ciclul în 2 timpi caracterizează unitățile de mare putere, cum este cazul motoarelor navale mari. O ameliorare a funcționării motoarelor Diesel în 2 timpi se poate obține prin utilizarea unui baleiaj cu pompă sau cu suflantă, în detrimentul prețului de cost însă.

Pe lângă aceste criterii de clasificare, considerate de bază, se pot adopta și alte criterii, pornind de la anumiți parametri de ordin constructiv și funcțional.

Dimensiunile fundamentale ale unui motor cu piston sunt *alezajul*, D , (diametrul cilindrului) și *cursa pistonului*, S , care, împreună cu dispunerea cilindrilor, *intervalul dintre axele cilindrilor* Δ , raportul A dintre raza r a mecanismului motor și lungimea L a bielei, precum și *numărul de cilindri*, i , determină în ansamblu configurația și dimensiunile motorului cu piston.

În faza de concepție a motorului, în general, din perechile de valori (D , S), se alege perechea cea mai convenabilă. Criteriul de alegere este valoarea raportului dintre cursă și alezaj, sub forma $\psi = S/D$, care reprezintă de fapt un *criteriu de similitudine geometrică* având, pentru motor, un rol determinant din punct de vedere constructiv și funcțional. În funcție de valoarea acestui raport, motoarele cu ardere internă cu piston se clasifică în:

- $\psi < 1$, *motoare subpătrate* ($S < D$);
- $\psi = 1$, *motoare pătrate* ($S = D$);
- $\psi > 1$, *motoare suprapătrate* ($S > D$).

Sporirea raportului $\psi = S/D$ are ca urmare o reducere a alezajului D și a spațiului în care se pot instala supapele, o sporire a înălțimii motorului, o reducere a solicitărilor termice și realizarea unei camere de ardere cu forme

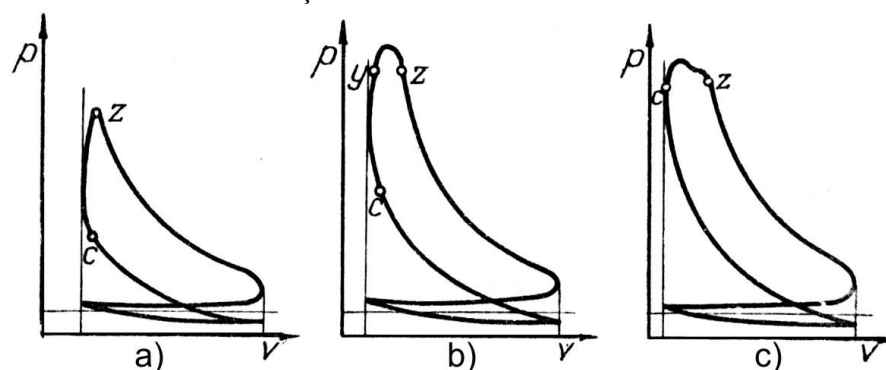


Fig. 2.8 Clasificarea motoarelor după caracterul procesului de ardere

avantajoase. Această sporire trebuie să țină seama de turația nominală a motorului, care are o importanță deosebită la alegerea raportului ψ . O creștere a valorii acestuia, pentru o aceeași turație n , conduce la o mărire a vitezei medii a pistonului și, implicit, la creșterea solicitărilor inerțiale și a uzurii pieselor. La valori ridicate ale raportului ψ se reduce rigiditatea arborelui cotit, intensificându-se astfel vibrațiile torsionale.

Reducând cursa pistonului S se obțin, pentru aceleași viteze medii, diametre mari, deci mai mult spațiu disponibil pentru așezarea unor supape de admisie și evacuare cu secțiuni de scurgere mai mare și cu pierderi prin frecare mai reduse.

Tabelul 2.1 Valori uzuale ale raportului ψ

Tipul motorului	ψ
MAS (autovehicule)	0,6 ... 1,0
MAC (rutier, feroviar)	0,9 ... 1,2
MAC (naval semirapid și rapid)	0,9 ... 1,2
MAC (tractor)	1,1 ... 1,3
MAC (naval lent)	1,5 ... 2,2

MAS de construcție actuală, sunt în general *motoare subpătrate*, cu $\psi = 0,57, \dots, 0,95$ în timp ce MAC sunt, în general, *suprapătrate*, având $\psi = 1,05, \dots, 1,35$. În funcție de destinație, MAC-urile au $\psi = 0,9, \dots, 1,2$ pentru automobile și $\psi = 1,1, \dots, 1,3$ pentru tracțiune.

În tabelul 2.1 se prezintă în mod sintetic, în funcție de tipul și destinația motorului, inclusiv pentru motoare navale, valorile caracteristice ale raportului ψ .

Părțile principale ale motoarelor cu ardere internă cu piston sunt următoarele:

- mecanismul motor;
- părțile fixe principale, care cuprind: chiulasa, blocul cilindrilor și carterul;
- mecanismul de distribuție a gazelor;
- instalațiile de alimentare cu combustibil
- instalațiile anexe, care includ: instalațiile de aprindere, de ungere, de răcire, de pornire etc;
- mecanisme de inversare a rotației, specific motoarele navale.

Schema elementară și elementele unui motor în 4 timpi, cu aspirație normală și ciclul său funcțional sunt redată în **fig. 2.9** [2].

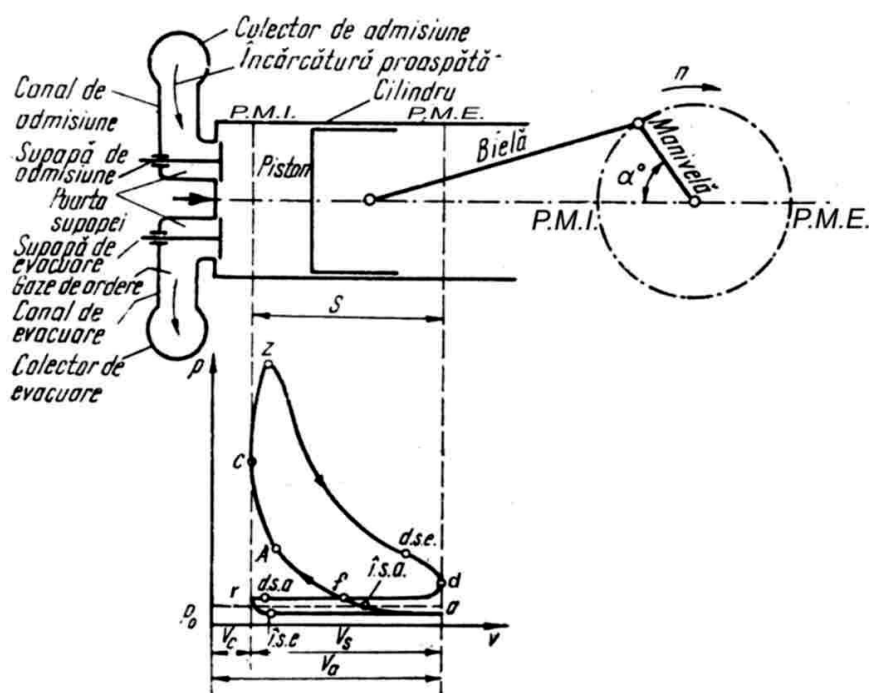


Fig. 2.9 Schema elementară, elementele componente și ciclul funcțional al motorului în 4 timpi

Succesiunea timpilor de funcționare și ciclul real în cazul unui motor Diesel sunt arătate în **fig. 2.10**.

Volumul minim ocupat de gazele din cilindru se numește **volumul camerei de ardere** sau de comprimare V_c , iar poziția extremă a pistonului corespunde **punctului mort interior** (prescurtat **PMI**).

Volumul maxim al cilindrului, ocupat de gaze, constituie volumul total al cilindrului, notat cu V_a , poziția corespunzătoare a pistonului fiind **punctul mort exterior** (prescurtat **PME**).

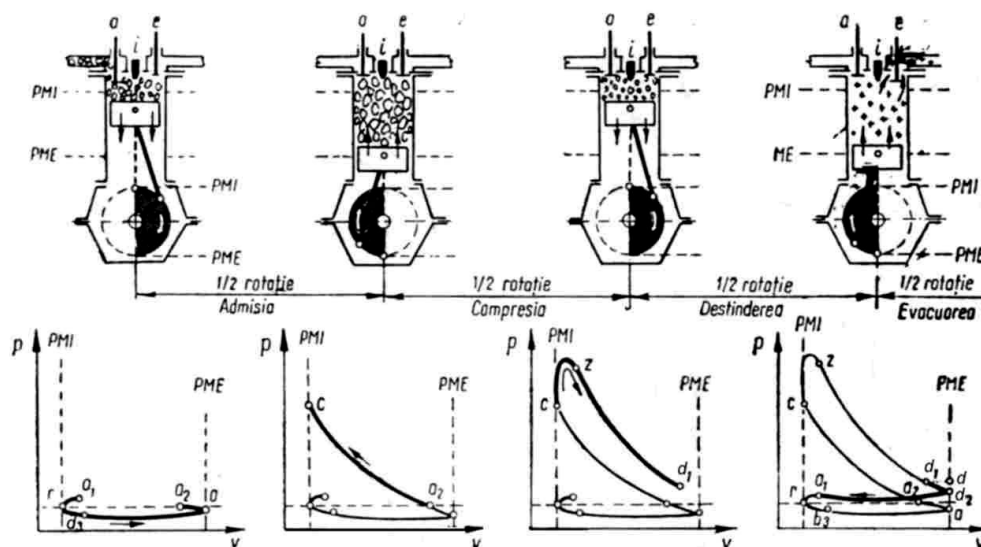


Fig. 2.10 Succesiunea timpilor de funcționare și ciclul real în cazul unui motor Diesel

Volumul descris de piston, în cursa S , între PMI și PME se numește **cilindree** sau **capacitate cilindrică**, notându-se cu V_s .

Suma cilindreelor tuturor cilindrilor reprezintă **cilindreea totală** sau **litrajul**, notat cu V_b , astfel încât:

$$V_t = i \cdot V_s \quad (2.1)$$

unde i este numărul de cilindri identici ai motorului. Numărul de cilindri, i , pentru motoarele de automobile, se adoptă în conformitate cu una dintre soluțiile uzuale ($i = 2, 3, 4, 5, 6, 8, 12$).

Pentru motoarele de autoturisme $i = 2, \dots, 8$, pentru automobile de curse $i = 8, 10, 12, 16$ iar la motoarele de autocamioane, autobuze și tractoare $i = 3, \dots, 16$.

Criteriile pentru alegerea numărului de cilindri sunt asigurarea unui mers sigur și liniștit al motorului, pornirea ușoară a motorului, întreținerea și exploatarea facilă precum și simplitatea tehnologiei de fabricație. O atenție deosebită se va acorda influenței din punct de vedere termic și dinamic a numărului de cilindri. Un număr de cilindri prea mare, înseamnă un număr mare de piese componente, ceea ce mărește dificultățile de întreținere, exploatare și posibilitățile de defectare. Dintre numerele fără soț de cilindri la motoarele MAS

și MAC de autoturisme în patru timpi se utilizează numai $i = 5$, în timp ce la motoarele de puteri mari cu dispunerea cilindrilor în linie, s-au utilizat în trecut motoare cu $i = 7$ și 9 .

Motoarele cu un număr redus de cilindri au o construcție mai simplă, cu mai puține componente, și o supraveghere ușoară. În schimb ele au o echilibrare insuficientă și cuplu motor neuniform, deci au nevoie de un volant de dimensiuni mai mari. Ele se folosesc mai ales în instalațiile fixe, în care aceste dezavantaje se resimt mai puțin.

Construcțiile policilindrice au cilindri cu o capacitate mai redusă și pot folosi fără mari dificultăți și turații mai ridicate, fiind deci mai ușoare și conform ecuațiilor de similitudine, au solicitări termice mai reduse. Forțele de inerție se pot echilibra mai ușor și mai complet, iar cuplul lor este mai uniform.

La o anumită capacitate cilindrică a motorului, există valori optime ale dimensiunilor fundamentale (S, D). Pe această bază se obține numărul de cilindri optim. În același timp, alegerea numărului de cilindri este legată, așa cum s-a arătat și de costul de fabricație al motorului, de cheltuielile de întreținere și exploatare și de siguranța în funcționare.

Raportul dintre volumul maxim și cel minim al cilindrului se notează cu ε și se numește **raport volumetric de comprimare** (el fiind un raport geometric sau volumetric) sau, pe scurt, **raport de comprimare**:

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon \text{ sau, cu } V_a = V_c + V_s, \text{ rezultă: } \varepsilon = \frac{V_c + V_s}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c}. \quad (2.2)$$

Schema elementară, elementele componente și ciclul funcțional al unui motor în 2 timpi, cu umplere forțată sunt prezentate în **fig. 2.11** [2].

După cum se observă, din cursa S , numai fracțiunea S_a este efectiv folosită pentru comprimare și destindere, restul utilizându-se pentru evacuare și destindere. Corespunzător, **raportul de comprimare real**, numit și **raport de comprimare util**, ε_u , devine:

$$\varepsilon_u = \frac{V_{su}}{V_c} + 1 \quad (2.3)$$

Raportul volumetric de comprimare se alege în funcție de tipul motorului. Teoretic și experimental s-a constatat că randamentul termic și puterea motorului cresc odată cu creșterea raportului de comprimare. Creșterea raportului de comprimare este limitată de mai multe condiții, specifice fiecărui tip de motor.

Raportul de comprimare pentru **MAS** este limitat de arderea anormală, reprezentată prin arderea cu detonație și cu aprinderi secundare. Valorile ridicate ale raportului de comprimare în condițiile limitării solicitărilor maxime

înseamnă prelungirea arderii în destindere și scăderea randamentului termic al ciclului. În **fig. 2.12** se arată cifra octanică necesară, stabilită statistic în funcție de raportul de comprimare.

Mărirea raportului de comprimare conduce la creșterea presiunii maxime, a vitezei medii de creștere a presiunii și a mărimilor de stare în momentul declanșării arderii, rezultând o îmbunătățire a randamentului termic, cu o majorare a solicitărilor mecanice în principalele organe ale motorului. Îmbunătățirea performanțelor, în condițiile menținerii nivelului de solicitări mecanice, prin reducerea raportului de comprimare, este posibilă prin intensificarea proceselor fizico-chimice de formare a amestecului și a arderii, astfel încât să se asigure reducerea duratei totale a arderii [6].

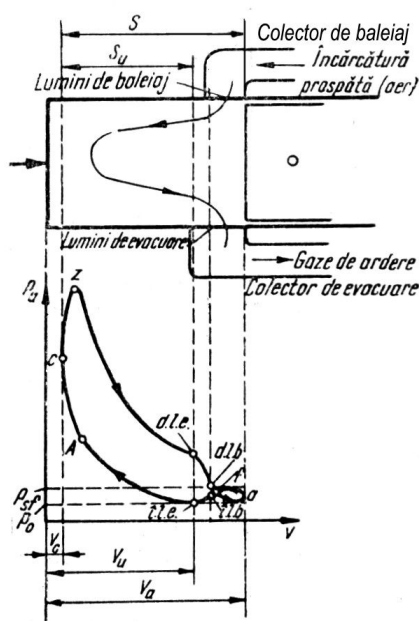


Fig. 2.11 Schema elementară, elementele componente și ciclul funcțional al motorului în 2 timpi

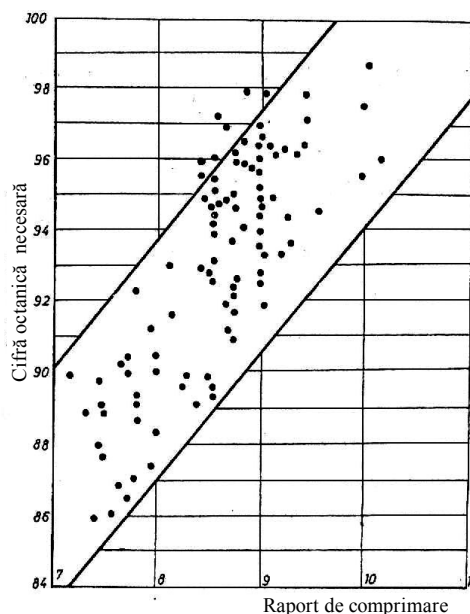


Fig. 2.12 Cifra octanică necesară în funcție de raportul de comprimare

În prezent, valorile uzuale ale raportului de comprimare pentru MAS cu admisie normală, alimentat cu benzină sunt $\varepsilon = 8,5, \dots, 10,5$.

Raportul de comprimare pentru MAC are valori mai mari pentru ca temperatura aerului comprimat să fie mai mare decât temperatura de aprindere (autoaprindere) a combustibilului.

Pentru motoare supraalimentate de puteri mari, limita inferioară utilizabilă se poate considera $\varepsilon = 10,5, \dots, 12$, determinată de pornirea sigură a motorului

rece și pentru a evita fumul alb în perioada de încălzire. De asemenea, la rapoarte de comprimare coborâte, cresc brusc emisiile prin hidrocarburi nearse. În mod curent, pentru motoarele cu injecție directă se folosește un raport $\varepsilon = 17$, care asigură un randament efectiv optim al motorului și care este în același timp și limita superioară.

Limita superioară a raportului de comprimare este determinată de arhitectura camerei de ardere, de toleranțele de fabricație ale organelor mecanismului motor și de presiuni; la motoarele nesupraalimentate cu cameră de ardere divizată, $\varepsilon_{\max} = 21, \dots, 22$. Pentru motoarele supraalimentate limita superioară a raportului de comprimare este condiționată de presiunea maximă, ea putând ajunge la $\varepsilon_{\max} = 23$. Valorile ridicate ale raportului de comprimare în condițiile limitării solicitărilor maxime înseamnă prelungirea arderii în destindere și scăderea randamentului termic al ciclului.

Turația motorului se notează cu n . La alegerea turației se ține seama de destinația și de mărimea motorului. Turația motorului intervine în proiectare prin următoarele criterii:

- **uzura motorului** – din acest punct de vedere, o soluție de îmbunătățire, în condițiile menținerii litrajului motorului, constă în reducerea greutateii organelor mecanismului motor și creșterea numărului de cilindri;
- **masa specifică**, notată cu M_s , definită ca raportul dintre masa motorului uscat, M_{usc} , și puterea sa efectivă:

$$M_s = M_{usc} / P_e \quad [\text{kg/kW}]; \quad (2.4)$$

unde masa motorului uscat este masa motorului fără lubrifianți și lichid de răcire, exprimată în [kg].

- **puterea litrică**, notată P_L , reprezentând raportul dintre puterea efectivă și cilindrul totală a motorului (litrajul),

$$P_L = \frac{P_e}{V_t} = \frac{P_e}{V_s \cdot i} \quad [\text{kW/litru}]. \quad (2.5)$$

Valorile uzuale ale puterii litrice, P_L , exprimate în [kW/litru], în funcție de tipul și destinația motorului, sunt situate între următoarele limite:

MAS în patru timpi

- pentru autoturisme..... 20 – 60
- pentru automobilele de curse 90 – 150

MAC în patru timpi

- pentru autoturisme..... 15 – 30

- pentru autocamioane 10 – 30
- pentru tractoare 10 – 25
- pentru tracțiune feroviară 6 – 25
- semirapide, pentru propulsie navală..... 5 – 20

MAC în doi timpi

- lente, pentru propulsie navală 2 – 5

Turația maximă a motorului este limitată atât de procesul de ardere cât și de creșterea forțelor de inerție care produc solicitări peste limita admisibilă.

Limitarea introdusă de procesul de ardere intervine prin durata acestuia, care poate fi ameliorată mărind raportul de comprimare sau adoptând supraalimentarea motorului.

Pe baza criteriilor expuse, soluțiile cele mai raționale de creștere a turației maxime a motoarelor constau în:

- majorarea numărului de cilindri;
- adoptarea unui raport $\psi = S/D$ redus;
- utilizarea unui raport de comprimare ε ridicat.

În principiu, motoarele de dimensiuni și puteri mari sunt caracterizate prin turații mici, de până la 150 [rpm] (motoare lente), în timp ce motoarele cu putere mică sau mijlocie au turații ridicate, depășind 6000 [rpm].

Pentru o gamă mai largă de motoare, care depășește sfera celor pentru automobile, turațiile nominale, exprimate în [rpm], se situează, la rândul lor, între următoarele limite:

MAS în patru timpi

- pentru autoturisme.....4500 – 6000
- pentru automobilele de curse7500 – 12000
- pentru autobuze și autocamioane3300 – 4500

MAC în patru timpi

- pentru autoturisme..... 4000 – 5000
- pentru autobuze și autocamioane 1800 – 2800
- pentru tractoare 1500 – 2500
- pentru tracțiune feroviară 500 – 1500
- semirapide, pentru propulsie navală..... 400 – 1000

MAC în doi timpi

- lente, pentru propulsie navală 85 – 250

Pentru alte situații, cum este cazul motoarelor care acționează generatoare de curent alternativ, turația poate varia în limite mult mai largi. Astfel, pentru a asigura frecvența curentului de 50 [Hz], turația este corelată cu numărul de

perechi poli (1 ,..., 20) ai generatorului, valorile acesteia variind de la 3000 [rpm] până la 150 [rpm].

În cazul în care se utilizează criteriul similitudinii pentru estimarea turației, turația motorului proiectat va fi $n = (1/k) \cdot n_0$.

Viteza medie a pistonului, simbolizată cu w_p , poate constitui, de asemenea, un *criteriu de clasificare a motoarelor*, putând fi considerată în același timp și un criteriu de apreciere a turației. Viteza medie condiționează solicitările termice și mecanice precum și uzarea organelor mecanismului motor.

Relația pentru determinarea vitezei medii a pistonului este:

$$w_p = \frac{S \cdot n}{30} \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}. \quad (2.6)$$

Valorile uzuale ale acesteia, exprimate în [m/s], sunt definite mai jos:

MAS în patru timpi

- pentru autoturisme..... 12 – 15
- pentru automobilele curse 15 – 23
- pentru autobuze și autocamioane 9 – 12
- pentru automobile, cu combustibili gazoși 7 – 11

MAC în patru timpi

- pentru autocamioane și autoturisme..... 7 – 13
- pentru tractoare 5,5 – 10,5
- pentru tracțiune feroviară 10 – 12
- semirapide, pentru propulsie navală..... 8 – 9

MAC în doi timpi lente, pentru propulsie navală 5 – 7

Pe baza acestor valori pot fi stabilite următoarele categorii de motoare:

- *motoare lente*, cu valori ale w_p situate în intervalul 4 ,..., 6 [m/s];
- *motoare de turație medie*, pentru valori ale w_p de 6 ,..., 9 [m/s];
- *motoare rapide*, la care w_p este între 9 și 13 [m/s].

Cantitatea de combustibil și de aer care participă la ardere se corelează printr-un criteriu numit **dozaj**.

Un mod de apreciere a dozajului este **coeficientul de dozaj**:

$$d = \frac{G_{comb}}{G_{aer}} \quad (2.7)$$

În funcție de valoarea lui d , amestecul poate fi: **bogat**, **teoretic**, adică stoechiometric ($d = 1/15$), sau **sărac**.

Coefficientul de dozaj teoretic este:

$$d_t = \frac{G_{comb}}{G_{aer}} = \frac{1}{15} = 0,0666 \quad (2.8)$$

Inversul coeficientului de dozaj oferă o mai mare ușurință de scriere:

$$d' = \frac{1}{d} = \frac{G_{aer}}{G_{comb}} \quad (2.9)$$

și în cazul teoretic este:

$$d'_t = \frac{15}{1} = 15 \quad (2.10)$$

Observație: Ambii coeficienți prezintă dezavantajul că nu precizează în mod direct calitatea amestecului: sărac, bogat și mai ales cât de sărac sau cât de bogat; în plus, valorile absolute ale coeficientului sunt legate de natura combustibilului ($d_{\text{benzină}}=1/14,8$; $d_{\text{motorină}}=1/14,5$).

Acest inconvenient se evită prin folosirea **coeficientului de îmbogățire**:

$$\sigma = \frac{d}{d_t} 100 [\%] \quad \dots (2.11)$$

Dar, pentru a permite uniformizarea modului de exprimare și de calcul în domeniul mașinilor și instalațiilor termice, se folosește și **coeficientul de exces** de aer care este raportul dintre cantitatea de aer de care dispune 1 [kg] de combustibil, G_{aer} și cantitatea de aer necesară pentru arderea stoechiometrică, teoretică, a acestei cantități de combustibil, G_{aer_t} ,

$$\lambda = \frac{G_{aer}}{G_{aer_t}} \quad (2.12)$$

Între mărimile definite, există relațiile:

$$\sigma = \frac{d}{d_t} = \frac{\frac{G_{comb}}{G_{aer}}}{\frac{G_{comb}}{G_{aer_t}}} = \frac{G_{aer_t}}{G_{aer}} = \frac{1}{\lambda} \quad (2.13)$$

Observație: Luând $G_{comb.} = 1$ [kg], avem:

$$d = \frac{1}{d'} = \frac{\sigma}{G_{aer_t}} = \frac{1}{G_{aer_t}} \frac{1}{\lambda} \quad (2.14)$$

Sensul variației acestor coeficienți este sintetizat în **tabelul 2.2**:

Tabelul 2.2 Valori de referință ale dozajului

Coeficient	Dozaj sărac	Dozaj teoretic	Dozaj bogat
d	$<d_t$	d_t	$>d_t$
d'	$>d'_t$	d'_t	$<d'_t$
$\sigma\%$	<100	100	>100
λ	>1	1	<1

Valorile uzuale ale coeficientului excesului de aer pentru un MAS, alimentat cu combustibil lichid (amestec format prin carburare sau injecție) sunt $\lambda = 0,85, \dots, 1,15$.

La amestecuri cu un coeficient al excesului de aer $\lambda = 0,85, \dots, 0,9$ (amestecuri bogate) se pot obține valori maxime ale vitezei de ardere și, prin urmare, putere maximă, aceste valori ale coeficientului excesului de aer fiind $\lambda = \lambda_p$, însă, economicitatea va fi mai mică. Pentru amestecurile sărace cu $\lambda = 1,05, \dots, 1,15$ viteza de ardere va fi mai mică, puterea se va micșora, însă economicitatea se va mări, reducându-se consumul specific de combustibil, motiv pentru care aceste valori pot fi considerate economice, $\lambda = \lambda_{ec}$.

Pentru MAC, la sarcini parțiale, cantitatea de aer admisă în motor fiind practic constantă, cantitatea de combustibil injectată trebuie să scadă cu sarcina motorului. De menționat că la MAC nu este posibilă o ardere fără fum în condițiile unor randamente ridicate, cu valori ale coeficientului excesului de aer apropiate de valoarea teoretică, $\lambda = 1$.

În realitate, la motorul Diesel, injecția combustibilului lichid în cilindru spre finalul cursei de comprimare produce câmpuri de concentrație foarte variată. Amestecul combustibil – aer format este neomogen, ceea ce are drept consecințe în primul rând amestecarea incompletă a aerului cu combustibilul și în al doilea rând aprinderea amestecului pentru orice valoare a coeficientului de exces de aer, fenomenul având din acest motiv o mare stabilitate. Astfel, la sarcină plină, MAC-ul poate funcționa cu valori ale excesului de aer $\lambda = 1,2, \dots, 1,4$, pe când la mersul în gol se ating valorile $\lambda = 6, \dots, 8$. În această situație, apariția nucleului de flacără, înainte ca amestecarea combustibilului cu aerul să se fi desăvârșit, constituie o caracteristică a arderii în MAC, având consecințe importante asupra randamentului, solicitărilor mecanice, vibrațiilor, zgomotelor și duratei de serviciu a motorului.

Spre deosebire de MAS, reglajul dozajului corespunzător randamentului indicat maxim la MAC nu este accesibil deoarece valoarea excesului de aer λ_{ec} (economic) fiind mare, presiunea medie indicată scade, compromițând performanța de putere litrică a motorului; altfel spus, la aceeași putere este necesar un litraj foarte mare. Reglajul dozajului economic apare ca o soluție de

compromis, excesul de aer situându-se la motoarele cu cameră unitară în jurul valorii $\lambda_{ec} = 1,5$.

Coeficientul excesului de aer corespunzător regimului de putere maximă, λ_p , satisface întotdeauna condiția $\lambda_p > 1$, situându-se în intervalul 1,05 ,..., 1,1, valorile acestuia fiind cu cca. 30% mai mari decât la MAS. De menționat că, deși λ_p este supraunitar, datorită neomogenității amestecului și caracterului difuziv al arderii apare o lipsă locală de oxigen. Acest lucru duce la funcționarea motorului cu fum puternic în gazele de evacuare, produs de carbonul liber în suspensie, în camera de ardere se formează depozite de carbon, pistonul se supraîncălzește, se arde sau calează, se coxează segmentii. La aceste aspecte se adaugă solicitările mecanice mai mari datorită presiunilor maxime ridicate. Aceste anomalii micșorează siguranța în funcționare și durabilitatea motorului, de aceea, în exploatare, nu se utilizează niciodată reglajul $\lambda = \lambda_p$. Deoarece fumul intens din gazele de evacuare constituie semnul tipic al arderii anormale, λ se micșorează în raport cu λ_{ec} până la acea valoare la care apare fumul ușor vizibil în gazele de evacuare. Această valoare se numește *coeficient de exces al aerului la limita de fum*, notat λ_{LF} , se stabilește experimental și este situată între limitele $\lambda_p \leq \lambda_{LF} < \lambda_{ec}$. Valorile actuale, care corespund, pentru *motoarele cu cameră de ardere unitară*, cu $\lambda_p \cong \lambda_{LF} = 1,38 ,..., 1,55$, rezultă din tendința de a asigura, pentru puterea maximă impusă la proiectarea unui MAC, un litraj V_L mai redus . Altfel spus, îmbogățind lejer amestecul spre λ_p se poate micșora cilindrul, fără a atinge însă limita de fum. Deoarece la *motoarele cu cameră de ardere divizată* există o mai bună mișcare organizată a aerului se pot utiliza valori mai mici ale excesului de aer, $\lambda_{LF} = 1,24 ,..., 1,38$. Din aceste motive, litrajele și deci dimensiunile motoarelor cu cameră de ardere unitară (injecție directă) sunt mai mari decât ale celor cu cameră de ardere divizată. La aceasta se adaugă și dimensionarea mai generoasă a organelor motoarelor din prima categorie, la care presiunile maxime din camera de ardere sunt superioare celor corespunzătoare motoarelor din a doua categorie.

În cazul MAC-urilor supraalimentate, pentru limitarea solicitărilor termice care apar în motor odată cu creșterea gradului de supraalimentare, există tendința de majorare a excesului de aer, acesta atingând valori apropiate de $\lambda = 2$.

Subansamblele și părțile componente, precum și o parte dintre criteriile constructive și funcționale descrise anterior, utilizate la proiectarea și realizarea motoarelor pot fi regăsite în exemplul din **fig. 2.13**, care reprezintă un motor Diesel cu 12 cilindri, dispuși în V .

După cum s-a arătat, la motoarele cu aprindere prin scânteie, formarea amestecului se poate face fie în exteriorul cilindrului, prin injecție de benzină în traseul de admisie, în zona supapei, așa cum se arată în **fig. 2.14 a**, fie în interiorul cilindrului, prin injecție directă de benzină, situație prezentată în **fig. 2.14 b** [44].

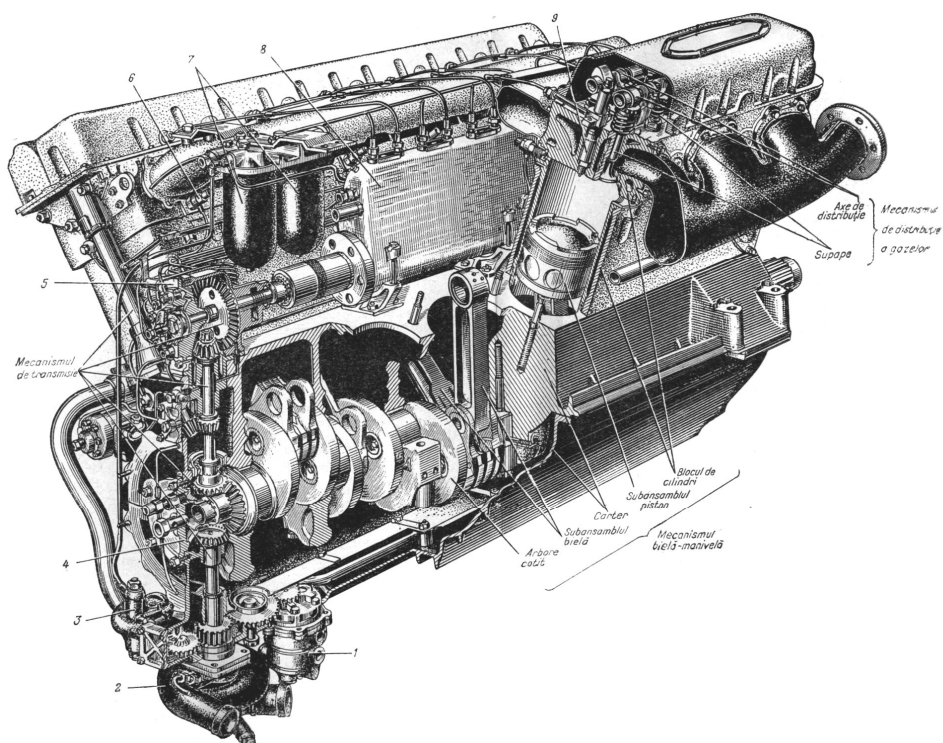


Fig. 2.13 Subansamblele și părțile componente ale unui motor Diesel cu 12 cilindri dispuși în V

1- pompa de ungere; 2 - pompa pentru lichidul de răcire; 3 - pompa de alimentare cu combustibil; 4 - capacul pentru alimentarea centralizată cu lubrifianți; 5 - distribuitor de aer; 6 - supapa de pornire; 7 - filtru fin de combustibil; 8 - pompa de injecție; 9 - injector.

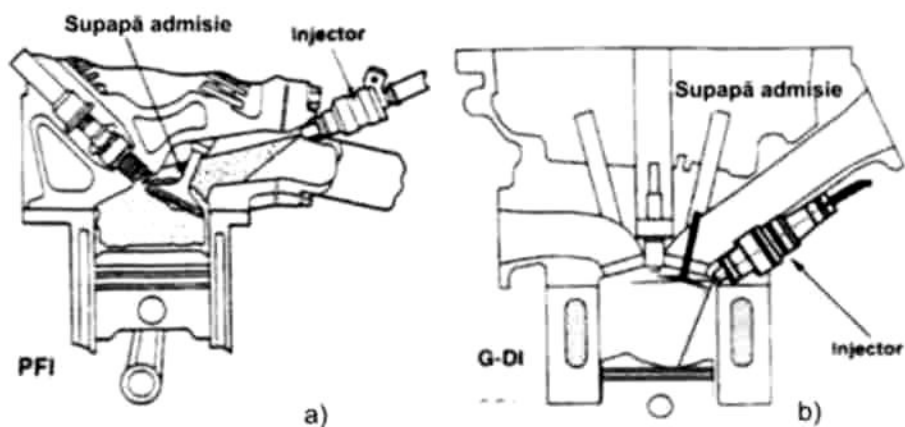


Fig. 2. 14 a, b Formarea amestecului în exteriorul cilindrului (a) și în interiorul cilindrului (b) la motorul cu aprindere prin scântee

În **fig. 2. 15** se arată secțiuni prin camera de ardere și prin motorul **Mitsubishi GDI** care utilizează procedeul de injecție directă descris mai sus.

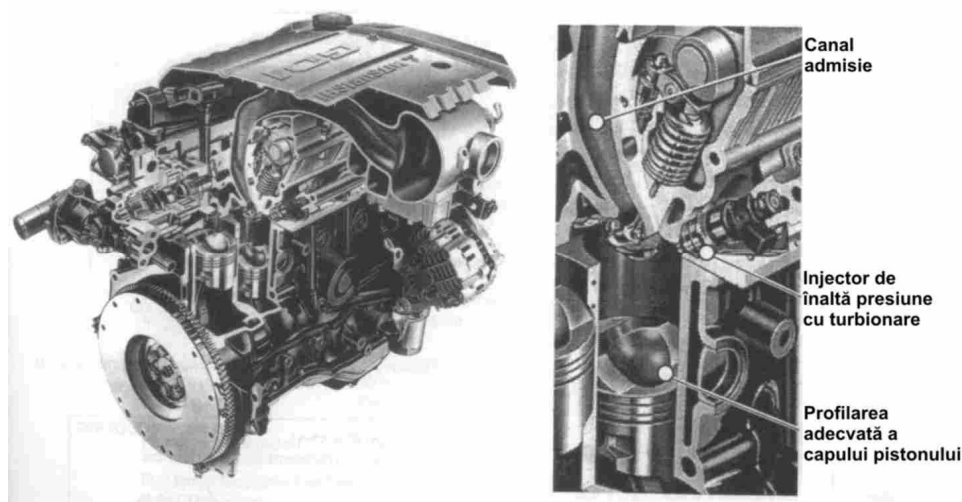


Fig. 2.15 Procedeul de injecție directă **Mitsubishi GDI**

În **fig. 2.16 a, b** este prezentată o soluție de formare a amestecului în cilindru, prin injecția combustibilului în interiorul camerei de ardere unitare, la un motor cu aprindere prin comprimare. Astfel, în **fig. 2.16 a** sugerează schema de principiu a procedeuului, în timp ce **fig. 2.16 b** indică arhitectura unei camere de ardere realizată după acest procedeu.

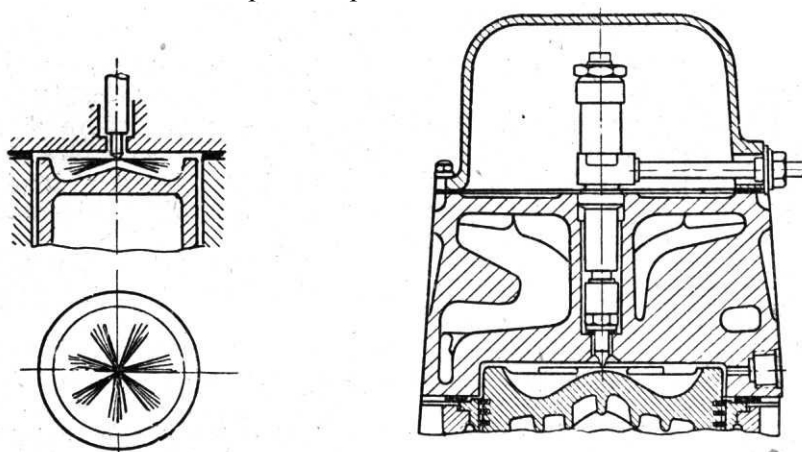


Fig. 2.16 a, b Soluție de principiu (a) și constructivă (b) cu cameră de ardere unitară pentru formarea amestecului în interiorul cilindrului la MAC

La motoarele cu aprindere prin comprimare destinate autoturismelor și autoutilitarelor se poate întâlni și o altă soluție pentru formarea amestecului în

interiorul cilindrului, mult mai puțin utilizată însă în prezent, bazată pe folosirea unei camere de ardere divizate, constituită din două cavități interioare, cu volume diferite, unite printr-un canal de legătură. Un exemplu de acest fel este ilustrat în **fig. 2. 17 a, b**.

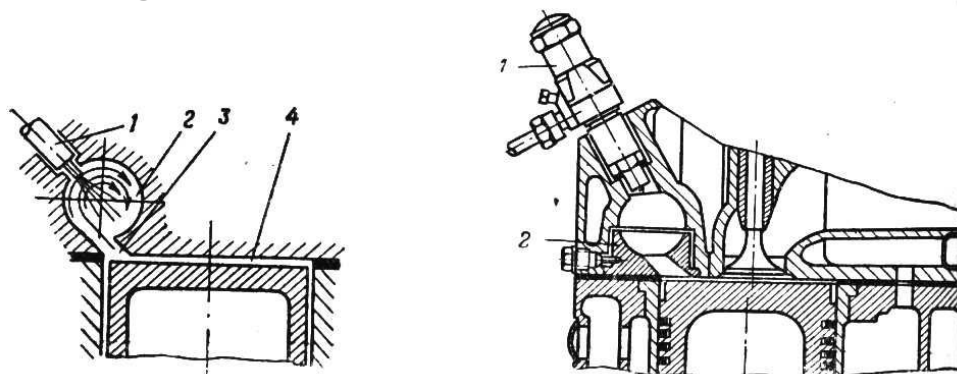


Fig. 2. 17 a, b Soluție de principiu (a) și constructivă (b) cu cameră de ardere divizată pentru formarea amestecului în interiorul cilindrului la MAC

1 – injector; 2 – camera de ardere secundară; 3 – canal de legătură; 4 – camera de ardere principală.

Referitor la formarea interioară a amestecului, poate fi citat drept exemplu și cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare în doi timpi cu baleiaj prin supape și fante (ferestre), așa cum se arată în **fig. 2.17**.

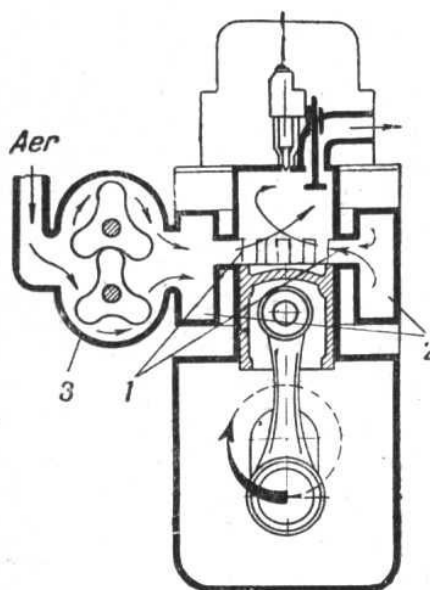


Fig. 2.17 Schema unui motor Diesel în doi timpi cu baleiaj direct

1 – fante (ferestre); 2 – camera de aer; 3 – pompa de baleiaj (suflanta)

În continuare, se menționează că *dispunerea cilindrilor* poate constitui, în egală măsură, un *criteriu de clasificare a motoarelor cu ardere internă cu piston*, indiferent de destinația acestora. Relativ la acest aspect s-a considerat utilă prezentarea, în **fig. 2.18**, a unui tablou sintetic privind clasificarea motoarelor în raport cu modul de amplasare a cilindrilor.

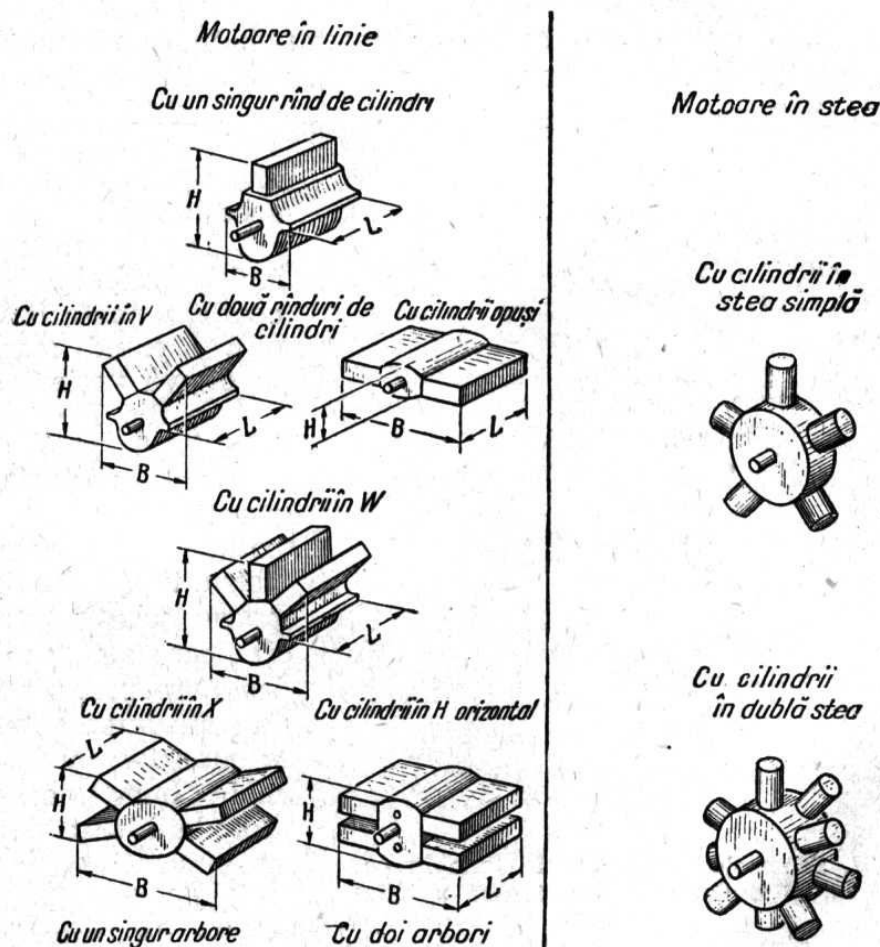


Fig. 2.18 Clasificarea motoarelor după modul de dispunere a cilindrilor

Trebuie arătat că, la ora actuală, motoarele destinate automobilelor sunt motoare cu ciclu de funcționare în patru timpi, din ambele categorii, adică MAS-uri sau MAC-uri, răcite cu lichid, cu dispunerea cilindrilor preponderent în *linie* (amplasare pe un singur rând), cu dispunere *orizontală* sau în *V*.

Figura 2.19 prezintă o secțiune printr-un motor Diesel cu cilindri dispuși orizontal, având puterea de aproximativ 202 [kW] (275 [CP]).

Din rațiunea simplități constructive, a întreținerii facile și a prețului redus au existat totuși construcții de automobile, de mică capacitate, echipate cu motoare răcite cu aer. În același timp, această categorie de motoare prezintă o siguranță ridicată în exploatare, motiv pentru care au fost utilizate pentru echiparea mașinilor de luptă. În **fig. 2.20** se prezintă un exemplu de amplasare, pe un vehicul militar, a unui motor răcit cu aer, având dispunerea orizontală a cilindrilor, iar în **fig.2.21**, de asemenea, un motor răcit cu aer, dar cu cilindrii poziționați în stea, destinat propulsării unei mașini de luptă, ceea ce constituie practic o excepție, întrucât aceste motoare se folosesc în aviație.

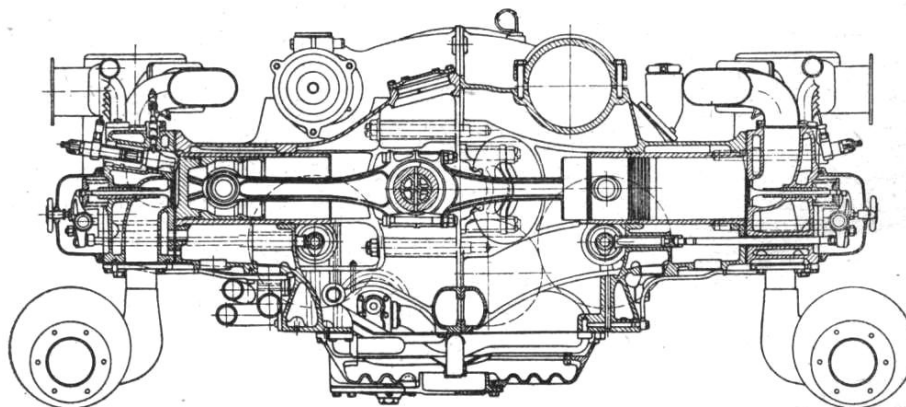


Fig. 2.19 Secțiune printr-un motor Diesel cu cilindri orizontali

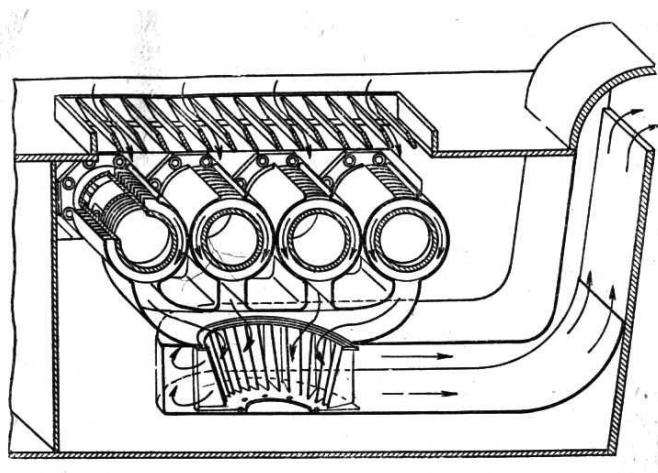


Fig. 2.20 Modul de amplasare al unui motor răcit cu aer cu cilindri dispuși orizontal

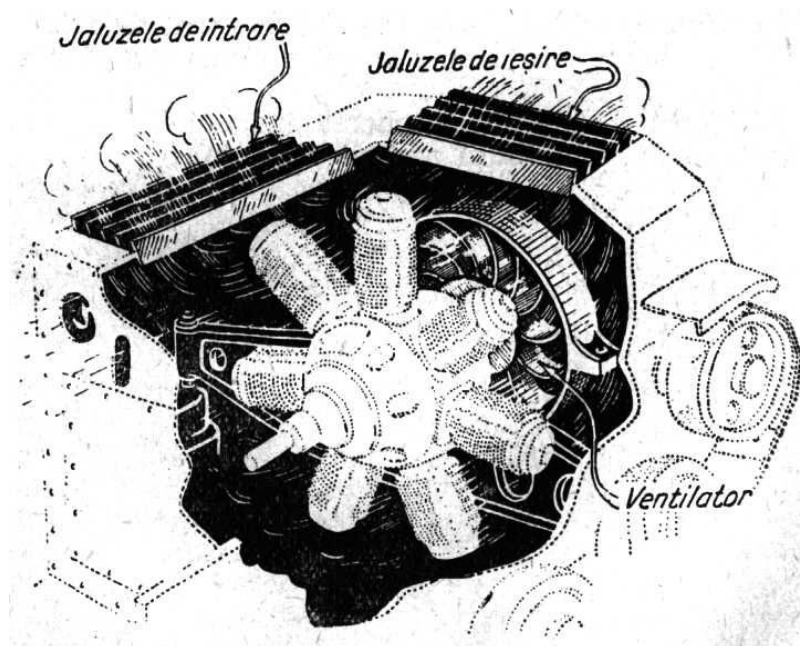


Fig. 2. 21 Mașină de luptă echipată cu motor în stea răcit cu aer

În același timp, având în vedere că la motoarele de autovehicule rutiere, așa cum s-a arătat, cea mai întâlnită este amplasarea în linie a cilindrilor, în **fig. 2.22** se indică schemele de realizare a acestor motoare, în varianta în patru timpi, precum și ordinea de funcționare a cilindrilor. Partea din dreapta a figurii arată configurația spațială a arborelui cotit, pentru fiecare variantă constructivă în parte, astfel încât se poate bine defini poziția fiecărui cot.

Din punct de vedere energetic, urmărind procesele majore care se desfășoară în motor, din energia care se eliberează prin arderea combustibilului în cilindrul motorului, considerată 100%, așa cum se pune în evidență în **fig. 2.23**, doar o mică proporție se regăsește în exterior sub forma energiei mecanice utile, adică a lucrului mecanic efectiv [4]. Această situație, prezentată pentru un regim de funcționare caracterizat printr-un randament bun, devine cu mult mai defavorabilă în alte regimuri, cum sunt cele ale sarcinilor parțiale mici, tipice exploatării autovehiculelor rutiere, când rata transformărilor utile din motor este mai redusă.

În același timp, lipsa unui produs mai competitiv, care să poată înlocui cu succes motorul cu ardere internă cu piston, cu toate celelalte avantaje, mai ales

Ordinea funcționării cilindrilor :

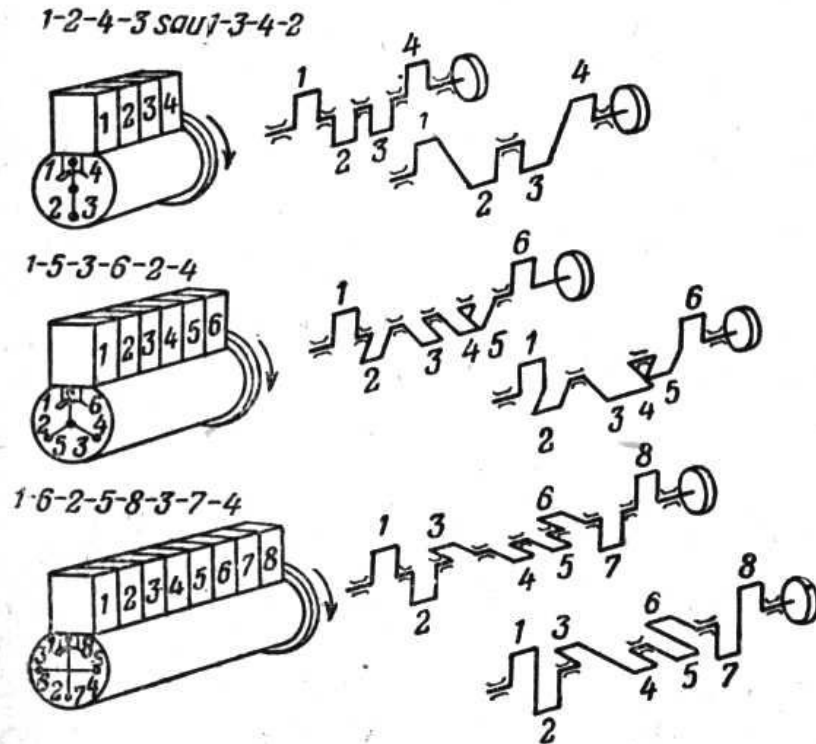


Fig. 2.22 Schemele de realizare a motoarelor în patru timpi pentru autovehicule și ordinea de funcționare a cilindrilor

în domeniul automobilului, pe care acesta le asigură, cu un consum de combustibil relativ redus pe plan mondial în raport cu alte unități energetice, mai ales în deceniile 3 – 4 ale secolului trecut, precum și, așa cum s-a mai arătat, cu o tehnologie de fabricație foarte bine pusă la punct au făcut ca acest motor să capete o dezvoltare extrem de extinsă în domeniul transporturilor terestre, în special cele rutiere.

Dintre toate celelalte tipuri de motoare termice, care folosesc, prin arderea combustibilului, același tip de transformare a energiei chimice în energie mecanică, printre care se pot cita mașinile cu abur, turbinele cu abur și cu gaze, motorul cu ardere internă cu piston are randamentele cele mai ridicate și prezintă avantajele cele mai mari.

În același timp, motorul cu ardere internă cu piston convertește cel mai bine în energie mecanică utilă, fracțiunea transformabilă în lucru mecanic din energia disponibilă sub formă de căldură. Astfel, se constată că acest tip de

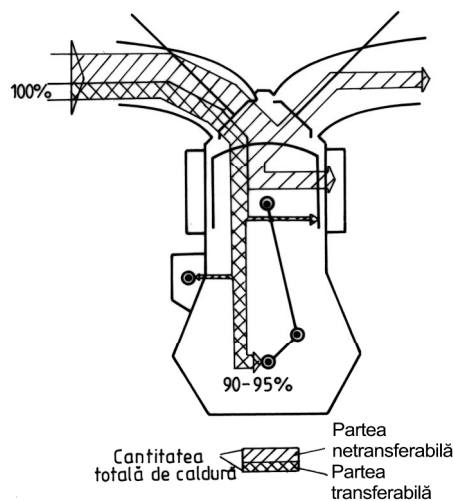
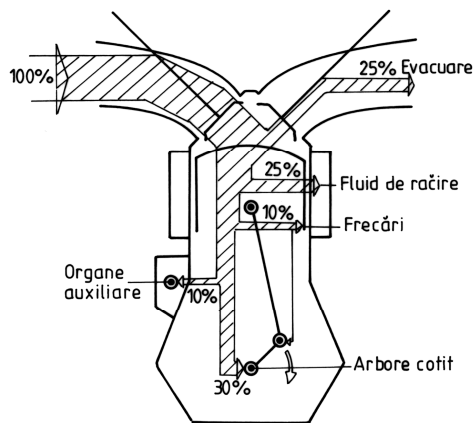


Fig. 2.23 Bilanșul energetic al motorului cu piston

Fig. 2.24 Repartiția pierderilor proprii motorului cu piston

motor transformă în energie mecanică circa 90 - 95% din căldura transformabilă, aspect evidențiat de **fig. 2.24**, ceea ce constituie un alt avantaj major, față de alte motoare termice. Acest lucru este asigurat de faptul că pierderile cu adevărat proprii motorului sunt cele prin frecări, la care se adaugă cele necesare antrenării instalațiilor auxiliare și efectuării schimbului gazelor. Se poate astfel concluziona că, deși din punct de vedere mecanic, motorul cu ardere internă cu piston, din cauza pierderilor reduse este o mașină aproape perfectă, dezavantajul major care apare însă este dat de intransigența legii de transformare a căldurii în energie mecanică, ceea ce atrage consumul său de combustibil crescut, în raport cu alte tipuri de unități energetice.