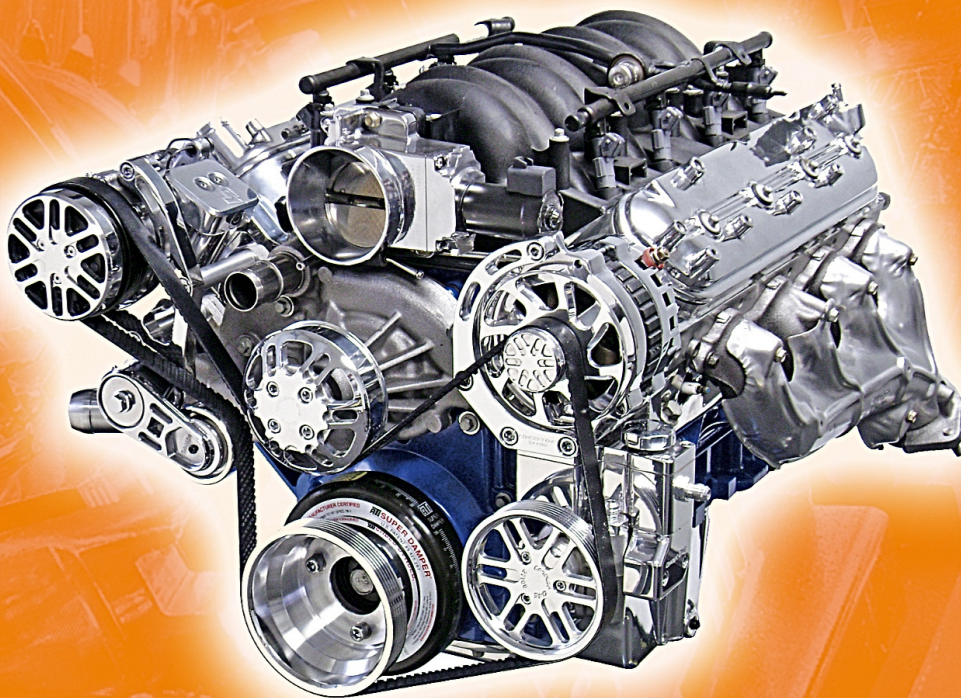


SORIN HOLOTESCU

PROCESE ÎN MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ CU PISTON

**DETERMINAREA DIMENSIUNILOR FUNDAMENTALE
ȘI EVALUAREA DIAGramei INDICATE**



Editura **POLITEHNICA**

Colecția "AUTOVEHICULE"

**PROCESE ÎN MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ
CU PISTON**

**DETERMINAREA DIMENSIUNILOR FUNDAMENTALE
ȘI EVALUAREA DIAGramei INDICATE**

Cartea face conexiunea între procesele care determină funcționarea unui motor și mecanismele ce condiționează desfășurarea acestor procese. Prin problematica abordată, autorul își aduce contribuția la sistematizarea problematicii legate de proiectarea motoarelor.

Referent științific: Prof. univ. dr. ing. Veronica ARGESANU

Cartea vine în întâmpinarea cititorului la nivel teoretic, dar și la nivel practic, fiind utilă atât pentru studenți, cât și pentru specialiștii implicați în proiectarea sau analizarea motoarelor cu ardere internă cu piston sau chiar a mașinilor termice cu piston, în general.

Referent științific: Conf. dr. ing. Virgil STOICA

SORIN HOLOTESCU

**PROCESE ÎN MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ
CU PISTON**

**DETERMINAREA DIMENSIUNILOR FUNDAMENTALE
ȘI EVALUAREA DIAGramei INDICATE**

Colecția "AUTOVEHICULE"

EDITURA POLITEHNICA
TIMIȘOARA – 2021

Copyright © Editura Politehnica, 2021

Nicio parte din această lucrare nu poate fi reprodusă, stocată sau transmisă prin indiferent ce formă, fără acordul prealabil scris al Editurii Politehnica.

EDITURA POLITEHNICA

Bd. Vasile Pârvan nr. 2B
300223 Timișoara, România

Tel./Fax. 0256/404.677

E-mail: editura@upt.ro

Consilier editorial: Prof. em. dr. ing. Sabin IONEL

Redactor: Claudia MIHALI

Bun de imprimat: 14.12.2021

ISBN 978-606-35-0455-6

CUPRINS

Prefață.....	7
1. Introducere	9
2. Generalități privind stabilirea formulei constructive pentru un motor	11
3. Caracterizarea geometriei motorului	14
4. Parametrii cinematici și de regim	19
5. Indici constructivi de perfecțiune ai motoarelor pentru autovehicule	26
6. Conexiuni între parametri	29
7. Regimurile de funcționare utilizate în proiectarea motoarelor	33
8. Formulări ale problemei determinării principalelor dimensiuni geometrice ale unui motor pornind de la regimul de putere maximă	38
9. Evaluarea diagramei indicate	43
9.1. Determinarea variațiilor volumului și a ariei sale laterale pe parcursul ciclului	43
9.2. Determinarea parametrilor gazului din cilindru de la începutul ciclului	45
9.3. Calculul diagramei de variație a presiunii din sistemul gaz prin metoda ciclului real	47
9.3.1. Metoda ciclurilor ideale – ipoteze de calcul	47
9.3.2. Metoda ciclului real de evaluare a diagramei indicate pe perioada de înaltă presiune.....	51
A. Modelul Vibe (Wiebe) pentru legea de degajare a căldurii	52
B. Evaluarea schimbului de căldură prin pereți	58
C. Utilizarea primului principiu al termodinamicii la obținerea relațiilor de calcul pentru variația presiunii	59
D. Verificarea condiției de atingere a puterii efective unitare	64
10. Determinarea dimensiunilor fundamentale și evaluarea diagramei indicate utilizând Excel.....	66
A) Determinarea geometriei motorului (cursă, alezaj, lungimea bielei), a dozei ciclice, a duratei ciclului, a lucrului mecanic efectiv și a lucrului mecanic indicat.....	68
B) Determinarea masei și presiunii inițiale din cilindru, reprezentarea legii de ardere de tip Vibe (Wiebe), a volumului și ariei totale a sistemului gaz	72
C) Calculul diagramei indicate pentru motorul considerat adiabatic	79
D) Calculul diagramei indicate cu luarea în considerare a pierderilor de căldură.....	82
E) Calculul lucrului mecanic indicat și a puterii efective unitare. Verificarea atingerii performanțelor impuse	86
Bibliografie.....	92

PREFAȚĂ

Lucrarea de față cuprinde aspecte legate de modul de determinare a soluției constructive a unui motor cu ardere internă cu piston în mișcare alternativă. Sunt prezentate elemente privind caracterizarea geometriei, a parametrilor cinematici și de regim și a unor indici constructivi de perfecțiune ai motoarelor, dar și unele conexiuni dintre acestea.

Regimurile de funcționare ce trebuie luate în considerare la proiectarea unui motor evidențiază necesitatea evaluării cât mai exact a diagramelor indicate ce le caracterizează, în vederea stabilirii solicitărilor mecanice și termice. Rezolvarea problemei determinării principalelor dimensiuni geometrice ale unui motor, pornind de la regimul de putere maximă, este prezentată succint pentru mai multe cazuri.

Principalul obiectiv al cărții este prezentarea metodei ciclului real de calcul a diagramei indicate. Această metodă se bazează pe primul principiu al termodinamicii și cuprinde luarea în considerare a pierderilor de energie termică prin pereții cilindrului precum și a arderii, care este modelată după o lege de tip Vibe (Wiebe). După prezentarea elementelor teoretice ale metodei, în ultimul capitol se exemplifică aplicarea ei prin construirea unui fișier Excel ce poate fi utilizat la evaluarea oricărui regim de funcționare a motorului.

Lucrarea se adresează în principal studenților de la programele de studii Autovehicule Rutiere și Sisteme și Echipamente Termice, precum și tuturor celor interesați de problematica prezentată.

Sorin Holotescu

1. INTRODUCERE

Funcționarea oricărui motor cu ardere internă cu piston în mișcare alternativă este rezultatul interacțiunii dintre un sistem mecanic și un sistem termogazodinamic. Sistemul mecanic cuprinde toate mecanismele ce compun motorul, iar dintre acestea cel mai important este mecanismul motor (cu părțile sale fixe și mobile). Sistemul termogazodinamic este alcătuit din toate volumele parcurse de fluidul de lucru - dintre care cel mai important este volumul cilindrului, pe care îl vom numi sistemul gaz din cilindru. Interacțiunea dintre cele două sisteme se realizează, în principal, prin intermediul frontierei mobile a sistemului gaz din cilindru (suprafața capului pistonului).

Sistemul mecanic realizează mișcări predeterminate, iar sistemul termogazodinamic realizează transformări predeterminate. Mișcările sistemului mecanic pregătesc și determină transformările predeterminate realizate în sistemul gaz care la rândul său, prin transformările realizate, întreține și determină mișcările sistemului mecanic în timpul funcționării motorului.

Rezultatul interacțiunilor dintre aceste sisteme se concretizează în momentul și puterea oferite consumatorului prin cupla motorului. Sistemul mecanic este alcătuit din mai multe mecanisme care trebuie proiectate astfel încât să asigure o funcționare sigură și eficientă a motorului.

Prezentarea modului de proiectare a acestor mecanisme este parte din conținutul disciplinelor similare cu cea care este denumită „Calculul și construcția motoarelor cu ardere internă”, iar prezentarea și proiectarea modului de realizare a transformărilor predeterminate din sistemul gaz este parte din conținutul disciplinelor similare cu cea care este denumită „Procese și caracteristici în motoare cu ardere internă”.

Nivelurile solicitărilor termice și mecanice ale părților sistemului mecanic sunt determinate de modul de desfășurare a transformărilor din sistemul gaz. Proiectarea unui motor implică și coerența conlucrării dintre sistemul mecanic și sistemul termogazodinamic, astfel încât să se obțină parametri de performanță doriți.

Parametrii definatorii pentru sistemul mecanic (format din ansamblurile de piese cuprinse în subsistemele ce îl definesc) sunt parametrii geometrici (dimensiunile pieselor), care determină parametrii cinematici și dinamici (vitezele, accelerațiile, forțele și momentele).

Pentru sistemul gaz, parametrii definatorii sunt parametrii geometrici (dimensiunile volumelor și secțiunilor parcurse de fluidul de lucru) și parametrii termogazodinamici (presiuni, temperaturi, densități, natura și participațiile speciilor chimice ce compun fluidul de lucru, etc.).

Parametrii definatorii pentru interacțiunea dintre cele două tipuri de sisteme sunt cei ce caracterizează regimul de funcționare al motorului, adică: turația, momentul, puterea, regimul termic, clasa de poluare. Se constată că există parametri comuni celor două sisteme, cum sunt cei ce definesc geometria motorului. Aceștia sunt implicați și în caracterizarea regimurilor de funcționare ale motorului.

Pe baza acestor observații introductive, am considerat că este util ca lucrarea de față să cuprindă aspecte legate de modul de determinare a soluției constructive a motorului, aspecte ce caracterizează geometria motorului și aspecte ce caracterizează interacțiunea dintre sisteme (ce determină principalele regimuri de funcționare ce trebuie luate în considerare pentru calculele de rezistență aferente pieselor ce compun sistemul mecanic), pe lângă partea principală care constă în prezentarea modului de determinare a dimensiunilor fundamentale ale motorului și a diagramei indicate pentru un regim impus prin metoda ciclului real.

2. GENERALITĂȚI PRIVIND STABILIREA FORMULEI CONSTRUCTIVE PENTRU UN MOTOR

Performanța principală a unui motor este puterea efectivă. Aceasta este impusă de destinația motorului, adică, în cazul autovehiculelor, de calculul de tracțiune. Pornind de la puterea efectivă a motorului, proiectantul stabilește formula constructivă a motorului.

Prin formulă constructivă se înțelege ansamblul tuturor soluțiilor care conferă motorului o individualitate clar determinată [1]. Formula constructivă a motorului se stabilește ținându-se cont de mai multe considerente cum ar fi: siguranța în funcționare, consumul minim de carburant, un nivel de poluare admisibil, durabilitate, greutate redusă, cost redus de fabricație, de deservire și de reparație, confort ridicat etc. În urma analizei factorilor amintiți se stabilește soluția de principiu, care cuprinde:

- numărul și așezarea cilindrilor,
- numărul de timpi,
- procedeul de aprindere (prin scânteie sau prin comprimare),
- gradul de forțare al motorului (prin supraalimentare sau altfel),
- organizarea mecanismului de distribuție,
- procedeul de răcire,
- geometria camerei de ardere,
- organizarea sistemului de ungere etc.

Formula constructivă a motorului este definită în proiectul tehnic al motorului, în concordanță cu destinația motorului, cu luarea în considerare a nivelului de solicitări mecanice și termice ale organelor motorului, dar și a condițiilor concrete de fabricație și exploatare.

Unele destinații de exploatare ale motorului impun univoc **alegerea tipului de motor** MAS (motor cu aprindere prin scânteie) sau MAC (motor cu aprindere prin comprimare). Spre exemplu, la cerințe foarte mari de putere se califică motoarele cu aprindere prin comprimare (care au și un consum specific de carburant mai redus). În prezent, în cazul autoturismelor, pentru încadrarea în normele de poluare, se califică doar motoarele cu aprindere prin scânteie. Criteriul ecologic obligă proiectanții să adopte soluții constructive care să permită reducerea până la eliminare a nivelului noxelor. Motoarele cu ardere internă pentru autovehicule sunt, cu rare excepții, **motoare în patru timpi**.

Determinarea **numărului de cilindri** este rezultatul unui compromis între costurile de deservire și reparații și solicitările termice și mecanice. Astfel, un număr mic de cilindri implică existența unui număr redus de repere adică o soluție mai simplă, cu cheltuieli de deservire și reparații mai reduse. Pentru reducerea solicitărilor termice și mecanice se mărește numărul de cilindri (crește compartimentarea litrajului motorului), reducându-se astfel puterea pe cilindru (puterea unitară). Un număr mai mare de cilindri asigură și o echilibrare mai bună cu uniformizarea momentului motor și cu reducerea variației vitezei unghiulare a arborelui cotit, concomitent cu reducerea masei raportate a motorului.

Așezarea cilindrilor influențează gabaritul și masa motorului. Soluția clasică este cea cu așezarea cilindrilor în linie, vertical. Această soluție asigură frecare mai redusă și implicit o uzură mai uniformă, de asemenea, montajul motorului este simplu, ușurând evident și operațiunile de întreținere și reparare. Această așezare a cilindrilor beneficiază și de avantajul acumulărilor tehnice pe parcursul dezvoltării motoarelor, fiind una dintre primele soluții constructive. În a doua jumătate a secolului trecut apar tot mai des motoare cu cilindri în V și mai mulți cilindri, cu scopul de a le reduce gabaritul la aceeași putere. Pentru MAS-urile cu 8 cilindri în V, de exemplu, se obține o reducere cu aproximativ 30% a lungimii motorului și cu 25% a masei. Aceste aspecte au făcut ca motoarele cu 8 cilindri în linie să fie abandonate. Reducerea lungimii motorului are implicații pozitive prin mărirea rigidității arborelui cotit, și prin posibilitatea eliminării amortizorului de vibrații torsionale. La motoarele de autovehicule cu mulți cilindri (6, 8, 10, 12) se utilizează curent soluția de motor în V. Pentru reducerea înălțimii motoarelor se utilizează fie soluția motoarelor în linie cu cilindri înclinați, fie motoare cu cilindri în V, cu unghiul V - ului de 60° , 90° , 120° , 180° , fie soluția motorului orizontal cu cilindri în linie sau opuși [1].

Alegerea regimului de putere maximă pentru un motor cu o nouă formulă constructivă se face fără a beneficia de reguli precise. Totuși, pot fi urmărite următoarele reguli generale [2]:

1. Nu alegeți ca puterea motorului nou să fie mai mică decât puterea motoarelor existente care fac același lucru, dacă nu aveți anumite motive speciale.

2. Puterea aleasă pentru motor trebuie să se bazeze pe estimările performanțelor noilor motoare și nu pe ce există pe piață în momentul începerii proiectului.

3. Este bine să planificați utilizarea unui cilindru cu un design dat la motoare care au un număr diferit de cilindri (design-ul cilindrului include ansamblul piston și ansamblul pieselor ce aparțin sistemului de distribuție care vor fi aceleași la toți cilindrii).

4. Proiectați motorul astfel încât să fie posibilă creșterea motorului prin dezvoltări ulterioare (este important să se folosească dimensiuni cât mai mari pentru supape, dar care să se potrivească cu spațiul oferit de chiulasă, chiar dacă sunt suficiente dimensiuni mai mici ale supapelor pentru puterea cerută inițial).

Obținerea de costuri de fabricație cât mai reduse au determinat **dezvoltarea de familii** de motoare având aproximativ aceleași piese componente, cu diferențieri constructive minime. Acest aspect a dus la apariția așa-zisei tipizări a motoarelor, ce se bazează pe utilizarea unui **monocilindru tip**. Astfel, la aceleași dimensiuni fundamentale se obțin mai multe motoare ce asigură acoperirea unui domeniu mare de puteri, prin modificarea numărului de cilindri sau cu modificări minime ale anumitor dimensiuni fundamentale.

Prin dezvoltarea unei familii de motoare se obțin mai multe avantaje ce rezultă din organizarea producției de serie, cu tehnologii evaluate pentru majoritatea pieselor (piston, segmenti, bolț, bielă, cuzineți, cilindru, supape etc.) în condițiile unor costuri reduse. Astfel, se obține și simplificarea lucrărilor de service și reparații, concomitent cu specializarea forței de

muncă. Dezvoltarea de familii de motoare oferă și posibilitatea ca producția diverselor piese să se realizeze în uzine specializate. Tipizarea pieselor face ca doar o parte din membrii familiei de motoare să atingă performanțele maxime.

3. CARACTERIZAREA GEOMETRIEI MOTORULUI

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

Elementele geometrice ce definesc monocilindrul sunt dimensiunile fundamentale ale motorului adică, alezajul cilindrului, cursa pistonului și lungimea bielei. Pentru cazul mecanismului motor normal axat (axa pistonului intersectează axa arborelui cotit), acestea sunt prezentate în figura 3.1 și detaliate mai jos:

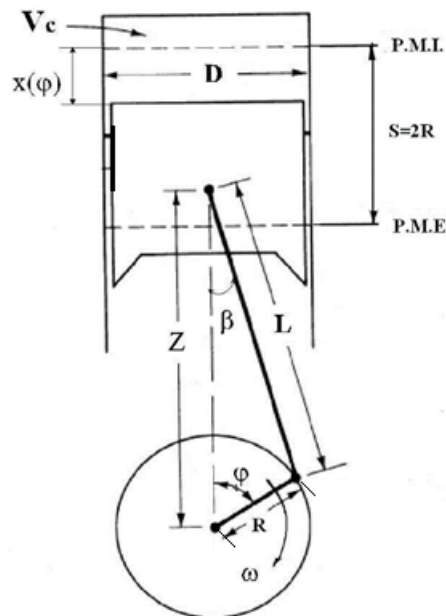


Fig. 3.1 - Mecanism motor normal axat

- D – alezajul cilindrului motorului,
- S = 2R – cursa pistonului sau distanța între P.M.I. (punctul mort interior) și P.M.E. (punctul mort exterior),
- R – raza manivelei sau distanța între axa arborelui cotit și axa fusului maneton,
- L – lungimea bielei,
- $x(\varphi)$ – deplasarea pistonului față de P.M.I.,

$\lambda_b = \frac{R}{L}$ - Raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei (alungirea relativă a bielei sau raportul adimensional al bielei) sau punând în evidență cursa $S = 2L$:

$$\lambda_b = \frac{S}{2L} \quad (3.1)$$

V_c – volumul minim de comprimare sau raportul de comprimare ε

$V(\varphi)$ – volumul instantaneu al cilindrului este dat de relația:

$$V(\varphi) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} x(\varphi) \quad (3.2)$$

Raportul de comprimare al motorului este definit prin relația:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_c + \frac{\pi D^2}{4} S}{V_c} \quad (3.3)$$

La motoarele actuale valoarea maximă a unghiului dintre axa cilindrului și bielă este între 12 și 18 grade ($\beta_{\max} = 12 \dots 18$ grade).

Alungirea relativă a bielei ia următoarele valori după [3]:

$$\lambda_b = \frac{1}{3,0} \dots \frac{1}{3,8} \quad (\text{motoare de automobile}) \quad (3.4)$$

$$\lambda_b = \frac{1}{3,2} \dots \frac{1}{4,2} \quad (\text{motoare de tractoare}) \quad (3.5)$$

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

Cunoașterea alezajului cilindrului și a cursei pistonului permite calculul cilindreei unitare V_s prin ecuația:

$$V_{s1} = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (3.6)$$

Geometria ansamblului cilindrilor motorului este determinată de numărul (i) de cilindri (ce permite calculul cilindeei totale $V_t = i V_{s1}$), de poziționarea acestora (în linie, în V, în H, în stea, etc.) și de modul de interconectare a cilindrilor (pe admisiune, respectiv pe evacuare), similar figurii 3.2:

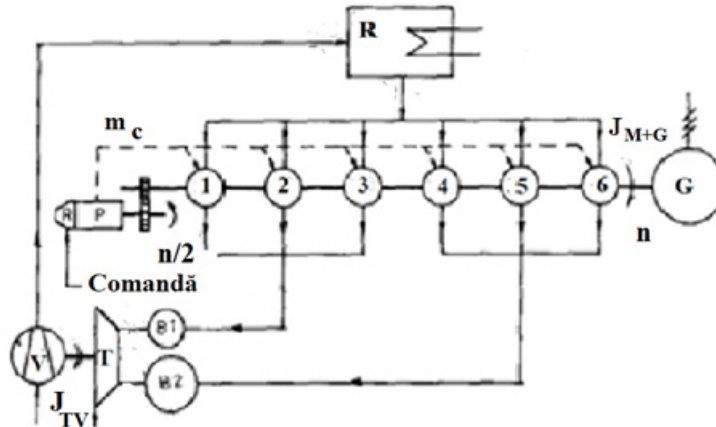


Fig. 3.2. Geometria de ansamblu a unui motor diesel cu cilindri în linie turbosupraalimentat echipat cu răcitor intermediar (V-ventilator (compresor), R-răcitor intermediar, 123456-cilindri, P-pompă carburant, T-turbină, G-consumator (generator de curent în acest caz))

Cilindreea totală $V_t = i V_{s1}$, este una dintre mărimile geometrice după care se clasifică motoarele pentru autoturisme. Astfel, distingem [1]:

1. Motoare de litraj mic $V_t \in (0.6 \div 1.1L)$
2. Motoare de litraj mediu $V_t \in (1.1 \div 1.8L)$
3. Motoare de litraj mare $V_t \in (1.8 \div 3L)$
4. Motoare de litraj foarte mare $V_t \in (3 \div 6L)$

Pentru cazul mașinilor de curse litrajul (cilindreea totală) determină încadrarea autoturismului într-o anumită formulă de concurs. Uneori, în proiectare această mărime se impune în raport cu destinația motorului. La motoarele de autocamioane sau autobuze litrajul motorului poate fi mult mai mare și poate fi și mai mare în cazul motoarelor feroviare sau navale.

Pe lângă parametrii adimensionali amintiți (λ_b , ε), se utilizează pentru caracterizarea geometriei motorului și parametrul adimensional ψ numit raportul cursă pe diametru adică:

$$\psi = \frac{S}{D} \quad (3.7)$$

Pe baza acestui raport motoarele se împart în trei categorii:

- 1.-motoare pătrate ($S=D$)
- 2.-motoare subpătrate la care ($S<D$ adică $\psi<1$)
- 3.-motoare suprapătrate la care ($S>D$ adică $\psi>1$)

Majoritatea motoarelor cu aprindere prin scânteie sunt motoare subpătrate iar majoritatea motoarelor diesel sunt suprapătrate.

Reducerea lui ψ , la aceeași cilindree, duce la micșorarea înălțimii motorului și deci și la micșorarea înălțimii autoturismului, simultan cu micșorarea rezistenței aerodinamice la înaintare (fapt ce permite obținerea unor viteze de deplasare sporite) și cu creșterea vizibilității pentru conducătorul auto.

În cazul în care axa cilindrului nu intersectează axa arborelui cotit, trebuie cunoscută și distanța dintre aceste axe (figura 3.3).

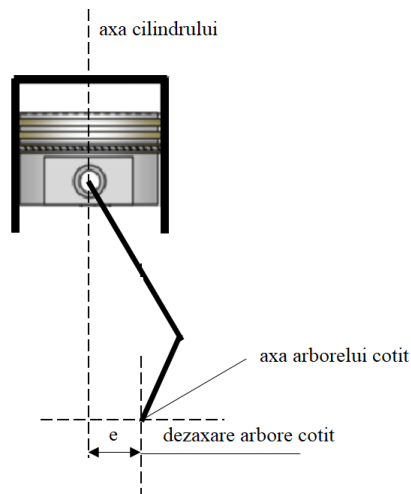


Fig. 3.3. Ilustrarea dezechinării arborelui cotit

Această mărime se numește dezechinarea arborelui cotit sau offsetul arborelui cotit. În figură această mărime s-a notat cu “e”. În acest caz mecanismul bielă-manivelă se numește mecanism normal dezechinat. În cazul mecanismului motor dezechinat trebuie specificată și dezechinarea (distanța dintre axa cilindrului și axa arborelui cotit).

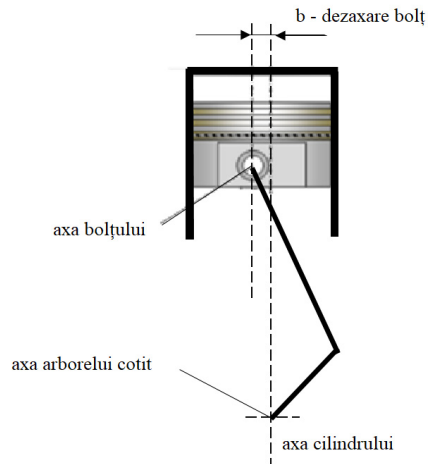


Fig. 3.4. Ilustrarea deaxării bolțului

Similar, dacă axa cilindrului nu intersectează axa bolțului, este necesar să se cunoască distanța dintre aceste axe. Această distanță se numește deaxarea bolțului sau offsetul bolțului. În figura 3.4 această mărime s-a notat cu “b”.

Existența unuia sau altuia dintre offseturile prezentate modifică ecuațiile ce descriu cinematica și dinamica mecanismului bielă-manivelă. Deoarece utilizarea unui mecanism normal axat este o alegere acoperitoare atât pentru caracterizarea proceselor cât și pentru calculele de rezistență și deoarece în acest caz ecuațiile sunt mai simple, în lucrarea de față considerăm doar acest caz.

4. PARAMETRII CINEMATICI ȘI DE REGIM

Pe lângă mărimile geometrice implicate în descrierea soluției constructive a motorului prezentate anterior, în descrierea performanțelor motorului mai sunt implicate două grupe de parametri primari: parametrii cinematici și parametrii de regim (care definesc și unele performanțe ale motorului la regimul ales).

Printre parametrii cinematici distingem:

-turația motorului n măsurată în rotații pe minut [rot/min]. Această mărime este implicată și în definirea regimului de funcționare al motorului, fiind deci și un parametru de regim.

-viteza unghiulară ω (considerată constantă) ce rezultă din turație, dar este măsurată în radiani pe secundă [rad/s]:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (4.1)$$

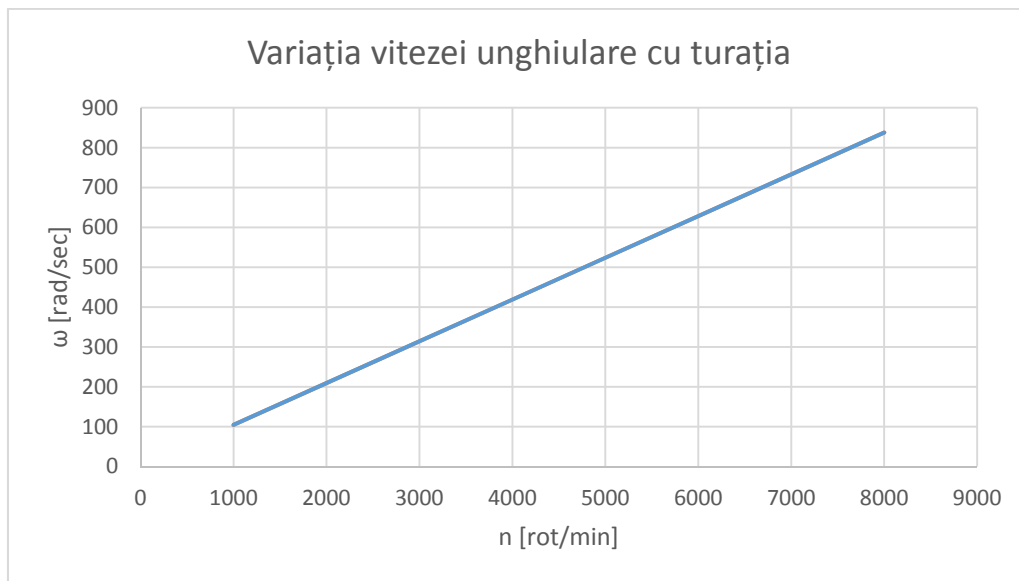


Fig. 4.1. Dependența vitezei unghiulare de turație

Graficul ce prezintă dependența dintre viteza unghiulară ω în [rad/s] și turația n în [rot/min], evidențiază clar faptul că viteza unghiulară este numeric mai mică numeric de aproximativ zece ori decât turația motorului.

Subliniem că viteza unghiulară poate fi considerată constantă doar în primă aproximație, caz în care ecuația de mai sus este corectă, în fapt ea reprezintă doar o aproximație. Conform definiției, viteza unghiulară instantanee este derivata în raport cu timpul a unghiului de rotație al arborelui cotit, fiind dată de relația

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad (4.2)$$

Viteza instantanee \dot{x} a pistonului aflat la deplasarea $x(\varphi)$ de piston este:

$$\dot{x} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dx}{d\varphi} \quad (4.3)$$

Accelerația instantanee (ce determină mărimea forțelor de inerție) rezultă prin derivare în raport cu timpul este:

$$\ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \frac{dx}{d\varphi} + \omega^2 \frac{d^2x}{d\varphi^2} \quad (4.4)$$

Dacă se admite că viteza unghiulară instantanee este constantă atunci relația pentru accelerație devine:

$$\ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dt} = \omega^2 \frac{d^2x}{d\varphi^2} \quad (4.5)$$

- viteza medie a pistonului w_p , exprimată în metri pe secundă [m/s]:

$$w_p = \frac{S n}{30} \quad (4.6)$$

-durata ciclului t_c , exprimată în secunde [s]:

$$t_c = \frac{60 j}{n} \quad (4.7)$$

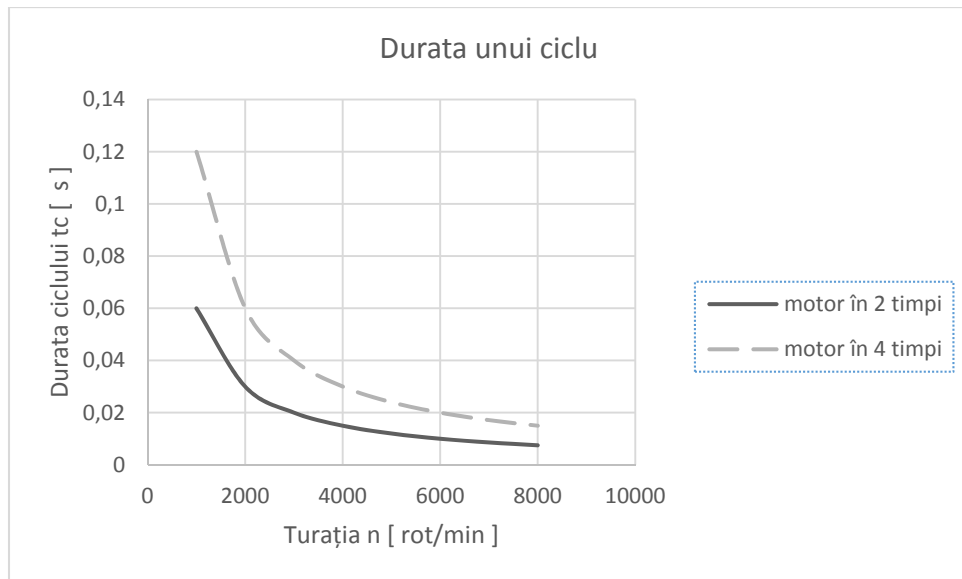


Fig. 4.2 – Dependența duratei ciclului de turație

Dintre parametri de regim luăm în considerare pe lângă turația n și următoarele mărimi:
 - lucrul mecanic indicat net L_{in} [J], dat de relația:

$$L_{in} = \oint_{\hat{I}SA}^{\hat{I}SA+720^{\circ}} p dV = \int_0^{720^{\circ}} p dV \quad (4.8)$$

unde p este presiunea instantanee din cilindru exprimată în [Pa], V este volumul instantaneu în $[m^3]$ iar $\hat{I}SA = \varphi_{\hat{I}SA}$ este momentul de închidere a supapei de admisiune (considerat începutul ciclului următor), exprimat în grade de rotație ale arborelui cotit [$^{\circ}RAC$] față de originea mișcării ($\varphi=0$ corespunde momentului în care pistonul se găsește în PMI (volum minim) pe perioada de schimb de încărcătură).

- lucrul mecanic efectiv, dat de relația:

$$L_e = \eta_m L_{ib} \quad (4.9)$$

unde L_{ib} (aria buclei mari a diagramei (p, V)) este definit de :

$$L_{ib} = \int_{180^{\circ}}^{540^{\circ}} p dV \quad (4.10)$$

iar η_m este randamentul mecanic dat de relația:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_{ib}} \quad (4.11)$$

- lucrul mecanic corespunzător rezistențelor proprii L_{rp} :

$$L_{rp} = L_{ib} - L_e \quad (4.12)$$

- presiunea medie efectivă p_e :

$$p_e = \frac{L_e}{V_t} = \frac{L_{e1}}{V_S} \quad (4.13)$$

Ultima relație rezultă deoarece avem următoarele egalități:

$$L_e = i L_{e1} \quad (4.14)$$

$$V_t = i V_S$$

unde i reprezintă numărul de cilindri, L_{e1} lucrul mecanic efectiv realizat de un singur cilindru, iar V_S reprezintă cilindrarea unui cilindru (V_t fiind cilindrarea totală).

- presiunea medie efectivă corespunzătoare rezistențelor proprii p_{rp} :

$$p_{rp} = \frac{L_{rp}}{V_t} \quad (4.15)$$

- puterea efectivă a motorului reprezintă de fapt puterea medie a ciclului și este dată de relația:

$$P_e = \frac{L_e}{t_c} = i \frac{L_{e1}}{t_c} \quad (4.16)$$

Această relație rezultă din medierea puterii instantanee pe durata unui ciclu (i reprezintă numărul de cilindri ai motorului, t_c este durata ciclului în secunde iar L_{e1} lucrul mecanic efectiv realizat de un singur cilindru). Puterea mecanică instantanee dată de un cilindru este, prin definiție, derivata lucrului mecanic (în acest caz lucru mecanic efectiv) în raport cu timpul, adică:

$$P_{e1}(t) = \frac{dL_{e1}}{dt} \quad (4.17)$$

Mediind pe durata unui ciclu obținem:

$$P_{e1} = \frac{\int_0^{t_c} \frac{dL_{e1}}{dt} dt}{t_c} = \frac{\int_0^{t_c} dL_{e1}}{t_c} = \frac{L_{e1}}{t_c} \quad (4.18)$$

Puterea efectivă corespunzătoare unui singur cilindru se numește putere efectivă unitară depinde de numărul de cilindri i și este legată de puterea efectivă a motorului prin relația:

$$P_{e1} = \frac{P_e}{i} \quad (4.19)$$

Puterea efectivă P_e a motorului, poate fi exprimată în funcție de parametrii deja definiți astfel:

$$P_e = \frac{L_e}{t_c} = \frac{L_e V_t}{V_t t_c} = p_e \frac{i \pi \frac{D^2}{4} S}{\frac{60j}{n}} = i p_e w_p D^2 \left(\frac{\pi}{8j} \right) \quad (4.20)$$

Această relație pune în evidență dependența puterii efective de parametri utilizați la compararea performanțelor motoarelor sau la clasificarea acestora.

- momentul mediu efectiv M_e care este legat de puterea efectivă prin relația:

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} = \frac{L_e}{t_c} \frac{1}{\omega} = \frac{L_e}{\frac{60j}{n}} \frac{1}{\frac{\pi n}{30}} = \frac{L_e}{2\pi j} \quad (4.21)$$

este o altă mărime ce caracterizează performanțele motorului (j este numărul de rotații pe ciclu).

O mărime indispensabilă pentru caracterizarea performanțelor motorului este consumul specific efectiv de carburant c_{se} , exprimat în [g/kWh]. Acesta reprezintă de fapt masa de carburant consumată pentru obținerea unității de putere (timp de o oră la regim stabilizat) și poate fi exprimată cu ajutorul consumului orar de carburant c_h [g/h] realizat la regimul stabilizat de funcționare, definit de turația n și puterea P_e [kW] (la un regim termic constant) prin relația:

$$c_{se} = \frac{c_h}{P_e} \quad (4.22)$$

Consumul specific efectiv de carburant reprezintă un criteriu care caracterizează performanțele termodinamice împreună cu cele economice, dar și cu cele ecologice. Evident, c_{se} trebuie să fie cât mai mic.

Tabelul 4.1. Indici de performanță pentru motoare (prelucrare după [4])

	N [rot/min]	p_e [bar]	η_e	ε	w_p [m/s]
MAS	<7000	8-13	0.25-0.35	6-12	9-20
MAC	<5000	7-22	0.3-0.4	16-22	9-16
Camioane MAC	<3000	15-25	0.3-0.45	10-22	9-14

Tabelul 4.2 - Indici de performanță ai motoarelor de autovehicule (prelucrare după [1])

	η_i	η_e	η_m	p_i [bar]	p_e [bar]	c_{se} [g/kwh]
MAS	0.25-0.35	0.21-0.29	0.8-0.85	8.5-12 10-16*	6.5-9 8.5-12*	300-410
MAC	0.35-0.52	0.28-0.41	0.75-0.85	8-11 10-20*	6.5-8.5 8-13*	200-300

*-motoare supraalimentate

Performanța ecologică este exprimată în primă aproximație și de coeficientul excesului de aer λ , care caracterizează amestecul combustibil carburant - comburant (aer) comparativ cu amestecul stoechiometric (pe lângă c_{se}). Această mărime este exprimată prin relația:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}} \quad (4.23)$$

adică printr-un raport de rapoarte, unde m_a este masa de aer captată în cilindru, m_c este masa de carburant introdusă în cilindru pe ciclu. Raportul $\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}$ caracterizează amestecul stoechiometric aer - carburant (amestecul omogen care are cantitatea minimă de aer ce asigură arderea completă a carburantului) și este caracteristic fiecărui tip de carburant.

Motoarele cu aprindere prin scânteie funcționează cu λ în jur de o unitate pentru a se asigura o cantitate minimă de noxe. Aceste motoare pot funcționa atât cu amestecuri bogate în carburant ($\lambda < 1$) cât și cu amestecuri sărace în carburant ($\lambda > 1$). Coeficientul excesului de aer este limitat atât la amestecurile bogate cât și la cele sărace, astfel că în timpul funcționării avem $0.8 < \lambda < 1.2$ (la MAS cu formarea exterioară a amestecului).

Pentru încadrarea în normele de poluare, la MAC se impune ca pentru regimurile de sarcină plină (și deci și la regimul nominal), **coeficientul excesului de aer** λ supranumit și coeficientul de dozaj, să fie din ce în ce mai mare, depășind în prezent valoarea de 1.4 (valoarea de 1.2 este în zona limitei de fum (poluare mare) unde se obțin puteri maxime). La celelalte regimuri λ ia valori mai mari pentru a se obține încadrarea motorului în limitele de poluare impuse prin lege.

În literatura engleză de specialitate se utilizează pentru caracterizarea amestecului și **raportul dintre componente** Φ (numit și **raport echivalent**) care este inversul coeficientului excesului de aer λ :

$$\Phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{m_c}{m_a} \frac{1}{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{st}} = \frac{L_{min}}{L} \quad (4.24)$$

Notațiile L și L_{min} sunt utilizate în cazul în care nu ne referim explicit la motor, în acest caz L reprezintă aerul disponibil efectiv unui kilogram de carburant, iar L_{min} reprezintă masa minimă de aer necesară arderii stoechiometrice a unui kilogram de carburant.

5. INDICI CONSTRUCTIVI DE PERFECȚIUNE AI MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

În caracterizarea soluției constructive a motorului se utilizează mărimi ce sintetizează posibilitatea de comparare a încărcărilor termice și mecanice ale motorului cum ar fi puterea raportată la aria pistonului P_A și puterea litrică P_L . Pe lângă acești indici constructivi, se utilizează și indicii numiți masa raportată m_P și masa litrică m_L .

Puterea efectivă unitară P_{e1} determină valoarea puterii raportate la aria pistonului P_A prin relația:

$$P_A = \frac{P_{e1}}{\pi \frac{D^2}{4}} \quad (5.1)$$

Puterea raportată la aria pistonului P_A este direct legată de încărcarea termică a pistonului, care reprezintă un parametru (limitat superior de calitatea materialelor utilizate) ce influențează decisiv fiabilitatea motorului.

Puterea litrică P_L este raportul dintre puterea efectivă a motorului P_e și cilindrul totală, adică:

$$P_L = \frac{P_e}{V_t} = \frac{P_{e1}}{V_s} \quad (5.2)$$

Acest parametru sintetizează eficiența utilizării cilindrului total a motorului pentru obținerea de putere utilă (efectivă) și este de dorit să fie cât mai mare (evident, cu păstrarea constrângerilor impuse de criteriile de fiabilitate și ecologice). La motoarele cu aprindere prin scânteie aspirate pentru autoturisme, puterea litrică este de aproximativ 55 kW/l și poate ajunge la peste 125 kW/l la motoarele de curse [1]. Puterea litrică este mai mare la motoarele supraalimentate.

La acești parametri este necesar să adăugăm criteriul masei raportate a motorului m_P ce reprezintă masa motorului m_M raportată la puterea sa efectivă (nominală) P_e , adică:

$$m_P = \frac{m_M}{P_e} \quad (5.3)$$

Acest parametru exprimă cantitatea de materiale utilizată pentru obținerea unității de putere efectivă. Cu cât valoarea lui m_P este mai mică, cu atât este mai bine. Evident el este determinat și de caracteristicile termo-mecanice ale materialelor utilizate și depinde de ce se consideră că face parte din motor. Masa raportată determină și gabaritul motorului, fapt esențial

pentru autovehicul. Acest indice variază continuu (spre exemplu în prima parte a secolului trecut a scăzut de 10 ori de la 22 kg/kW la 2.2 kg/kW), ajungând în prezent ca la motoarele de autoturisme cu aprindere prin scânteie să fie în jur de 1 kg/kW. La motoarele diesel masa raportată este mai mare datorită solicitărilor termice și mecanice mai mari. Putem scrie următoarele egalități:

$$m_p = \frac{m_M V_t}{P_e V_t} = \frac{m_M}{V_t} \frac{1}{\frac{P_e}{V_t}} = \frac{m_L}{P_L} \quad (5.4)$$

În ultima egalitate apare puterea litrică P_L , parametru deja definit și masa litrică m_L , parametru definit de relația:

$$m_L = \frac{m_M}{V_t} \quad (5.5)$$

Acest indice de performanță reprezintă raportul dintre masa totală a motorului (fără lichide) raportată la cilindrul total. El este un indice constructiv și tehnologic care exprimă cantitatea de materiale utilizată la realizarea unei cilindre de 1 l.

Utilizarea de materiale superioare permite reducerea semnificativă a acestui indice dacă se păstrează performanțele motorului. Evident că în practică se măresc și performanțele de putere și moment fapt ce determină creșterea masei litrice. Asta face ca masa litrică să rămână aproximativ constantă deși performanțele de putere, moment și consum se îmbunătățesc continuu. La motoarele cu aprindere prin scânteie masa litrică este aproximativ de 50-55 kg/l, iar la motoarele diesel de aproximativ 60-70 kg/l existând tendința ca aceste valori să scadă.

Tabelul 5.1. Date de proiectare și funcționare pentru motoarele cu aprindere prin scânteie în patru timpi (prelucrare după [5])

	ε	D [m]	ψ	n [rot/min]	p_e [bar]	P_L [kW/l]	m_p [kg/kW]	c_{se} [g/kWh]
Motoare mici	6-11	0.05-0.085	0.9-1.2	4500-7500	4-10	20-60	5.5-2.5	350
Motoare pentru autoturisme	8-10	0.07-0.1	0.9-1.1	4500-6500	7-10	20-50	4-2	270
Motoare pentru camioane	7-9	0.09-0.13	0.7-1.2	3600-5000	6.5-7	25-30	6.5-2.5	300
Motoare mari cu gaz	8-12	0.22-0.45	1.1-1.4	300-900	6.8-12	3-7	23-35	200

Tabelul 5.2. Date de proiectare și funcționare pentru motoarele cu aprindere prin comprimare în patru timpi (prelucrare după [5])

	ε	D [m]	ψ	n [rot/min]	p_e [bar]	P_L [kW/l]	m_p [kg/kW]	c_{se} [g/kWh]
Motoare pentru autoturisme	17-23	0.075-0.1	1.2-0.9	4000-5000	5-7.5	18-22	5-2.5	250
Motoare pentru camioane	16-22	0.1-0.15	1.3-0.8	2100-4000	6-9	15-22	7-4	210
Motoare navale sau pentru locomotive	12-18	0.15-0.4	1.1-1.3	425-1800	7-23	5-20	6-18	190
Motoare mari navale sau staționare	10-12	0.4-1	1.2-3	110-400	9-17	9-17	12-50	180

6. CONEXIUNI ÎNTRE PARAMETRI

Viteza medie a pistonului determină nivelul frecării dintre piston și cămașa cilindrului (de exemplu), aceasta fiind mai mare la viteze mai mari. Se poate pune problema creșterii turației motorului cu păstrarea vitezei medii a pistonului (menținând astfel nivelul frecării) pentru a crește puterea motorului.

Se constată că micșorarea raportului cursă/alezaj ψ cu păstrarea cilindreei, permite creșterea turației motorului n fără a afecta viteza medie a pistonului w_p . Într-adevăr, dacă ținem cont de relația de definiție a vitezei medii a pistonului și dacă notăm cu indicele ref cazul de referință, putem scrie relațiile ce exprimă:

1) Păstrarea cilindreei:

$$\pi \frac{D^2}{4} S = \pi \frac{D_{ref}^2}{4} S_{ref} \quad (6.1)$$

2) Păstrarea vitezei medii a pistonului:

$$w_p = w_{p,ref} \quad (6.2)$$

Explicitând, obținem pentru vitezele medii ale pistonului:

$$w_p = \frac{S n}{30} \quad (6.3)$$

$$w_{p,ref} = \frac{S_{ref} n_{ref}}{30} \quad (6.4)$$

Respectiv, pentru criteriul raportului cursă/alezaj:

$$\psi = \frac{S}{D} \quad (6.5)$$

$$\psi_{ref} = \frac{S_{ref}}{D_{ref}} \quad (6.6)$$

de unde rezultă:

$$\frac{n}{n_{ref}} = \left(\frac{\psi_{ref}}{\psi} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (6.7)$$

Acest fapt înseamnă că, dacă $\psi < \psi_{ref}$ atunci $n > n_{ref}$, adică putem crește turația motorului cu păstrarea vitezei medii a pistonului și a cilindreei.

Mărirea turației implică afectarea umplerii dar, dacă se mărește alezajul, atunci se pot obține secțiuni mai mari pentru supape și deci se poate anihila acest efect, păstrând doar aspectele pozitive legate de mărirea puterii motorului.

La scăderea raportului ψ , respectiv a cursei S , se obține și o creștere a turației critice a arborelui cotit, fapt ce permite creșterea turației fără a exista pericolul de rezonanță.

Micșorarea raportului cursă/alezaj este implicată și în nivelul presiunilor maxime din cilindru, dar și în desfășurarea procesului de ardere. La MAS alezaje prea mari pot duce la ardere cu detonație iar la MAC în aceste cazuri devine necesară creșterea penetrației jetului pentru promovarea formării amestecului și uniformizarea câmpurilor (de concentrații, de temperaturi, de viteze, de presiuni, etc.) din cilindru.

Frecările dintre suprafața pistonului și inelul cilindrului sunt determinate de viteza relativă dintre acestea, adică de viteza pistonului. Din această cauză, încărcarea mecanică și termică a organelor mecanismului motor se corelează cu viteza medie a pistonului.

Viteza medie a pistonului este proporțională cu turația și cu deplasarea maximă a pistonului (cursa). De obicei, în proiectare se impune n pentru a se obține puteri corespunzătoare fără a compromite umplerea și arderea și fără a amplifica forțele de inerție.

Viteza medie a pistonului unui MAS este mai mare ca a unui MAC. Evident, motoarele de curse au cele mai mari viteze medii pentru piston (peste 23 m/s).

O altă problemă care poate fi întâlnită în procesul de proiectare este cea a impactului creșterii numărului de cilindri asupra indicilor constructivi m_P și P_L , în condițiile existenței unei similitudini mecanice și termice între variantele studiate.

Relația de definiție a puterii efective a motorului P_e coroborată cu cea a vitezei medii a pistonului w_p , cu presiunea medie efectivă p_e , cu cilindreea totală V_t și cu cea a duratei ciclului t_c ne permit să afirmăm că aceasta este proporțională cu pătratul alezajului D^2 .

Se poate afirma că masa motorului m_m este proporțională cu cubul alezajului D^3 . În consecință pentru masa raportată a motorului m_P (masa motorului/puterea efectivă) și pentru puterea litrică P_L (puterea efectivă/cilindreea totală) se obțin următoarele dependențe:

$$m_P \sim \frac{D^3}{i p_e w_p D^2} = \frac{D}{i p_e w_p} \quad (6.8)$$

$$P_L \sim \frac{p_e w_p D^2}{S D^2} = \frac{p_e w_p}{S} \quad (6.9)$$

Aceste relații arată că dacă două motoare de aceeași putere îndeplinesc și condițiile de similitudine mecanică ($w_p = \text{ct.}$) și de similitudine termică ($p_e = \text{ct.}$), atunci prin creșterea numărului de cilindri și reducerea lui S masa raportată și puterea litrică se îmbunătățesc. Pentru motoare similare mecanic și termic cu aceleași alezaj D , m_P scade cu mărirea numărului de cilindri.

Obținerea de puteri litrice mai mari la aproximativ același gabarit al motorului și același consum de metal se obține prin forțarea motorului (creșterea puterii pe unitatea de cilindree, prin mărirea presiunii medii efective p_e și a turației n) eventual prin supraalimentare.

Supraalimentarea și răcirea intermediară permit obținerea de presiuni medii efective mari și la turații relativ scăzute. Obținerea de materiale tot mai performante, mai ușoare și mai rezistente a permis reducerea valorii criteriului masei raportate m_P la valori inferioare lui $m_P=0.35$ kg/kW [1].

Cea mai importantă mărime este puterea efectivă unitară, deoarece ea determină (sau rezultă din) compartimentarea motorului și gradul de solicitare termică și mecanică a organelor mecanismului motor. Această mărime este limitată de nivelul admis pentru starea termică a pistonului, stare caracterizată prin: temperatura și prin gradientul de temperatură.

Temperatura maximă se limitează pentru a menține solicitarea termică la o valoare admisibilă și pentru a preveni blocarea segmentului de foc. Creșterea tensiunilor și deformațiilor termice este limitată prin fixarea unei valori maxime admisibile pentru gradientul de temperatură.

Gradul de încărcare termică este determinat de fluxul de căldură ce trece de la sistemul gaz din cilindru la piston, flux ce depinde de coeficientul convectiv de schimb de căldură, de temperatura fluidului motor și de temperatura la suprafața capului pistonului și de aria acesteia.

Aspectele prezentate ne dau prilejul să evidențiem cel puțin trei formulări privind problema modului în care putem influența încărcarea termică a pistonului:

1) Cum este mai bine să mărim puterea efectivă unitară: prin mărirea turației dar cu menținerea presiunii medii efective, sau prin mărirea presiunii medii efective prin supraalimentare, cu menținerea turației?

2) Cum este mai favorabil din punct de vedere al încărcării termice a pistonului: să avem aceeași putere efectivă unitară obținută la o turație ridicată și o cilindree redusă, sau aceasta să fie obținută la o cilindree ridicată și o turație redusă?

3) Cum este mai favorabil din punct de vedere al încărcării termice a pistonului: să avem aceeași putere efectivă unitară obținută la o presiune medie efectivă ridicată și o turație redusă, sau să avem o presiune medie efectivă redusă la o turație ridicată ?

Se poate demonstra [6] că modul de mărire al puterii efective unitare este mai favorabil când se mărește presiunea medie efectivă prin supraalimentare cu menținerea turației decât invers. Aceasta deoarece la utilizarea supraalimentării temperatura pistonului crește mai încet.

Se constată că principalul avantaj al unui motor cu turație mai redusă este reducerea încălzirii termice a motorului (reducerea temperaturii pistonului), fapt ce permite evitarea fenomenului de blocare a segmentilor și ușurează alegerea calității uleiului folosit la ungere.

La motoarele cu alezaj redus încălzirea termică nu este atât de importantă deoarece tensiunile de origine termică rezultate sunt mici.

7. REGIMURILE DE FUNCȚIONARE UTILIZATE ÎN PROIECTAREA MOTOARELOR

În proiectare sunt importante regimurile de funcționare care determină niveluri maxime de solicitări ale motorului [1], [7]. Dintre acestea, distingem, conform figurilor 7.1 și 7.2:

- regimul de putere maximă RP, de coordonate (n_P, P_{max}) ,
- regimul de moment maxim RM, de coordonate (n_M, M_{max}) ,
- regimul de turație maximă RN, de coordonate $(n_{max}, 0)$.

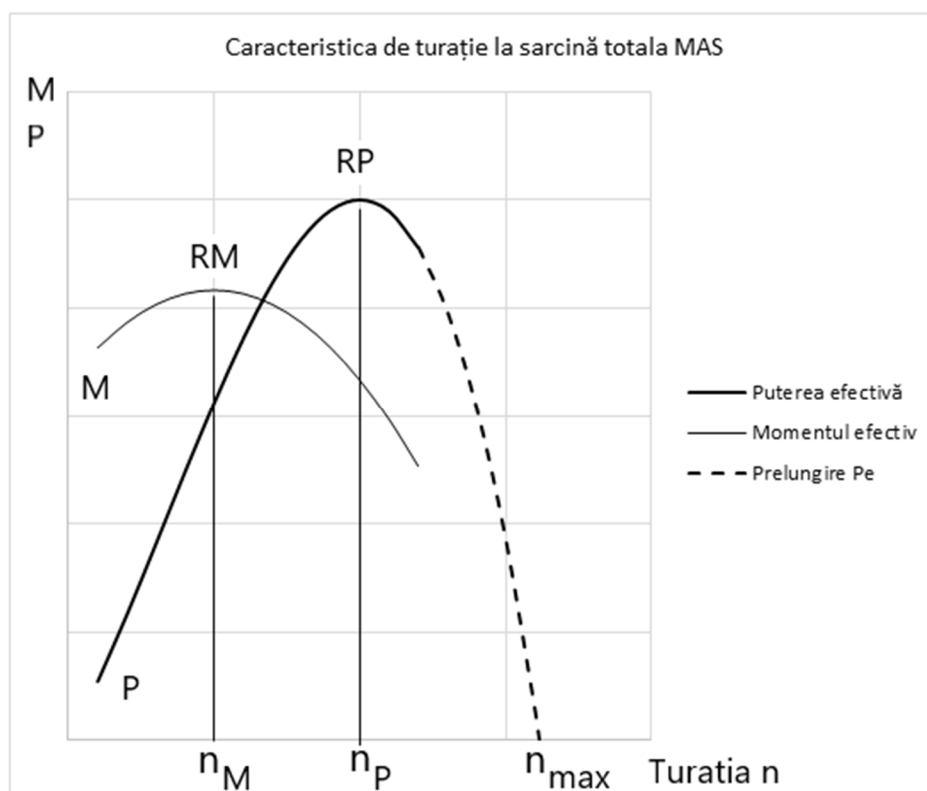


Fig. 7.1. Regimurile de calcul la MAS

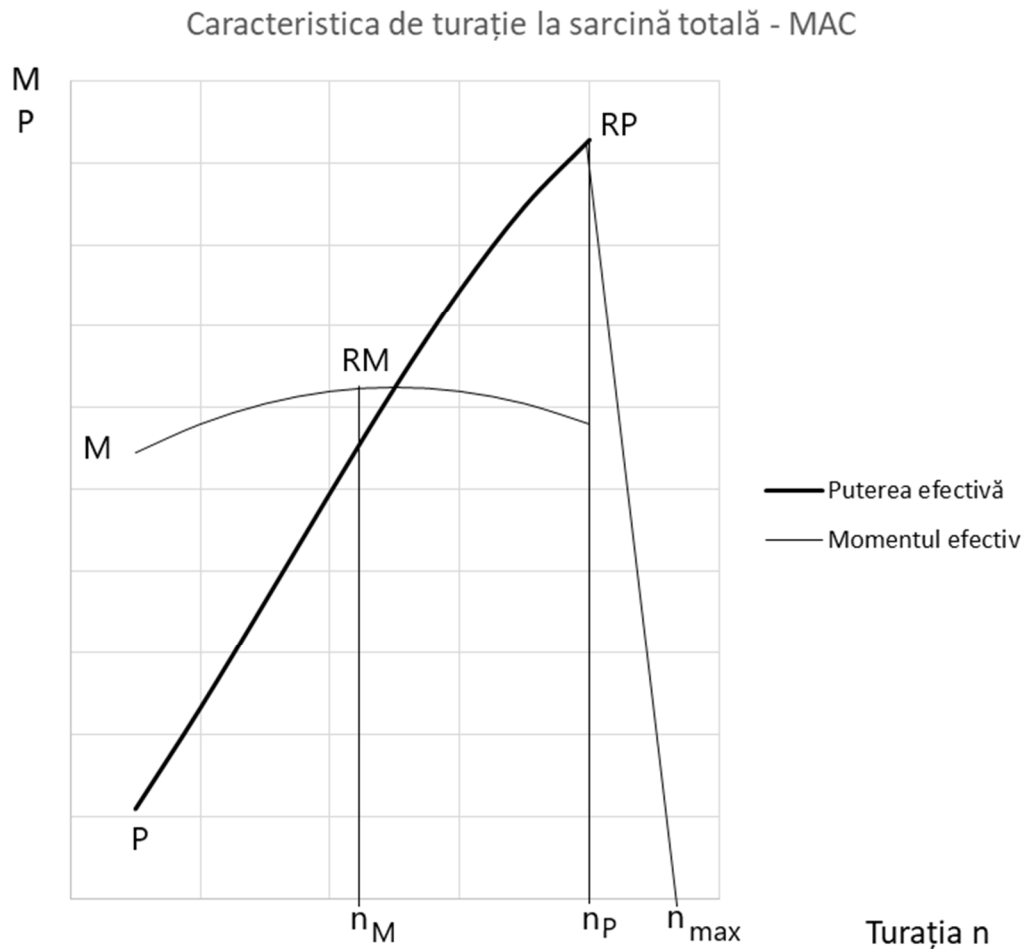


Fig. 7.2. Regimurile de calcul la MAC

În cazul regimului de putere maximă RP, organele motorului sunt solícitate de forțe și momente apropiate de valorile maxime deoarece atât forțele determinate de presiunea gazelor cât și cele de inerție sunt aproape de limita superioară. Acest fapt face ca regimul RP să fie utilizat la verificarea siguranței în funcționare a motorului, prin evaluarea nivelului de solícitări mecanice, dar și a durabilității.

La regimul RP încărcarea termică a organelor atinge cotele maxime datorită nivelurilor ridicate ale fluxurilor de energie termică. Funcționarea îndelungată la acest regim poate modifica proprietățile materialelor utilizate (inclusiv ale uleiului) rezultând deformații (cu pericol de gripaj) și tensiuni suplimentare. Proiectarea corectă a organelor la regimul RP asigură siguranța în funcționare și durabilitatea motorului.

Regimul de moment maxim RM este reprezentat de punctul de maxim pentru moment pe caracteristica de turație la sarcină totală. La acest regim presiunea maximă din cilindru poate fi cu aproximativ 25% mai mare decât presiunea maximă atinsă la regimul RP de putere maximă, determinând, evident, valori ale forțelor de presiune a gazelor mărite, în concordanță cu acest fapt.

Turația n_M este aproximativ jumătate din turația corespunzătoare puterii maxime n_P astfel că forțele de inerție se reduc de aproximativ patru ori. Deoarece în unele cazuri forțele de inerție descarcă eforturile create de forța de presiune a gazelor, rezultă că la acest regim pot apare solicitări superioare (efectul de scădere a eforturilor datorat forțelor de inerție devine neglijabil).

Regimul de turație maximă RN se situează pe axa absciselor la intersecția cu prelungirea curbei de putere. Un astfel de regim apare în cazul ambalării motorului, caz în care el funcționează în gol ($P_e = 0$). În acest caz forțele datorate presiunii gazului din cilindru sunt minime dar forțele de inerție ating valori maxime, astfel că poate fi compromisă siguranța în funcționare.

Pentru calcule se admite că $n_{max} = 1.4-1.6 n_P$, când motorul nu are limitator de turație, și $n_{max} = 1.1-1.2 n_P$, pentru motoarele echipate cu limitator de turație sau regulator [1].

Regimurile RP și RM pun în evidență solicitările termice și mecanice maxime, fiind implicate la determinarea deformațiilor și eforturilor în cazul calcului la solicitări statice. În cazul calculului de rezistență la solicitări variabile este necesar să se introducă un factor de corecție pentru rezistența la oboseală.

Pentru a se asigura o fiabilitate maximă se poate adopta strategia celui mai frecvent regim de funcționare RF, funcție de destinația motorului. Această strategie implică analiza regimurilor de exploatare ale motorului. Spre exemplu, în figura 7.3, ce redă durata regimului de funcționare în procente, se observă că regimul cel mai des întâlnit se găsește între 40% și 60% din sarcina plină.

În [1] se prezintă rezultatele experimentărilor realizate pe un autocamion cu 4 tone sarcină utilă. Aceste rezultate arată că în 90% din durata totală de funcționare motorul nu a depășit 60% din sarcina maximă, după cum se observă în figura 7.4.

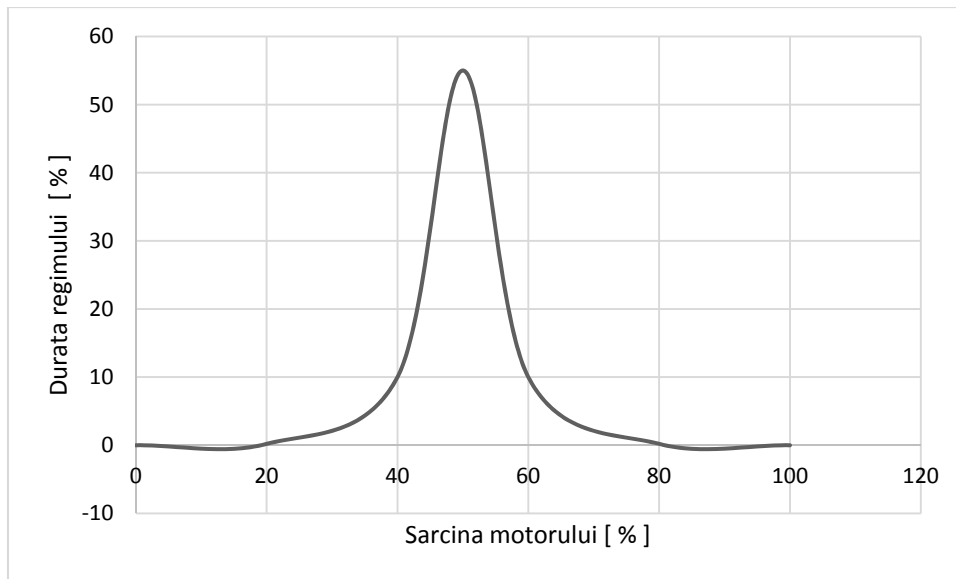


Fig. 7.3. Durata de apariție a unui regim de exploatare

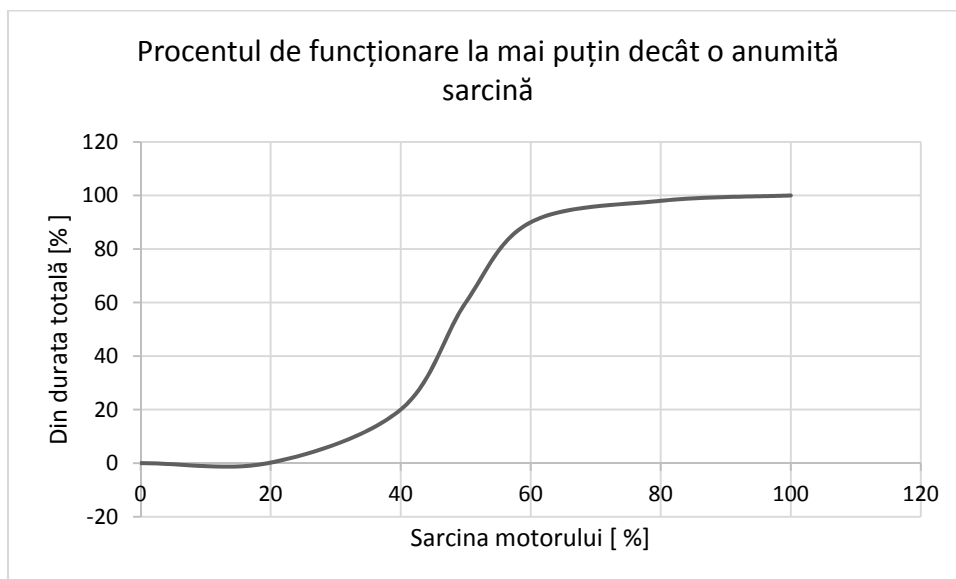


Fig. 7.4. Durata procentuală a apariției în exploatare de sarcini mai mici decât sarcina aleasă

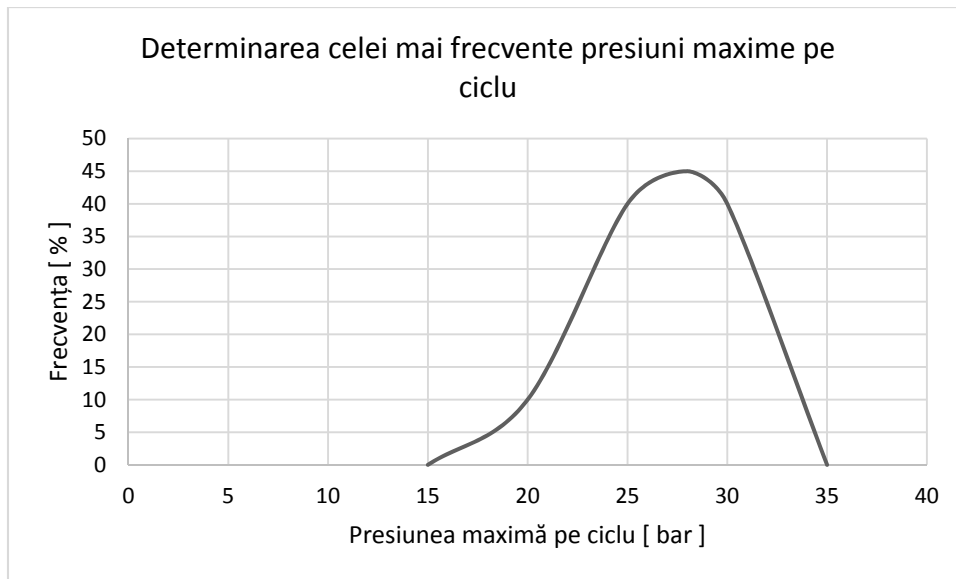


Fig. 7.5. Cea mai frecventă presiune maximă (MAS)

De asemenea, se observă că durata de apariție a regimurilor de sarcină superioară lui 0.8 din sarcina totală este nesemnificativă. Presiunea maximă din cilindru (care determină solicitările din mecanismul motor) este corelată cu regimurile de funcționare, astfel că se poate obține curba de distribuție a frecvenței de apariție a presiunii p_{\max} (a forței maxime de presiune și a eforturilor unitare produse de ea), conform figurii 7.5.

Solicitările pieselor din mecanismul motor la regimurile RP și RM apar rar, conform studiilor statistice. În exploatare, regimurile de funcționare se modifică aleator, fapt ce impune ca acest aspect să fie introdus în mersul de calcul aferent dimensionării organelor mecanismului motor.

8. FORMULĂRI ALE PROBLEMEI DETERMINĂRII PRINCIPALELOR DIMENSIUNI GEOMETRICE ALE UNUI MOTOR PORNIND DE LA REGIMUL DE PUTERE MAXIMĂ

Regimul de putere maximă este un regim de funcționare continuă a motorului ce poate fi diferit de regimul nominal. Regimul de putere maximă RP este definit pe caracteristica de turație la sarcină totală, de puterea maximă și de turația corespunzătoare (n_P , P_{\max}).

Regimul nominal este un regim stabilizat, definit de turația nominală n_N (turația maximă ce permite funcționarea continuă a motorului) și de puterea efectivă nominală, egală cu puterea efectivă continuă maximă P_e corespunzătoare acestei turații [1]. Regimul termic al motorului caracterizat, de exemplu, prin temperatura gazelor de ardere T_{ga} , este o mărime care în stadiul de anteproiect poate rezulta din calculul termic estimativ privind defășurarea proceselor din cilindru. Acest regim corespunde cu regimul de putere maximă doar în cazul unor motoare cu aprindere prin comprimare la care motorul este obligat (prin reglaje) să funcționeze sub regimul posibil de putere maximă, vezi figura 7.2 (care se atinge la turații superioare concomitent cu atingerea limitei de fum pentru coeficientul excesului de aer λ_{LF}).

În cele ce urmează vom considera cunoscut (impus) regimul de putere maximă (n_P , P_{\max}). Celelalte regimuri posibile amintite pot fi evaluate din punct de vedere termic și mecanic pentru soluția constructivă ce rezultă din impunerea acestui regim.

Problema determinării principalelor dimensiuni geometrice ale unui motor pornind de la regimul de putere maximă poate fi rezolvată doar după adoptarea unei soluții constructive ce impune, printre altele, tipul motorului (MAS sau MAC în doi sau patru timpi), numărul de cilindri (compartimentarea motorului) și așezarea acestora (în linie, în V, etc.), dar și a altor mărimi specifice, după caz.

În cele ce urmează vom considera că geometria motorului (MAC sau MAS) este determinată de următoarele mărimi structurale adoptate:

- numărul i' de cilindri,
- raportul de comprimare ϵ ,
- alungirea relativă a bielei λ_b .

La regimul de putere maximă se presupun cunoscute (impuse) următoarele mărimi:

- puterea totală efectivă P_e [kw],
- turația n [rot/min],
- consumul specific efectiv $c_{s,e}$ [g/kwh],
- viteza medie a pistonului w_p [m/s],
- presiunea medie efectivă p_e [bar] sau raportul cursă alezaj ψ ,

- randamentul mecanic η_m sau presiunea medie efectivă corespunzătoare rezistențelor proprii p_{rp} ,
 - coeficientul excesului de aer λ .

Formularea prezentată permite abordarea a două cazuri diferite, definite de (λ_b, η_m) și, respectiv (λ_b, p_{rp}) , pentru cazul în care se cunoaște presiunea medie efectivă (cazurile 1 și 2) și similar pentru cunoașterea raportului cursă alezaj ψ (cazurile 3-4).

Din aceste date ne propunem determinarea geometriei motorului (cursă, alezaj, lungimea bielei), a dozei ciclice, a duratei ciclului, a lucrului mecanic efectiv și a lucrului mecanic indicat la regimul specificat.

Prezentăm în cele ce urmează rezolvarea problemei pentru cazurile enunțate.

Cazul 1 (λ_b, η_m)

Viteza medie a pistonului w_p [m/s] este determinată de cursa S [m] și de turația n prin relația:

$$w_p = \frac{n S}{30} \quad (8.1)$$

Rezultă că pentru cursa S trebuie să avem valoarea:

$$S = \frac{30 w_p}{n} \quad (8.2)$$

Determinarea lungimii bielei L se poate face acum pe baza definiției alungirii relative a bielei:

$$\lambda_b = \frac{S}{2 L} \quad (8.3)$$

Rezultă că:

$$L = \frac{S}{2 \lambda_b} \quad (8.4)$$

Puterea efectivă unitară (cea dată de un singur cilindru) este:

$$P_{e1} = \frac{P_e}{i} \quad (8.5)$$

Durata ciclului în secunde „ t_c ” rezultă, cunoscând numărul „ j ” de rotații pe ciclu, din relația:

$$t_c = \frac{60 j}{n} \quad (8.6)$$

Astfel, putem calcula lucrul mecanic efectiv unitar L_{e1} :

$$L_{e1} = P_{e1} t_c \quad (8.7)$$

Din definiția presiunii medii efective p_e :

$$p_e = \frac{L_{e1}}{V_{S1}} \quad (8.8)$$

rezultă valoarea cilindreei unitare V_{S1} :

$$V_{S1} = \frac{L_{e1}}{p_e} \quad (8.9)$$

Dar cilindreea unitară este dată de relația:

$$V_{S1} = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (8.10)$$

rezultă deci pentru alezajul D , valoarea:

$$D = \sqrt{\frac{4 V_{S1}}{\pi S}} \quad (8.11)$$

Din definiția randamentului mecanic η_m :

$$\eta_m = \frac{L_{e1}}{L_{i1}} \quad (8.12)$$

rezultă valoarea lucrului mecanic indicat unitar:

$$L_{i1} = \frac{L_{e1}}{\eta_m} \quad (8.13)$$

Din definiția consumului specific efectiv c_{se} :

$$c_{se} = \frac{c_{h1}}{P_{e1}} \quad (8.14)$$

rezultă consumul orar unitar c_{h1} :

$$c_{h1} = c_{se} P_{e1} \quad (8.15)$$

Cum într-o oră un motor în patru timpi face „60 n ” rotații și cum sunt $j=2$ rotații pe ciclu, rezultă că doza ciclică m_c este:

$$m_c = \frac{c_{h1}}{30n} \quad (8.16)$$

Cazul 2 - (λ_b, p_{rp})

În acest caz, determinarea dimensiunilor geometrice, a duratei ciclului și a lucrului mecanic efectiv unitar se face identic cu procedura prezentată în cazul 1. În loc de randamentul mecanic, în acest caz se cunoaște presiunea medie corespunzătoare rezistențelor proprii. Avem deci pentru cilindrul unitar relația:

$$p_{rp} = \frac{L_{rp1}}{V_{S1}} \quad (8.17)$$

Rezultă că lucrul mecanic corespunzător rezistențelor proprii este:

$$L_{rp1} = p_{rp} V_{S1} \quad (8.18)$$

astfel că lucrul mecanic indicat unitar L_{i1} este:

$$L_{i1} = L_{e1} + L_{rp1} \quad (8.19)$$

Lucrul mecanic indicat unitar reprezintă aria buclei mari din diagrama (p , V), adică lucrul mecanic indicat brut L_{ib} . Aceasta deoarece, de obicei, lucrul mecanic de pompaj se include în lucrul mecanic corespunzător rezistențelor proprii L_{rp} . Se poate calcula astfel și randamentul mecanic, cu relația se definiție:

$$\eta_m = \frac{L_{e1}}{L_{i1}} \quad (8.20)$$

Doza ciclică se calculează similar cu cazul 1.

Cazurile 3 - 4 – Se cunoaște raportul cursă alezaj ψ , în loc de presiunea medie efectivă p_e .

Ca și la cazurile anterioare, cursa S rezultă din viteza medie a pistonului w_p și turația n . Alezajul rezultă din valoarea lui ψ , conform relației:

$$D = \frac{S}{\psi} \quad (8.21)$$

Restul mărimilor se calculează similar cu cazurile 1 sau 2, după caz.

9. EVALUAREA DIAGRAMEI INDICATE

Pentru calculul variației presiunii gazului din cilindru este necesar ca pe lângă dimensiunile geometrice ale motorului, să se cunoască și modul în care se modifică volumul și aria laterală a sistemului gaz din cilindru. De asemenea, este obligatoriu să se estimeze cât mai corect valorile parametrilor termodinamici la începutul ciclului. Modul de calcul al diagramei indicate implică adoptarea unor ipoteze simplificatoare. În prezenta lucrare vom adopta o variantă simplificată a metodei ciclului real, aplicată doar pe zona de presiuni înalte ale ciclului (bucla mare a diagramei indicate).

9.1. Determinarea variațiilor volumului și a ariei sale laterale pe parcursul ciclului

Legea de variație a deplasării $x(\varphi)$ a pistonului în funcție de unghiul φ se determină analitic.

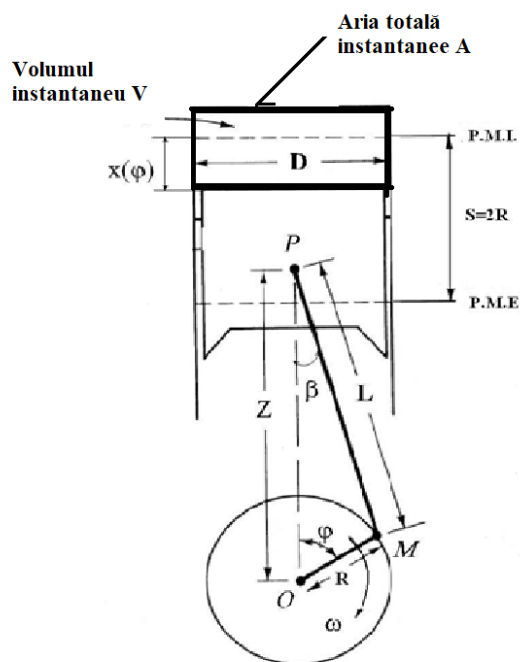


Fig. 9.1. Calculul variației ariei și volumului sistemului gaz în raport cu unghiul φ

Cu notațiile din figura 9.1, la rotația manivelei cu unghiul φ , deplasarea pistonului $x(\varphi)$ de la poziția inițială va fi:

$$x(\varphi) = R + L - OP \quad (9.1)$$

Din triunghiul (Δ) OMP, proiectând OM și MP pe OP obținem:

$$OP = OM \cos(\varphi) + MP \cos(\beta) \quad (9.2)$$

adică:

$$x(\varphi) = R + L - (R \cos(\varphi) + L \cos(\beta)) \quad (9.3)$$

Din Δ **OMP** se determină dependența dintre unghiurile φ și β , prin aplicarea teoremei sinusurilor:

$$\frac{\sin(\beta)}{R} = \frac{\sin(\varphi)}{L} \quad (9.4)$$

de unde:

$$\sin(\beta) = \frac{R}{L} \sin(\varphi) = \lambda_b \sin(\varphi) \quad (9.5)$$

Dar:

$$\cos^2(\beta) + \sin^2(\beta) = 1 \quad (9.6)$$

de unde, deoarece β este ascuțit avem:

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2(\varphi)} \quad (9.7)$$

Această expresie poate fi dezvoltată în serie folosind regula dezvoltării binomului lui Newton cu putere fracționară. Dacă se rețin doar primii doi termeni rezultă o precizie la a patra zecimală, și se obține:

$$\cos(\beta) = 1 - \frac{1}{2} \lambda_b^2 \sin^2(\varphi) \quad (9.8)$$

$$x(\varphi) = R + L - \left(R \cos(\varphi) + L \left(1 - \frac{1}{2} \lambda_b^2 \sin^2(\varphi) \right) \right) = R \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda_b}{2} \sin^2(\varphi) \right) \quad (9.9)$$

Deplasarea pistonului este necesară pentru calcul volumelor generate de piston, pentru diverse faze ale ciclului. Rezultă că volumul pentru o deplasare $x(\varphi)$ a pistonului este dat de relația:

$$V(\varphi) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} x(\varphi) = V_c + \frac{V_s}{2} \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda_b}{2} \sin^2(\varphi) \right) \quad (9.10)$$

Pentru determinarea lui V_c (volumul minim al sistemului gaz din cilindru) se utilizează definiția raportului de comprimare și se obține:

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad (9.11)$$

Pentru calculul variației ariei frontierei sistemului gaz, aproximăm forma cu un cilindru, astfel că rezultă:

$$A(\varphi) = 2 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) + \frac{4V(\varphi)}{D} \quad (9.12)$$

unde primul termen reprezintă aria pistonului plus cea a capului chiulasei, iar cel de al doilea aria instantanee a suprafeței laterale a cilindrului. Calculul ariei laterale a sistemului gaz a fost făcut pentru cazul mecanismului motor normal axat.

9.2. Determinarea parametrilor gazului din cilindru de la începutul ciclului

Considerăm drept început al ciclului momentul de închidere al supapei de admisiune. Presupunem că în acest moment se cunoaște coeficientul gazelor reziduale și temperatura încărcăturii. Pentru determinarea presiunii la începutul ciclului se va utiliza ecuația de stare, la care, pentru constanta gazului din cilindru R se poate utiliza cea a aerului $R=287$ [J/kgK] (gaze reziduale puține).

Volumul în ÎSA se calculează utilizând formula dedusă anterior pentru $\varphi = \varphi_{\text{ISA}}$, temperatura încărcăturii T se adoptă, la fel și coeficientul gazelor reziduale γ_r . Rămâne de aflat masa captată în cilindru m_{cil} :

$$m_{\text{cil}} = m_a + m_{gr} \quad (9.13)$$

adică, trebuie determinată masa de aer proaspăt captată m_a și masa de gaze reziduale m_{gr} . Vom face aceasta utilizând definițiile coeficientului excesului de aer λ , respectiv cea a coeficientului gazelor reziduale γ_{gr} , și observând că la regim de funcționare stabilizat coeficientul excesului de aer al gazelor reziduale este tot λ . Astfel, avem, prin definiție:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}} = \frac{L}{L_{\min}} \quad (9.14)$$

unde $L_{\min} = \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}$ caracterizează motorina utilizată și ia valori în jur de 14.5. Cum masa de carburant m_c este cunoscută (este doza ciclică), obținem:

$$m_a = \lambda m_c \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st} \quad (9.15)$$

Masa gazelor reziduale rezultă din arderea unei anumite cantități de carburant m_{c_g} într-o anumită masa de aer m_{ag} , amestecul având același coeficient al excesului de aer λ . Astfel, aplicând definiția pentru γ_{gr} putem scrie:

$$\gamma_{gr} = \frac{m_{gr}}{m_a + m_{gr}} \quad (9.16)$$

adică:

$$\frac{\gamma_{gr}}{1 - \gamma_{gr}} = \frac{m_{gr}}{m_a} \quad (9.17)$$

Deci:

$$m_{gr} = m_a \frac{\gamma_{gr}}{1 - \gamma_{gr}} \quad (9.18)$$

Astfel, din ecuația de stare și ecuațiile 9.12, 9.15, și 9.18 rezultă valoarea presiunii inițiale a ciclului:

$$p = \frac{m_{cil} R T}{V_{ISA}} \quad (9.19)$$

Valoarea acestei presiuni ne permite să apreciem dacă motorul este supraalimentat sau nu. Pentru a simplifica calculele vom admite ipoteza că închiderea supapei de admisiune se realizează în PME adică $\varphi_{ISA} = 180$ [°RAC].

9.3. Calculul diagramei de variație a presiunii din sistemul gaz prin metoda ciclului real

Pentru a evidenția diferențele ce există între modelele ciclurilor ideale clasice și cel al ciclului real pe care îl vom utiliza în această lucrare, începem prin prezentarea ipotezelor ce stau la baza metodei ciclurilor ideale.

9.3.1. Metoda ciclurilor ideale – ipoteze de calcul

În determinarea prin calcul a diagramei indicate pentru un motor cu piston în mișcare alternativă se ține cont de modul în care se desfășoară procesele (evoluțiile) predeterminate de mișcările predeterminate ale pieselor ce alcătuiesc motorul. Aceste procese se desfășoară succesiv în timp dar în același loc, în volumul pus la dispoziție de camașa cilindrului, chiulasă și piston (adică în volumul ocupat de sistemul gaz din cilindru). Evoluțiile din sistemul gaz sunt complexe, implicând multiple fenomene ce determină cantitatea de energie termică eliberată prin reacțiile chimice exoterme, cum ar fi: schimbul de căldură și masă cu exteriorul, frecări diverse, pulverizare, vaporizare, amestecare, difuzie etc. Simplificarea transformărilor ce duc la obținerea de lucru mecanic s-a făcut prin idealizare, adică prin neglijarea anumitor fenomene și prin aproximarea proceselor implicate cu evoluții ideale. Ca rezultate se obțin estimări ale valorilor parametrilor de interes, cu atât mai îndepărtate de realitate cu cât simplificările sunt mai semnificative, dar acoperitoare din punct de vedere al scopului urmărit. Aceste valori reprezintă în esență gradul de transformare al căldurii disponibile (degajată prin ardere) în lucru mecanic, în anumite condiții de funcționare ce cuprind și ipotezele simplificatoare. Cea mai

simplă metodă de evaluare prin calcul a variațiilor presiunilor din cilindru este metoda ciclurilor ideale, care are la bază următoarele ipoteze simplificatoare:

- fluidul de lucru este considerat gaz perfect (respectă ecuația de stare a gazului ideal),
- nu se iau în considerare modificările speciilor chimice ce compun sistemul gaz în urma arderii, considerându-se că acestea pot fi approximate cu aerul pe întreg ciclul,
- procesul de ardere este înlocuit cu un proces de încălzire (se acceptă existența unei surse externe de energie termică numită uneori și sursa caldă),
- procesul de evacuare (a gazelor arse în realitate) este înlocuit cu un proces de cedare de energie termică către o sursă rece,
- admisiunea de fluid de lucru proaspăt se neglijează, considerînd că aceeași cantitate de aer evoluează pentru parcurgerea ciclurilor succesive,
- din punct de vedere termodinamic sistemul gaz este considerat ca fiind un sistem închis (nu se schimbă masă cu exteriorul),
- mișcarea pistonului determină variația volumului sistemului gaz și realizarea de către acesta a unor evoluții reversibile: cea de comprimare izentropică (adiabatică și reversibilă) și cea de destindere izentropică (adiabatică și reversibilă). Aceasta înseamnă că nu se iau în considerare pierderile de energie termică prin pereți către sistemul de răcire și atmosferă.

Pe baza acestor ipoteze s-au realizat, printre altele, și următoarele cicluri ideale aplicabile motoarelor cu piston aspirate:

- 1) Ciclul motorului cu aport de căldură la volum constant. Acest ciclu este determinat de un proces de comprimare adiabatic (izentropic) urmat de un proces de ardere izocoră, de un proces de destindere adiabatică (izentropică) și de un proces izocor de cedare de căldură. Ciclul acesta este numit ciclul Otto, fiind specific motoarelor cu aprindere prin scânteie. Pentru determinarea variației presiunii în acest caz sunt necesari următorii parametri (conform figurii 9.2):

- parametrii de stare în punctul 1,
- raportul de comprimare:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (9.20)$$

- raportul de mărire a presiunii prin încălzire (pentru arderea izocoră 2 — 3):

$$\delta = \frac{p_3}{p_2} \quad (9.21)$$

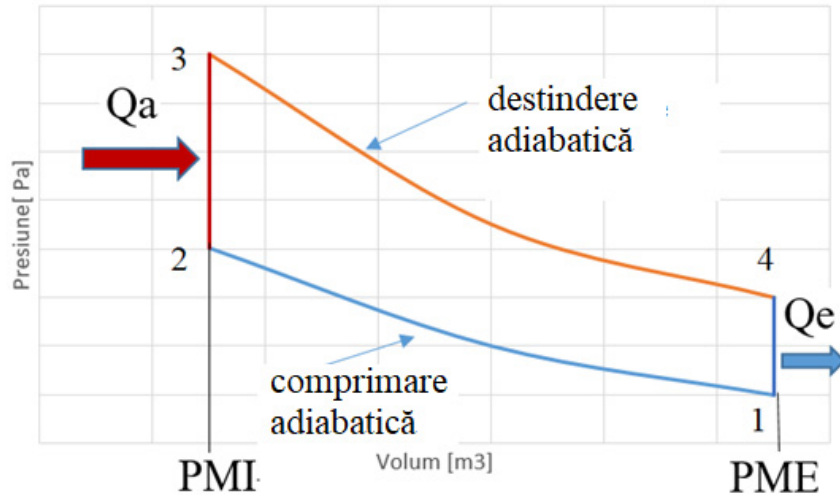


Fig. 9.2. Ciclul ideal Otto

- 2) Ciclul motorului cu aport de căldură la presiune constantă (cu ardere izobară). Acest tip de ciclu ideal se aplică la motoarele cu aprindere prin comprimare, de turație relativ scăzută. Deosebirea față de ciclul Otto este dată de arderea izobară, ce înlocuiește arderea izocoră specifică ciclului Otto. Pentru determinarea variației presiunii în acest caz sunt necesari următorii parametri (conform figurii 9.3).
- parametrii de stare în punctul 1,
 - raportul de comprimare:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (9.22)$$

- gradul de mărire a volumului prin încălzire (pentru arderea izobară 2—3):

$$\delta_V = \frac{V_3}{V_2} \quad (9.23)$$

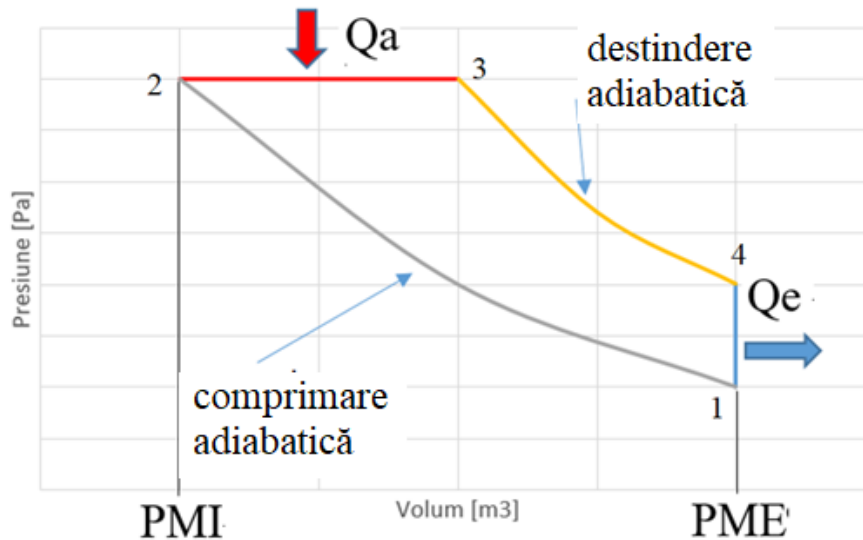


Fig. 9.3. Ciclul ideal Diesel

- 3) Ciclul motorului cu ardere mixtă (ardere izocoră + ardere izobară). Acest ciclu ideal este specific motoarelor diesel de turație ridicată. Pentru determinarea variației presiunii în acest caz sunt necesari următorii parametri (conform figurii 9.4):
- parametrii de stare în punctul 1,
 - raportul de comprimare:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (9.24)$$

- raportul de mărire a presiunii prin încălzire (pentru arderea izocoră 2—2′):

$$\delta_p = \frac{p_{2'}}{p_2} \quad (9.25)$$

- gradul de mărire a volumului prin încălzire (pentru arderea izobară 2′—3):

$$\delta_v = \frac{V_3}{V_{2'}} \quad (9.26)$$

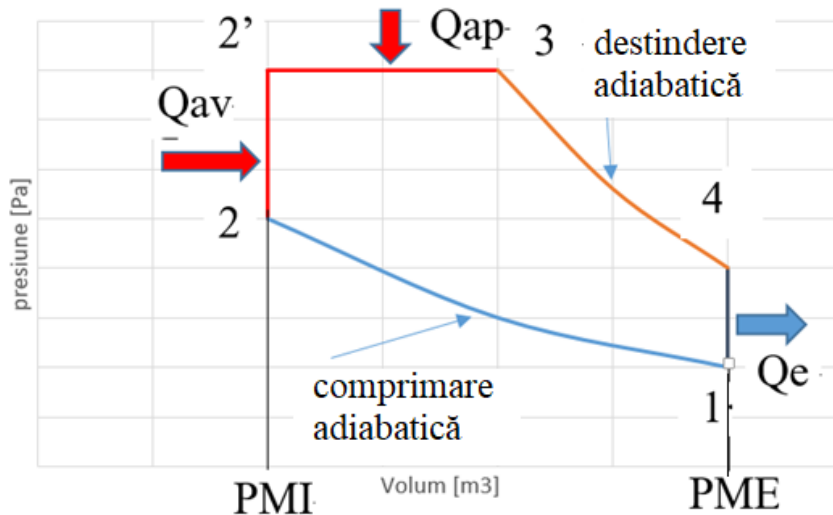


Fig. 9.4. Ciclul ideal mixt

S-a notat cu Q_{av} cantitatea de energie termică degajată prin ardere izocoră și cu Q_{ap} cantitatea de energie termică introdusă în sistem prin ardere izobară.

9.3.2. Metoda ciclului real de evaluare a diagramei indicate pe perioada de înaltă presiune

În cele ce urmează vom renunța la unele dintre ipotezele utilizate în cazul ciclurilor ideale, cu scopul de a ne apropia cât mai mult de desfășurarea reală a proceselor din cilindru, dar încercând să nu complicăm prea mult calculele.

Astfel, vom renunța la ipotezele legate de ardere izocoră sau/și izobară, înlocuind aceste procese ideale de ardere cu o ardere modelată printr-o funcție de tip Vibe(Wiebe) [8-9], care aproximează mult mai bine procesul de ardere real.

Vom renunța și la ipoteza de adiabaticitate a evoluțiilor de comprimare și destindere, considerând că pe întreg ciclu se schimbă energie termică sub formă de căldură prin frontiera sistemului gaz, pe baza modelului lui Hohenberg [10,11]. Putem astfel afirma că evoluțiile de comprimare și destindere pură sunt afectate față de realitate, în aceste ipoteze, doar de posibile pierderi de masă prin neetanșeități. De asemenea, vom putea calcula inclusiv pierderile de căldură prin pereți pe perioada procesului de ardere și pe întreg ciclu.

Vom admite cunoașterea parametrilor termogazodinamici ai sistemului gaz la începutul ciclului și a cantității de carburant arse pe ciclu (a dozei ciclice). Această metodă de calcul permite inclusiv luarea în considerare a modificării naturii chimice a gazului din cilindru, pe

parcursul arderii, și stă la baza simulării ciclului real prin metode fenomenologice, fiind un preambul la aceasta.

Pentru simplificare, vom considera doar evoluțiile din cilindrul închis (cu supapele închise), asimilând momentul de închidere a orificiilor de admisiune cu punctul mort exterior, respectiv asimilând momentul de deschidere a evacuării cu punctul mort exterior următor.

A. MODELUL VIBE (WIEBE) PENTRU LEGEA DE DEGAJARE A CĂLDURII

În urma analizei datelor experimentale obținute la un mare număr de motoare cu aprindere prin scânteie, Wiebe propune pentru variația legii de degajare a căldurii legea ce-i poartă numele [12,13]. Notăm cu x legea de degajare a căldurii (numită și lege de ardere). Ea este definită ca fiind raportul dintre cantitatea de căldură ce se degajă prin ardere până în momentul φ și cantitatea de căldură ce se degajă prin ardere pe întreg ciclul (egală cu raportul dintre masa arsă până în momentul dat și masa arsă pe ciclu dacă randamentul arderii este 1), adică:

$$x = \frac{Q_c(\varphi)}{Q_{Ctot}} = \frac{m_c(\varphi)}{m_{ctot}} \quad (9.27)$$

$$Q_c(\varphi) = H_i m(\varphi) \quad (9.28)$$

$$Q_{Ctot} = H_i m_{ctot} \quad (9.29)$$

unde cu m s-a notat masa de carburant și cu H_i puterea calorifică inferioară. Masa ce arde pe ciclu depinde de doza ciclului m_c și de randamentul arderii η_a (pe care în primă aproximație îl vom considera egal cu 1) prin relația:

$$m_{ctot} = m_c \eta_a \quad (9.30)$$

Pentru a explicita legea de ardere Vibe (Wiebe) facem următoarele notații pentru mărimile ce intervin, forma ei detaliind și semnificația fizică a acestora:

a - parametrul de eficiență

m - parametru de formă Wiebe

φ - unghi RAC curent

$\Delta \varphi_a$ - durata arderii (în grade RAC)

φ_{a} - unghiul corespunzător începutului arderii (RAC)

φ_{sa} - unghiul corespunzător sfârșitului arderii

Q - căldura degajată (indice C_{tot} -pe ciclu, indice C - până în momentul curent)

Astfel, energia termică Q_C degajată prin ardere până în momentul φ se exprimă prin următoarea ecuație ce poartă denumirea de lege Vibe (Wiebe) de ordinul întâi:

$$Q_C(\varphi) = Q_{C_{tot}} \left(1 - \exp \left(-a \left(\frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta \varphi_a} \right)^{m+1} \right) \right) \quad (9.31)$$

unde, evident, durata arderii este:

$$\Delta \varphi_a = \varphi_{sa} - \varphi_{ia} \quad (9.32)$$

Prin derivare în raport cu unghiul curent φ se obține viteza de degajare a căldurii sub forma:

$$\frac{dQ_C(\varphi)}{d\varphi} = \frac{Q_{C_{tot}}}{\Delta \varphi_a} a (m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta \varphi_a} \right)^m \exp \left(-a \left(\frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta \varphi_a} \right)^{m+1} \right) \quad (9.33)$$

Revenim la forma adimensională prin care am definit inițial, în general, legea de degajare a căldurii și notăm cu y unghiul curent adimensionalizat cu durata arderii, adică:

$$y = \frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta \varphi_a} \quad (9.34)$$

Obținem astfel forma adimensionalizată a legii Vibe (Wiebe):

$$x = 1 - \exp(-ay^{m+1}) \quad (9.35)$$

Și, în final, forma adimensională a vitezei de degajare a căldurii (considerând drept variabilă curentă pe y):

$$\frac{dx}{dy} = -a (m+1) y^m \exp(-ay^{m+1}) \quad (9.36)$$

Utilizarea formelor adimensionale prezentate are avantajul de permite sintetizarea comportării legii Vibe deoarece argumentul y variază între 0 și 1 (la fel ca x) fiind independent de unghiurile ce definesc în realitate desfășurarea arderii.

În figurile 9.5, 9.6 și respectiv 9.7, 9.8, se prezintă influența parametrului de formă, respectiv a celui de eficiență, asupra legii de degajare a căldurii și a vitezei de degajare a căldurii.

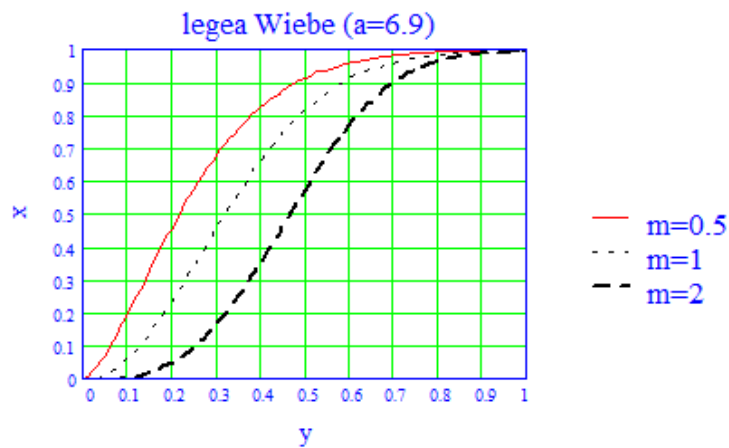


Fig. 9.5. Influența parametrului de formă m asupra legii de ardere de tip Vibe (Wiebe)

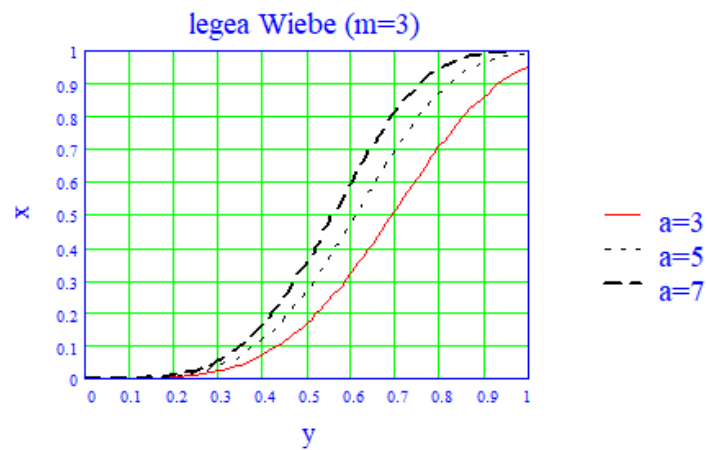


Fig. 9.6. Influența parametrului de eficiență a asupra legii de ardere de tip Vibe (Wiebe)

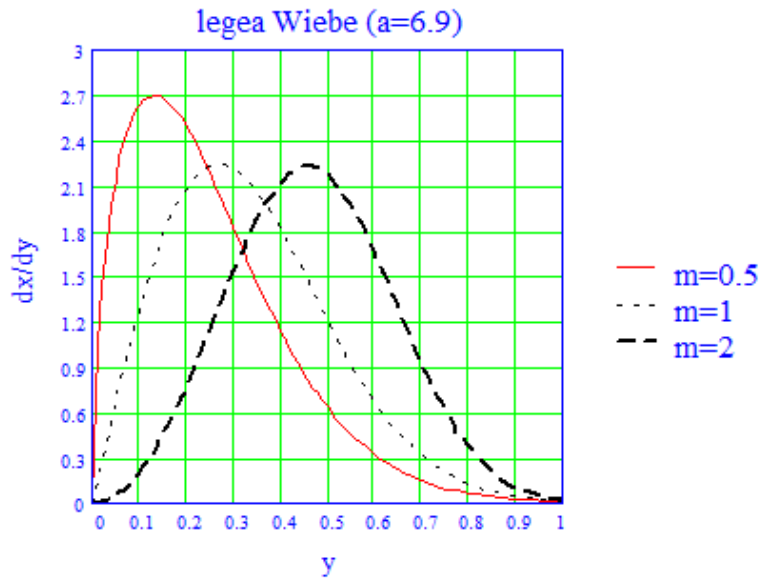


Fig. 9.7. Influența factorului de formă asupra vitezei de degajare a căldurii Vibe(Wiebe)

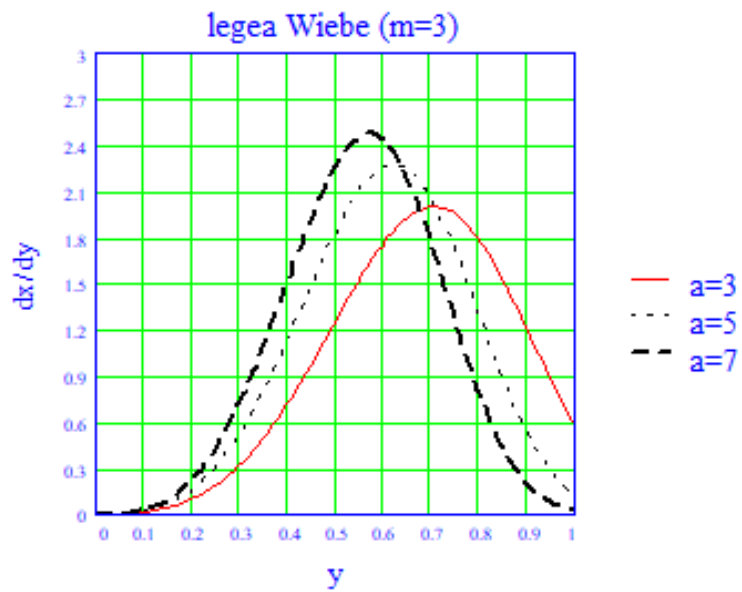


Fig. 9.8 - Influența parametrului de eficiență asupra vitezei de degajare a căldurii Vibe (Wiebe)

Această metodă de evaluare a legii de degajare a căldurii se utilizează de obicei în cazul în care există date experimentale suficiente pentru a permite aplicarea unei metode de evaluare a parametrilor, cum ar fi metoda celor mai mici pătrate sau metoda funcției de verosimilitate maximă. O semnificație a parametrului “a” se obține considerând că gradul de ardere incompletă η_a (numit și randamentul arderii) poate fi aproximat cu $x(1)$, de unde se obține $a = \ln(1/(1-\eta_a))$. De obicei, se adoptă pentru $x(1)$ valoarea 0.999 obținându-se pentru „a” valoarea 6.908. Parametrul de formă m determină univoc (pentru cazul în care restul parametrilor sunt fixați) momentul în care viteza de degajare a căldurii este maximă și reciproc.

Modelul legii de ardere Wiebe de ordinul întâi poate fi utilizat și la MAC, rezultate foarte bune obținându-se în special la motoarele supraalimentate sau la cele cu raport de comprimare ridicat. Principalul inconvenient al aplicării acestui model la MAC constă în faptul că el ia în considerare numai masa de carburant arsă, neținând cont explicit de legea de injecție (care de fapt determină legea de ardere). Acest inconvenient poate fi surmontat utilizând varianta compusă a metodei. Un alt inconvenient al legii Wiebe clasice (de ordinul I) este că aceasta are alura unei curbe cu un singur maxim, ori, în cazul MAC există posibilitatea existenței a două puncte de maxim (sau mai multe în cazul injecțiilor multiple). Aceste cazuri se rezolvă utilizând legea Wiebe de ordinul II (sau de ordin superior) ce derivă din modelul Weibull de amestec [19]. Legea Wiebe de ordinul II are forma:

$$x = \beta \left(1 - \exp(-a y_1^{m_1+1}) \right) + (1 - \beta) \left(1 - \exp(-a y_2^{m_2+1}) \right) \quad (9.37)$$

Uneori este util ca factorul de performanță să fie și el diferit, evident în această relație y_1 și y_2 se definesc la fel ca variabila y deja prezentată (cu alte unghiuri). Parametrul β determină participațiile celor două legi la degajarea de căldură. Această variantă a legii de degajare a căldurii evidențiază existența a două tipuri de ardere ce se dezvoltă simultan (arderea amestecurilor preformate și arderea difuzivă), introduce încă un factor de formă și încă o durată a arderii, precum și un factor de repartiție a energiei pe cele două tipuri de ardere β . Dacă notăm cu Q_{Ctot1} și Q_{Ctot2} cantitățile de căldură degajate prin cele două legi atunci putem scrie că:

$$\beta = \frac{Q_{Ctot1}}{Q_{Ctot1} + Q_{Ctot2}} \quad (9.38)$$

Deducerea vitezei de degajare a căldurii se face analog cu modelul clasic calculând derivata.

Legea de ardere Vibe (Wiebe) de ordinul I este o lege care depinde de următorii parametri: a - parametrul de eficiență, m - parametru de formă Wiebe, $\Delta \varphi_a$ - durata arderii (în grade RAC), φ_a - unghiul corespunzător începutului arderii (RAC), Q_{Ctot} - căldura degajată pe tot ciclul. Unghiul de sfârșit al arderii φ_{sa} rezultă din:

$$\varphi_{sa} = \varphi_{ia} + \Delta\varphi_a \quad (9.39)$$

Pe parcursul arderii singura variabilă este φ - unghiul de rotație al arborelui cotit curent. Numărul mare de parametri definatorii face ca pentru orice putere efectivă unitară impusă să poată fi găsit un set de parametri pentru legea Vibe (Wiebe) de ordinul I care să determine atingerea acelei valori impuse. Mai mult, întotdeauna există o infinitate de seturi de parametri ce asigură atingerea puterii efective unitare cu o eroare sub erorile de măsură experimentale (care cumulat rar sunt de sub 3-5%). Alegerea valorilor parametrilor pentru legea de ardere se face ținând cont de semnificația fizică a acestora, iar obținerea practică a legii depinde de posibilitățile de influențare a modului de desfășurare a arderii aflate la dispoziția proiectanților. Dacă se poate aprecia randamentul arderii atunci se poate utiliza Tabelul 9.1, în care se prezintă variația factorului de eficiență a în funcție de randamentul arderii.

Tabelul 9.1. Factorul de eficiență a funcție de randamentul arderii

η_a	0.985	0.99	0.999	0.9999
a	4.2	4.605	6.908	9.21

Parametrul de formă m depinde de tipul motorului MAS sau MAC, aspirat sau supraalimentat. La MAC el este dependent de turație, de sarcină, legea de injecție, de finețea pulverizării, de nivelul parametrilor termogazodinamici ai sistemului gaz pe parcursul injecției (unde includem și mișcările organizate ale fluidului motor), de coeficientul excesului de aer etc. La MAS acest parametru depinde de poziționarea bujiei și intensitatea scânteii, de turație, de sarcină, de momentul declanșării scânteii, de nivelul turbulențelor din sistemul gaz, de geometria camerei de ardere, de coeficientul excesului de aer, etc.

Tabelul 9.2. Valori orientative pentru parametrii durata arderii $\Delta\varphi_a$ și factorul de formă m (prelucrare după [14-15])

	Durata arderii $\Delta\varphi_a$	Factorul de formă m
MAS aspirat 1500-6000 rot/min la sarcină totală	45 - 70	1.5 - 6
MAC aspirat 1500-3500 rot/min la sarcină totală	55 - 90	0.4 - 3

Valorile mai mici pentru acest parametru corespund unei arderi mai intense la începutul procesului de ardere, iar cele mai mari unei arderi mai intense către sfârșitul arderii.

Durata arderii depinde de aceiași parametri ca și factorul de formă. Astfel, într-o primă aproximație, poate fi utilizat pentru orientare Tabelul 9.2 (la regimul de putere maximă).

La motoarele supraalimentate valorile acestor parametri pot fi mai mici. În cazul injecției multiple sau al promovării arderii stratificate (la MAS), parametrii pentru legea de ardere Vibe (Wiebe) de ordinul I pot fi diferiți față de cei prezentați în tabel.

Momentul de început al arderii φ_a este de fapt un parametru de reglaj a cărui valoare trebuie astfel aleasă încât să se evite obținerea de presiuni maxime prea ridicate la MAC și să se evite detonația la MAS. Dacă s-au stabilit parametrii legii Vibe pentru un anumit regim de funcționare numit de referință (notați cu indicele *ref*), atunci ei pot fi estimați prin utilizarea unor formule semiempirice și pentru alte regimuri [16]. Legea de ardere ia valoarea zero în afara duratei de ardere.

B. EVALUAREA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ PRIN PEREȚI

Pornind de la ipoteza că temperatura pereților camerei de ardere (suprafața capului pistonului, a cilindrului și a chiulasei) este aceeași peste tot, egală cu T_p , expresia energiei termice transferate de la sistemul gaz către pereți pe grad, $\frac{dQ_p}{d\varphi}$, este dată de :

$$\frac{dQ_p}{d\varphi} = \frac{\alpha A(\varphi)}{6n} (T - T_p) \quad (9.40)$$

unde α reprezintă coeficientul global de schimb de căldură $[J/(m^2 K s)]$, care poate fi estimat cu ajutorul corelației lui Hohenberg [10, 11]:

$$\alpha = 130 V^{-0.06} p^{0.8} T^{0.8} (w_p + 1.4)^{0.8} \quad (9.41)$$

Cu V s-a notat volumul instantaneu în metri cubi, cu p presiunea în bar, cu T temperatura gazului din cilindru în K, iar cu w_p viteza medie a pistonului în metri pe secundă.

$$w_p = \frac{nS}{30} \quad (9.42)$$

Cu $A(\varphi)$ s-a notat aria instantanee dată de:

$$A(\varphi) = 2 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) + \frac{4V(\varphi)}{D} \quad (9.43)$$

n reprezintă turația, T_p (400 K – 550 K) este temperatura pereților (frontierei sistemului gaz), iar T este temperatura sistemului gaz fiind dată de ecuația de stare:

$$T = \frac{pV}{mR} \quad (9.44)$$

m fiind masa din cilindru, iar R constanta gazului. Această abordare permite și considerarea unor temperaturi diferite pentru cele trei suprafețe ce delimitează sistemul gaz din cilindru (suprafața capului pistonului, cea a chiulasei și cea a inelului cilindrului), adaptându-se corespunzător relația de calcul a energiei termice vehiculate prin pereți.

Pentru coeficientul schimbului de căldură există în literatura de specialitate și alte corelații. Am preferat corelația lui Hohenberg deoarece aceasta are o formă mai simplă. Evident, toate estimările bazate pe formule semiempirice sunt aproximative și validitatea lor se confirmă doar în confruntarea cu rezultatele experimentale. Pentru un calcul de anteproiect, cum ne propunem în această lucrare, rezultatele obținute prin mersul de calcul propus sunt acoperitoare (relativ la calculul de rezistență).

C. UTILIZAREA PRIMULUI PRINCIPIU AL TERMODINAMICII LA OBTINEREA RELAȚIILOR DE CALCUL PENTRU VARIAȚIA PRESIUNII

Pe un interval elementar în care unghiul curent variază cu $d\varphi$ (pe care îl alegem ca fiind egal cu un grad RAC) se introduce cantitatea de energie termică degajată prin ardere dQ_c . Conform primului principiu al termodinamicii, această energie se va regăsi în variația dU a energiei interne, în variația dL a lucrului mecanic și o parte dQ_p se va pierde prin pereți. Deci, conform primului principiu al termodinamicii, avem:

$$dQ_c = dU + dL + dQ_p \quad (9.45)$$

Cazul motorului adiabatic

Considerăm că motorul este adiabatic (nu există pierderi prin pereți), deci avea $dQ_p = 0$. Pe de altă parte, pentru sistemul gaz din cilindru la care ne referim, mai putem scrie pentru variația energiei interne, respectiv a lucrului mecanic, relațiile:

$$dU = mc_v dT \quad (9.46)$$

unde m este masa sistemului gaz (notată și cu m_{cil}), iar

$$dL = p dV \quad (9.47)$$

unde p este presiunea curentă și V volumul aferent.

Mai putem scrie și ecuația de stare, dar și legătura dintre căldurile specifice c_v și c_p :

$$pV = m R T \quad (9.48)$$

$$c_p - c_v = R \quad (9.49)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (9.50)$$

unde k este exponentul adiabatic (izentropic), ce evident depinde de compoziția și temperatura sistemului gaz. Dacă diferențiem ecuația de stare considerând masa și compoziția invariabile, obținem relația:

$$p dV + V dp = m R dT \quad (9.51)$$

Ținând cont de relațiile scrise și de ipotezele enunțate, din ecuația primului principiu obținem:

$$dQ_c = m c_v \frac{p dV + V dp}{m R} + p dV \quad (9.52)$$

adică

$$dQ_c = \frac{p dV + V dp}{k-1} + p dV \quad (9.53)$$

$$dQ_c = \frac{k p dV + V dp}{k-1} \quad (9.54)$$

În cele ce urmează, pentru a simplifica calculele vom admite că valoarea lui k o putem aproxima cu o valoare constantă corespunzătoare unui exponent politropic mediu ($k=1.37$ -

1.38 la MAC și $k=1.25 - 1.35$ la MAS), deși se poate renunța la această ipoteză utilizând relațiile lui Zacharias [17].

Exprimând diferențialele prin diferențe finite obținem pentru intervalul $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$:

$$dQ_c = Q_{c_{i+1}} - Q_{c_i} \quad (9.55)$$

$$p = \frac{p_i + p_{i+1}}{2} \quad (9.56)$$

adică, pe intervalul considerat, presiunea este egală cu media presiunilor capetelor intervalului.

$$dV = V_{i+1} - V_i \quad (9.57)$$

$$dp = p_{i+1} - p_i \quad (9.58)$$

$$V = \frac{V_i + V_{i+1}}{2} \quad (9.59)$$

adică, pe intervalul considerat volumul este constant, egal cu media volumelor din capetelor intervalului.

Introducând relațiile cu diferențe (rezultate din discretizare), se obține relația:

$$Q_{c_{i+1}} - Q_{c_i} = \frac{k \frac{p_i + p_{i+1}}{2} (V_{i+1} - V_i) + \frac{V_i + V_{i+1}}{2} (p_{i+1} - p_i)}{k - 1} \quad (9.60)$$

care ne permite să scriem relația de recurență:

$$p_{i+1} = \frac{2(k-1)(Q_{c_{i+1}} - Q_{c_i}) + p_i [V_{i+1} + V_i - k(V_{i+1} - V_i)]}{[V_{i+1} + V_i + k(V_{i+1} - V_i)]} \quad (9.61)$$

În această relație, $Q_{c_{i+1}}$ și Q_{c_i} sunt cunoscute prin legea lui Wiebe la momentele respective, volumele sunt cunoscute pentru fiecare unghi φ_i (fiind cunoscută variația volumului), valoarea lui k a fost fixată anterior, iar p_i este cunoscut din aplicarea anterioară a relației de recurență începând cu indicele $i=1$ (corespunzător momentului de închidere a supapei de admisiune aproximat cu $\varphi_1 = 180$), unde presiunea p_1 este cea de la începutul ciclului.

Cazul motorului real (cu schimb de căldură)

În acest caz se renunță la condiția de adiabaticitate $dQ_p \neq 0$ și energia termică elementară dQ_p va fi calculată pornind de la expresia energiei termice transferate de la sistemul gaz către pereți pe grad $\frac{dQ_p}{d\varphi}$, dată de:

$$\frac{dQ_p}{d\varphi} = \frac{\alpha A(\varphi)}{6n} (T - T_p) \quad (9.62)$$

unde α reprezintă coeficientul global Hohenberg de schimb de căldură, prezentat anterior. Se obține astfel:

$$dQ_p = \frac{\alpha A(\varphi)}{6n} (T - T_p) d\varphi \quad (9.63)$$

Pe fiecare pas valoarea coeficientului de schimb de căldură se schimbă, fiind funcție de presiune și volum:

$$\alpha_i = 130 V_i^{-0.06} p_i^{0.8} \left(\frac{p_i V_i}{mR} \right)^{-0.4} (w_p + 1.4)^{0.8} \quad (9.64)$$

Pe intervalul $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$ vom aproxima valoarea coeficientului de schimb de căldură cu cea de la începutul intervalului, la fel, aria totală a frontierei sistemului gaz este aproximată cu cea de la începutul intervalului și, la fel, temperatura gazului din cilindru T este cea de la începutul intervalului T_i . În aceste condiții, ecuația devine:

$$dQ_{p\ i+1} = Q_{p\ i+1} - Q_{p\ i} = \frac{\alpha_i A(\varphi_i)}{6n} (T_i - T_p) (\varphi_{i+1} - \varphi_i) \quad (9.65)$$

Observăm că putem scrie:

$$dQ_c - dQ_p = dU + dL \quad (9.66)$$

Astfel, pentru acest caz, relația de recurență se obține din cea obținută pentru motorul adiabatic, înlocuind dQ_c cu $dQ_c - dQ_p$, adică:

$$p_{i+1} = \frac{2(k-1)(Q_{ci+1} - Q_{ci} - (Q_{pi+1} - Q_{pi})) + p_i [V_{i+1} + V_i - k(V_{i+1} - V_i)]}{[V_{i+1} + V_i + k(V_{i+1} - V_i)]} \quad (9.67)$$

La calculul lui dQ_p , temperatura din pasul $i+1$ se aproximează cu cea din pasul i de calcul, astfel că putem scrie:

$$dQ_{pi+1} = 130 V_i^{-0.06} p_i^{0.8} \left(\frac{p_i V_i}{mR}\right)^{-0.4} (w_p + 1.4)^{0.8} \left[\left(\frac{p_i V_i}{mR}\right) - T_p\right] A_i \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{6n} \quad (9.68)$$

Dacă facem calculele din grad în grad, atunci $d\varphi = 1 = \varphi_{i+1} - \varphi_i$. În această relație, masa gazului din cilindru $m=m_{cil}$, constanta gazului R , viteza pistonului w_p și temperatura pereților T_p , sunt considerate constante, iar toate mărimile cu indicele i se modifică din grad în grad (în factorul $p_i^{0.8}$ presiunea trebuie introdusă în bar).

Cazul motorului adiabatic antrenat

În acest caz nu avem ardere și schimb de căldură, adică:

$$dQ_p = 0 \quad (9.69)$$

$$dQ_c = 0 \quad (9.70)$$

Dacă urmărim pașii de calcul cu aceste condiții, se obține ecuația de recurență pentru calculul presiunii sub forma:

$$p_{i+1} = p_i \frac{[V_{i+1} + V_i - k(V_{i+1} - V_i)]}{[V_{i+1} + V_i + k(V_{i+1} - V_i)]} \quad (9.71)$$

Cazul motorului real antrenat

În acest caz există schimb de căldură dar nu există ardere, adică:

$$dQ_p \neq 0 \quad (9.72)$$

$$dQ_c = 0 \quad (9.73)$$

Ecuția de recurență ce rezultă în acest caz este:

$$p_{i+1} = \frac{2(k-1)(Q_{p\ i+1} - Q_{p\ i}) + p_i [V_{i+1} + V_i - k(V_{i+1} - V_i)]}{[V_{i+1} + V_i + k(V_{i+1} - V_i)]} \quad (9.74)$$

unde:

$$Q_{p\ i+1} - Q_{p\ i} = 130 V_i^{-0.06} p_i^{0.8} \left(\frac{p_i V_i}{mR}\right)^{-0.4} (w_p + 1.4)^{0.8} \left[\left(\frac{p_i V_i}{mR}\right) - T_p\right] A_i \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{6n} \quad (9.75)$$

Se poate renunța la ipoteza că exponentul adiabatic k este constant ținând cont de variația lui cu temperatura și/sau cu compoziția gazului din cilindru. Dacă presiunea maximă ce rezultă prin calcul este prea mare, se modifică momentul de început al arderii.

D. VERIFICAREA CONDIȚIEI DE ATINGERE A PUTERII EFECTIVE UNITARE

Cu ajutorul relației de recurență corespunzătoare, se calculează modul de variație a presiunii pe toată durata pentru care am considerat că cilindru este închis. Cum se cunoaște și variația volumului, se poate calcula lucrul mecanic indicat și, utilizând randamentul mecanic, se obține lucrul mecanic efectiv și, în final, puterea efectivă unitară, prin împărțire la durata ciclului. Lucrul mecanic indicat ce trebuie calculat este de fapt lucrul mecanic indicat brut (aria buclei mari a diagramei indicate în coordonate (p, V)), adică:

$$L_i = L_{ib} = \int_{V(180)}^{V(540)} p dV \quad (9.76)$$

Integrarea presiunii instantanee p în raport cu volumul instantaneu V se realizează aplicând metoda aproximativă a trapezelor, prin discretizarea domeniului de definiție pentru volumul V prin intermediul unghiurilor φ . Rezultă că trebuie să se calculeze suma:

$$L_i = L_{ib} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{p_i + p_{i+1}}{2} (V_{i+1} - V_i) \quad (9.79)$$

unde indicele $i = 1$ corespunde lui $\varphi_i = 180$ și indicele n corespunde lui $\varphi_n = 540$.

După obținerea valorii lucrului mecanic indicat (brut) trebuie calculat lucrul mecanic efectiv corespunzător L_e , pornind de la definiția randamentului mecanic η_m :

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_{ib}} \quad (9.80)$$

Se obține astfel:

$$L_e = \eta_m L_{ib} \quad (9.81)$$

de unde, ținând cont de definiția puterii și de valoarea duratei ciclului t_c , deja calculate, se obține puterea efectivă unitară:

$$P_{e1} = \frac{L_e}{t_c} \quad (9.82)$$

Această valoare poate fi mai mică, egală sau mai mare decât este impusă prin tema de proiect (se acceptă rezultatele mai mari cu aproximativ 5%). Dacă valoarea rezultată este mai mică, se modifică parametrii legii de ardere (durata arderii, factorul de formă, momentul de început al arderii). Dacă valoarea rezultată este prea mare se procedează similar, în plus se poate micșora consumul specific efectiv. Valori mai mari obținute pentru puterea efectivă unitară asigură posibilitatea atingerii performanței de putere impuse de motorul cu geometria determinată anterior.

10. DETERMINAREA DIMENSIUNILOR FUNDAMENTALE ȘI EVALUAREA DIAGramei INDICATE UTILIZÂND EXCEL

În cele ce urmează ne propunem să exemplificăm cum putem aplica noțiunile prezentate în capitolele anterioare pentru a determina dimensiunile fundamentale ale unui motor diesel și cum putem estima modul de variație al presiunii din cilindru.

Presupunem că mărimile prezentate în Tabelul 10.1 sunt mărimi impuse. Legea de ardere de tip Vibe (Wiebe) este estimată de parametrii aleși din Tabelul 10.2 (considerăm o lege de ordinul 1 deoarece la rapoarte de comprimare mari o astfel de lege poate aproxima bine degajarea de căldură).

Tabelul 10.1. Mărimi impuse prin tema de proiect

Numărul cilindrilor	i	4
Turația	n [rot/min]	4000
Raportul de comprimare	ε	19
Puterea efectivă	P_e [kW]	74
Presiunea medie efectivă	p_e [bar]	11.71
Viteza medie a pistonului	w_p [m/s]	12.73
Consumul specific efectiv	c_{se} [g/kWh]	200
Alungirea relativă a bielei	λ_b	0.3316
Randamentul mecanic	η	0.85
Coeficientul excesului de aer	λ	1.5

Tabelul 10.2. Valori inițiale pentru parametri legii de ardere*

Începutul arderii	φ_{ia} [$^{\circ}$ RAC]	340
Durata arderii	$\Delta\varphi_a$ [$^{\circ}$ RAC]	70
Factorul de performanță	a	6.9
Factorul de formă	m	2

*- aceste mărimi pot fi modificate dacă în urma calculelor nu se atinge puterea unitară impusă sau dacă presiunea maximă este prea mare

Tabelul 10.3. Parametri ce caracterizează starea motorului (mărimi adoptate)

Temperatura pereților	T_p [K]	450
Temperatură aer captat -în ÎSA	T [K]	340
Coeficientul gazelor reziduale	γ_{gr}	0.01

Tabelul 10.4. Constante ce caracterizează gazul din cilindru și carburantul (motorina)

Constanta gazului	R [J/kgK]	287
Aerul minim necesar	$(m_a/m_c)_{st}=L_{min}$ [-]	14.5
Puterea colorifică inferioară	H_i [J/g]	42500
Exponentul adiabatic*	k	1.375

*-prin ipoteză, se aproximează că este constant, dar se poate introduce și dependența sa de temperatură, presiune și/sau compoziția gazului din cilindru (utilizând, de exemplu, relațiile lui Zacharias [17])

Temperatura pereților T_p (necesară pentru calculul schimbului de căldură), împreună cu temperatura încălzirii în ÎSA și cu coeficientul gazelor reziduale γ_{gr} sunt cuprinse în Tabelul.10.3, iar constantele ce caracterizează gazul din cilindru, carburantul (motorina), sunt prezentate în Tabelul 10.4.

Vom admite ipoteza conform căreia momentul de început al ciclului este în ÎSA și că acestuia îi corespunde unghiul de 180 [$^{\circ}$ RAC] . Facem această aproximație pentru a ușura evaluarea presiunii inițiale ținând cont de faptul că nu luăm în considerare schimbul de

încărcătură. Eroarea introdusă este acoperitoare pentru calculele de rezistență care sunt dependente de diagrama indicată.

A) DETERMINAREA GEOMETRIEI MOTORULUI (CURSĂ, ALEZAJ, LUNGIMEA BIELEI), A DOZEI CICLICE, A DURATEI CICLULUI, A LUCRULUI MECANIC EFECTIV ȘI A LUCRULUI MECANIC INDICAT

În cele ce urmează vom determina dimensiunile fundamentale ale motorului, conform cu mersul de calcul prezentat anterior în Capitolul 8. Desfășurarea calculelor va fi realizată în Excel.

Organizarea calculelor trebuie făcută în așa fel încât să se poată modifica orice mărime de intrare (aleasă sau impusă), obținându-se rezultatul aferent fără alte manipulări. Pentru aceasta este necesar să se organizeze fișierul Excel în acest sens.

În figura 10.1 se exemplifică un mod de organizare a fișierului Excel. Coloanele A, B și C cuprind date inițiale necesare realizării calculelor, coloanele E și F corespund calculelor de mărimi singulare sau de control, iar coloanele de la H la P sunt rezervate calculului mărimilor ce depind de poziția pistonului (unghiul φ sau volumul V). În coloanele de la H la P inclusiv, este prezentat doar capul de tabel care cuprinde următoarele variabile:

- unghiul φ în coloana H;
- volumul instantaneu al sistemului gaz V în coloana I;
- aria instantanee a frontierei sistemului gaz în coloana J;
- cantitatea de căldură introdusă prin ardere $Q_c(\varphi)$ până în momentul φ ;
- presiunea instantanee p_{aa} din cilindru pentru motorul antrenat considerat adiabatic;
- presiunea instantanee p_{ra} din cilindru pentru motorul real antrenat;
- presiunea instantanee p_{aA} din cilindru pentru motorul adiabatic considerând arderea;
- presiunea instantanee p_{rA} din cilindru pentru motorul real, considerând arderea.

#	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	Mărimi impuse prin tema de proiect				Mărimi calculate			φ [RAC]	V [m ³]	A [m ²]	Qc [J]	paa [Pa]	pra [Pa]	paA [Pa]	prA [Pa]	Li [J]	
2	Numărul cilindrilor	i	4		Cursa pistonului S [m]			180									
3	Turația	n [rot/min]	4000		Lungimea bielei L [m]	0.0955											
4	Raportul de comprimare	ϵ	19		Puterea efectivă unitară [W]												
5	Puterea efectivă	P_e [kW]	74		Durata ciclului t_c [s]												
6	Presiunea medie efectivă	p_e [bar]	11.71		Lucrul mecanic efectiv unitar [J]												
7	Viteza medie a pistonului	w_p [m/s]	12.73		Cilindreea unitară [m ³]												
8	Consumul specific efectiv	c_{se} [g/kWh]	200		Alezajul cilindrului D [m]												
9	Ahuzirea relativă a bielei	λ_b	0.3316		Lucrul mecanic indicat unitar [J]												
10	Randamentul mecanic	η_m	0.85		Consumul orar unitar ch1 [g/h]												
11	Coefficientul excesului de aer	λ	1.5		Doza ciclică [g/ciclu]												
12																	
13	Valori inițiale pentru parametri legii de ardere																
14	Inceputul arderii	φ_a [°RAC]	340		Masa aerului captat [g]												
15	Durata arderii	$\Delta\varphi_a$	70		Masa gaze reziduale [g]												
16	Factorul de performanță	α	6.9		Masa din cilindru ISA [g]												
17	Factorul de formă	m	3		Volumul minim [m ³]												
18					Volumul în ISA [m ³]												
19	Parametri ce caracterizează starea motorului				Presiunea inițială pini [Pa]												
20	Temperatura pereților	T_p [K]	400		Temperatura inițială [K]												
21	Temperatura aer captat - în ISA	T [K]	340		Octot [J]												
22	Coefficientul gazelor reziduale	τ_r	0.01		Qc(p) [J]												
23					Coefficient schimb Q [W/(m ² K)] - α												
24	Constante ce caracterizează gazul din cilindru și carburantul				dQc(p) [J]												
25	Constanta gazului	R [J/kgK]	287														
26	Aerul minim necesar	$(m_a/m_{a0})_{l=1}$ [-]	14.5														
27	Puterea colorifică inferioară	H_i [J/g]	42500														
28	Exponential adiabatic*	k	1.375														

Fig. 10.1. Organizarea fișierului Excel

În figura 10.2 se prezintă ecuația utilizată pentru calculul cursei S, atât în formă algebrică cât și în forma Excel. S-a utilizat funcția ROUND(nr1, nr2) care redă numărul nr1 cu nr2 cifre după virgulă (punct). Această funcție va fi folosită și la calculul celorlalte mărimi fundamentale (lungimea bielei L și alezajul D) cu nr2=4.

#	B	C	D	E	F
1				Mărimi calculate	
2	i	4			
3	n [rot/min]	4000		Cursa pistonului S [m]	0.0955

Fig. 10.2. Calculul cursei pistonului S

#	B	C	D	E	F
4	ϵ	19		Lungimea bielei L [m]	0.144

Fig. 10.3. Calculul lungimii bielei L

70 Procese în motoare cu ardere internă cu piston

În figura 10.4 este prezentat calculul puterii efective unitare. Se observă că rezultatul este înmulțit cu 1000 deoarece vom lucra cu puterea efectivă exprimată în [W] și nu în [kW], cum este exprimată puterea efectivă totală a motorului în tema inițială.

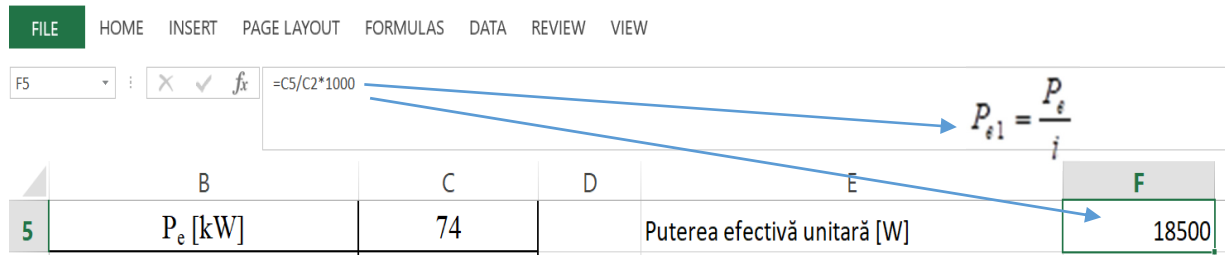


Fig. 10.4. Calculul puterii efective unitare P_{e1}

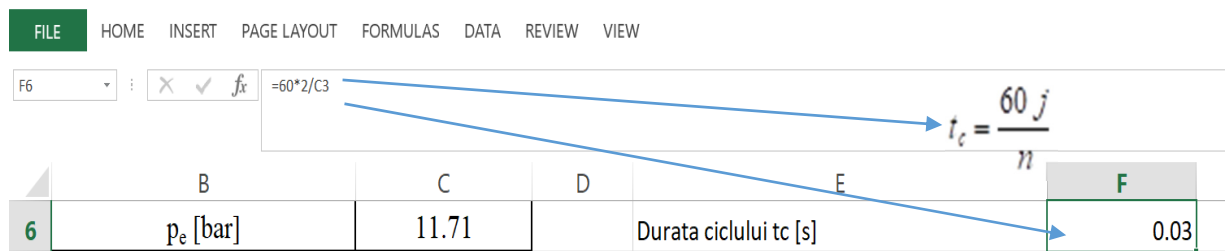


Fig. 10.5 –Calculul duratei ciclului exprimată în secunde (motor în 4 timpi nr. de rotații pe ciclu $j=2$)

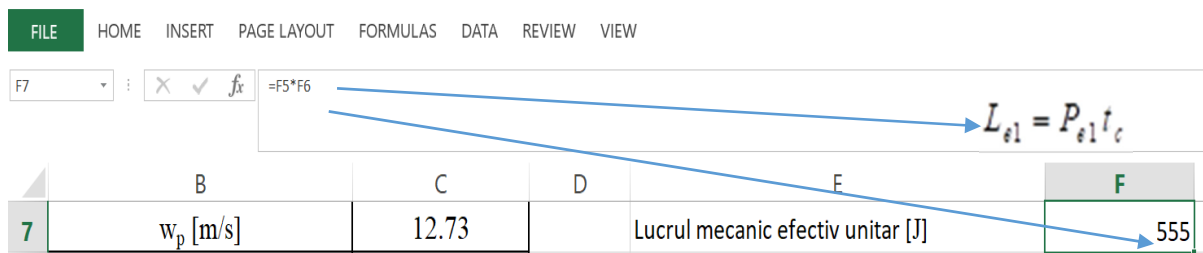


Fig. 10.6-Calculul lucrului mecanic efectiv unitar L_{e1}

Figura 10.7 ilustrează calculul cilindreei unitare V_{S1} . Numărul 100000 ce apare în formula din Excel reprezintă factorul de conversie al presiunii din [bar] în [Pa].

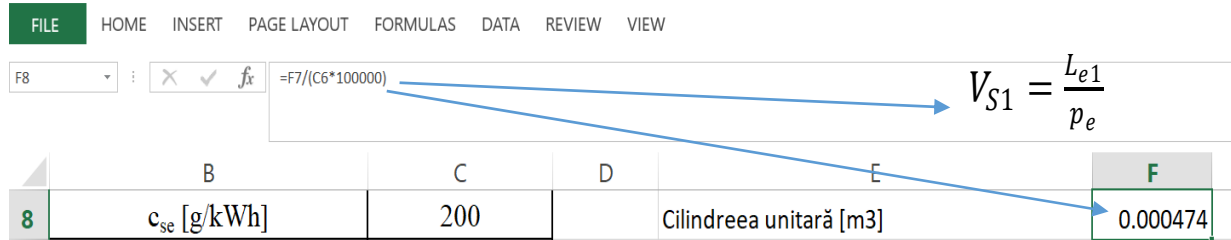


Fig. 10.7. Calculul cilindreei unitare V_{S1}

Figura 10.8 ilustrează calculul alezajului D . Pentru extragerea radicalului s-a utilizat funcția din Excel SQRT (NR), unde NR este rezultatul pentru expresia de sub radical. S-a utilizat și funcția ROUND (NR, 4) ca și la cursa S și la lungimea bielei L ce reduce numărul zecimalelor la 4 (zecimi de milimetru).

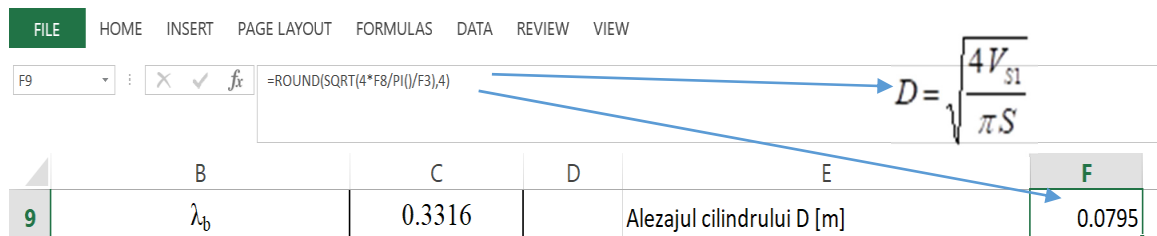


Fig. 10.8. Calculul alezajului D

În figura 10.9 se prezintă calculul consumului orar de carburant corespunzător unui singur cilindru c_{h1} exprimat în [g/h]. Numărul 1000 din formula Excel aferentă formulei algebrice convertește [kW]-ul din unitatea de măsură a consumului specific efectiv c_{se} [kWh] în W.

72 Procese în motoare cu ardere internă cu piston

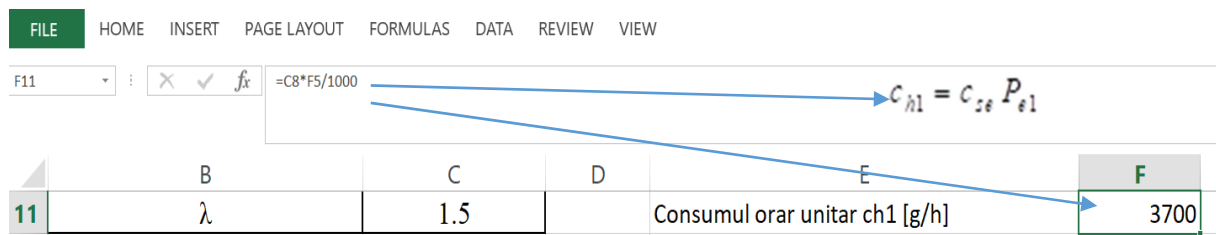


Fig. 10.9. Calculul consumului orar de carburant c_{hl}

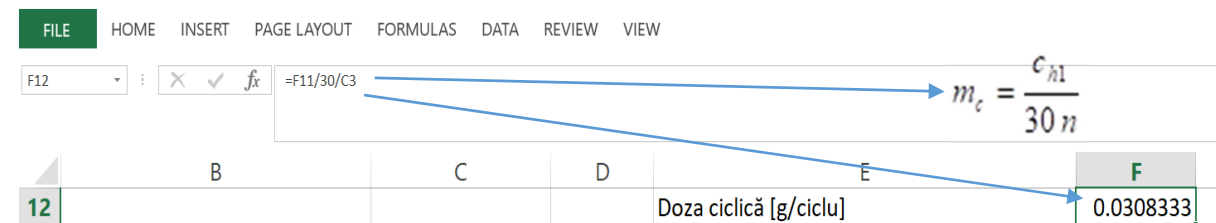


Fig. 10.10. Calculul dozei ciclice m_c

B) DETERMINAREA MASEI ȘI PRESIUNII ÎNȚIALE DIN CILINDRU, REPREZENTAREA LEGII DE ARDERE DE TIP VIBE (WIEBE), A VOLUMULUI ȘI ARIEI TOTALE A SISTEMULUI GAZ

Elementele teoretice aferente acestui titlu sunt prezentate în capitolul 9.



Fig. 10.11. Calculul masei de aer captate în cilindru m_a

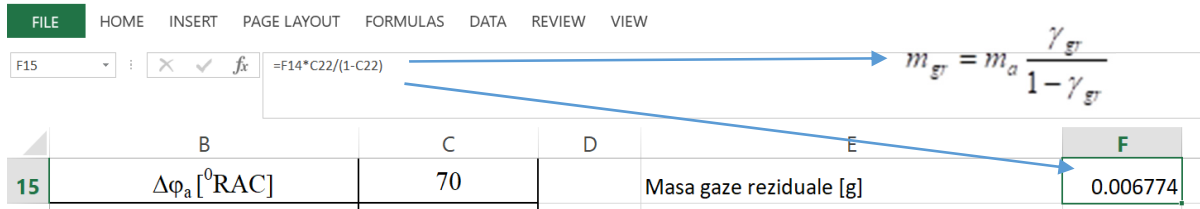


Fig. 10.12. Calculul masei gazelor reziduale m_{gr}

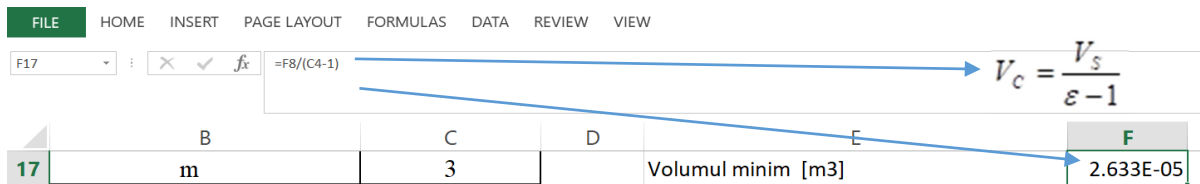


Fig. 10.13. Calculul volumului minim V_c

Figura 10.14 ilustrează calculul volumului la momentul $\varphi_{SA}=180$. În formula Excel se observă transformarea unghiului din [°RAC] în radiani cu utilizarea valorii numărului π (exprimată în Excel prin expresia PI()) împărțită la 180. S-a realizat această transformare deoarece funcțiile trigonometrice din Excel trebuie să aibă argumentul număr real.

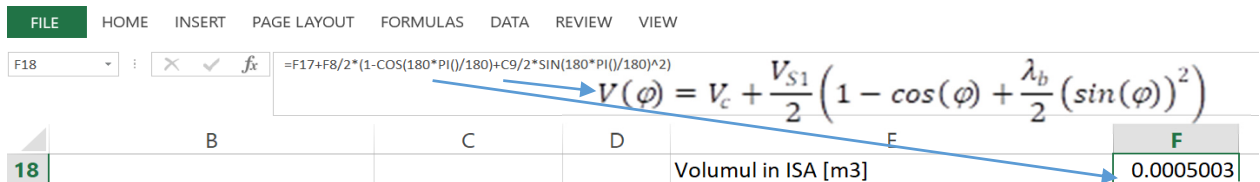


Fig. 10.14. Calculul volumului la momentul φ_{SA} (=180 adică volumul este maxim)

În relația din Excel pentru calculul presiunii inițiale în cilindru din figura 10.15 apare o împărțire la 1000, pentru a corela unitățile de măsură utilizate (constanta gazului R apare în [J/(kgK)] și trebuie introdusă în [J/(gK)] pentru că masa m_{cil} din cilindru este în grame).

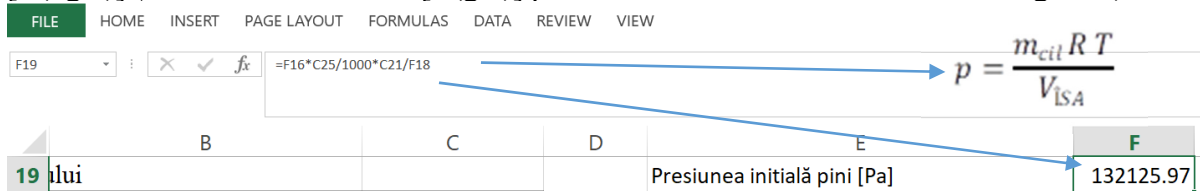
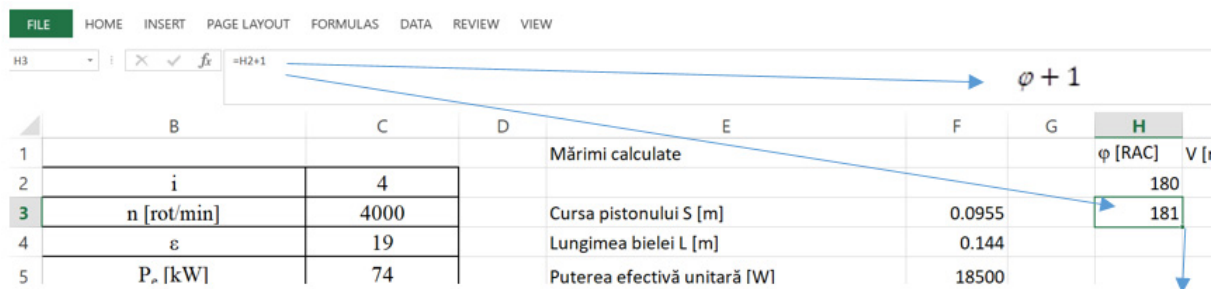


Fig. 10.15. Calculul presiunii inițiale din cilindru

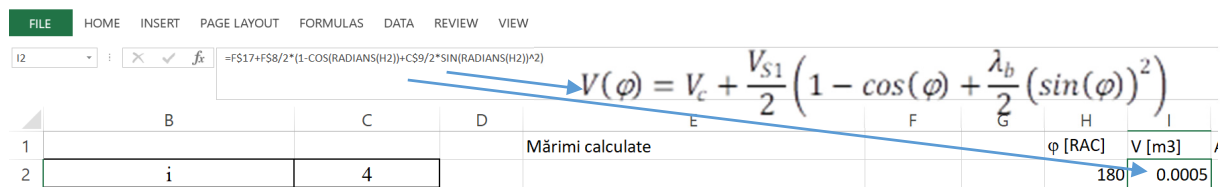
Generarea valorilor pentru unghiul φ ce definește poziția pistonului între 180 și 540 [°RAC] este prezentată în figura 10.16. Sub capul de tabel se introduce valoarea de 180. Pe următoarea căsuță de pe coloană se scrie formula de generare (=valoarea anterioară +1) și se apasă tasta Enter. Apare valoarea 181 în dreptunghi. Se pune cursorul pe colțul din dreapta jos al acestei căsuțe și ținând mouse-ul apăsat se coboară pe coloană, conform săgeții verticale din figură până se atinge valoarea de 540 pentru unghiul curent φ .



	B	C	D	E	F	G	H
1			Mărimi calculate				φ [RAC]
2	i	4					180
3	n [rot/min]	4000	Cursa pistonului S [m]		0.0955		181
4	ε	19	Lungimea bielei L [m]		0.144		
5	P_e [kW]	74	Puterea efectivă unitară [W]		18500		

Fig. 10.16. Generarea valorilor pentru unghiul φ

În figura 10.17 se generează valorile volumelor V în funcție de unghiul curent φ . Pentru trecerea la radiani, necesară pentru calculul funcțiilor sinus și cosinus, se utilizează funcția de conversie RADIANS(φ) care are argumentul în grade. Se calculează prima valoare sub capul de tabel (corespunzătoare unghiului de 180 [°RAC]) similar cu calculul volumului în ÎSA). Se blochează în formulă toate valorile ce rămân constante volumul minim V_c , cilindreea V_{S1} și raportul adimensional al bielei λ_b punând semul \$ între litera ce denumește căsuța în care se află valoarea aferentă și prima cifră (F17 blocat devine \$F\$17). După ce s-a scris corect formula se apasă tasta Enter. Rezultatul apare în dreptunghi, se pune cursorul în colțul din dreapta jos astfel încât colțul să fie marcat cu o cruciuliță și se face dublu clic cu mouse-ul. Se poate ține mouse-ul apăsat și să se parcurgă coloana până când unghiul devine 540 [°RAC].



	B	C	D	E	F	G	H	I
1			Mărimi calculate				φ [RAC]	V [m3]
2	i	4					180	0.0005

Fig. 10.17. Generarea volumelor funcție de unghiul φ

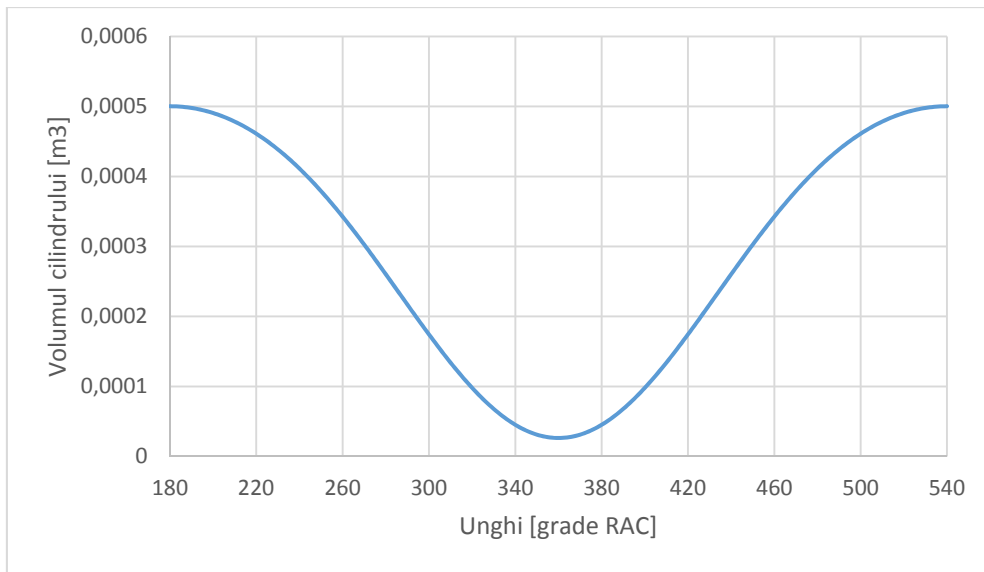


Fig. 10.18. Variația volumului (pe cursele comprimare și destindere)

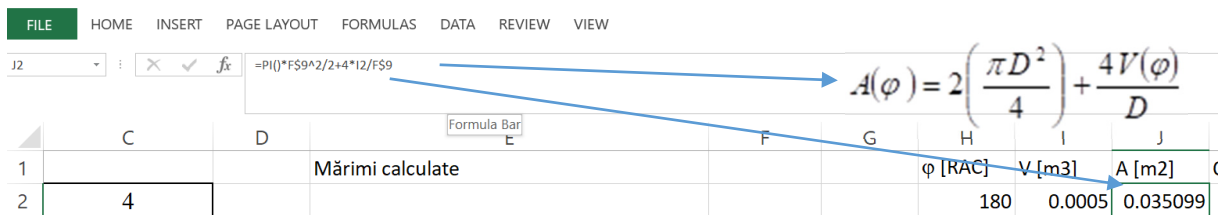


Fig. 10.19. Generarea ariilor frontierei A(φ) a sistemului gaz

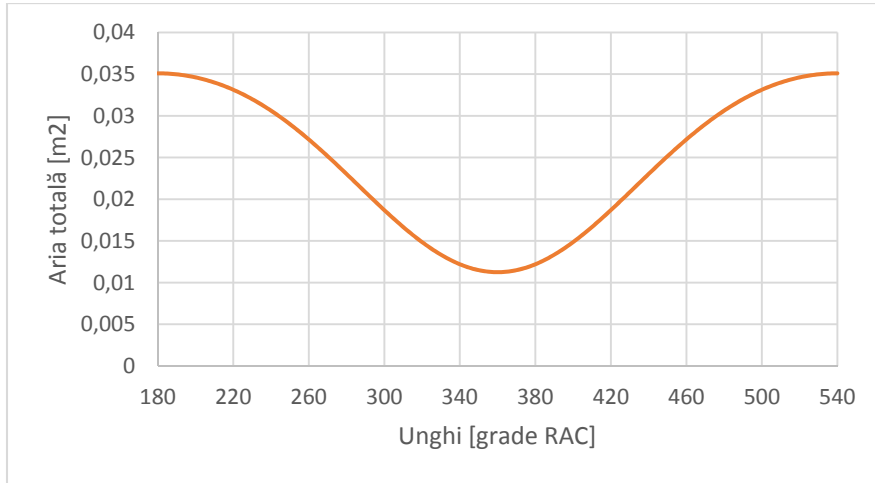
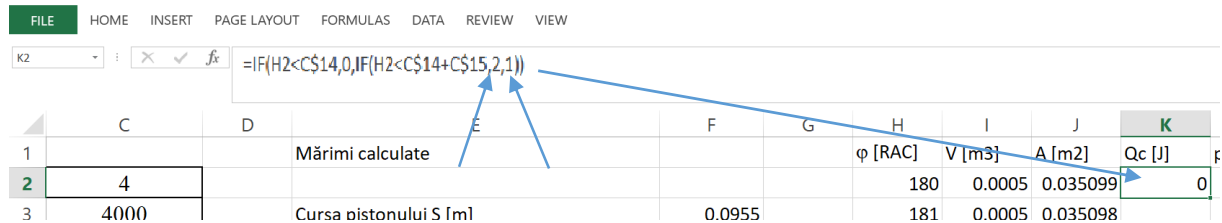


Fig. 10.20. Variația ariei totale a sistemului gaz

Figurile 10.21, 10.22, 10.23, 10.24 și 10.25 descrie modul de calcul a cantității de energie termică degajată prin ardere, Q_c , prin utilizarea funcției logice IF. Astfel, în figura 10.21 se definește funcția ajutătoare:

$$f(x) = \begin{cases} 0 & \text{dacă } \varphi < \varphi_{ia} \\ 2 & \text{dacă } \varphi_{ia} \leq \varphi < \varphi_{sa} \\ 1 & \text{dacă } \varphi \gg \varphi_{sa} \end{cases}$$

În această funcție constantele 1 și 2 sunt introduse pentru a fi înlocuite. Astfel, 2 se înlocuiește cu expresia lui $Q_c(\varphi)$, iar similar 1 cu Q_{ctot} , ale căror expresii se determină în figurile 10.22 și 10.24. De fapt, numerele 1 și 2 sunt numere tehnologice ce vor fi înlocuite cu expresiile amintite (sunt marcate cu săgeți în figura 10.21), iar funcția ajutătoare $f(x)$ implementată în figura 10.21 este o funcție logică compusă din două IF-uri.

Fig. 10.21. Definierea unei funcții logice IF în IF-funcția ajutătoare $f(x)$

În figura 10.22 se prezintă calculul lui Q_{ctot} . Valorile ce definesc această mărime sunt blocate utilizând \$.

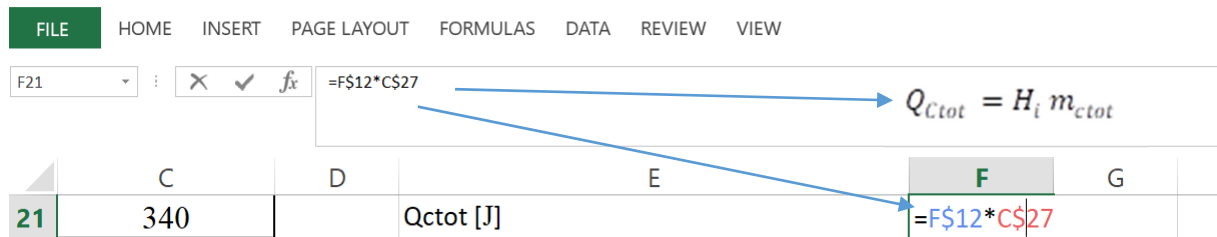


Fig. 10.22. Calculul căldurii totale introduse prin ardere pe ciclu (expresia va înlocui constanta 1)

În figura 10.23 se înlocuiește (utilizând procedura Copy-Paste) cifra tehnologică 1 cu expresia lui Q_{ctot} construită anterior.

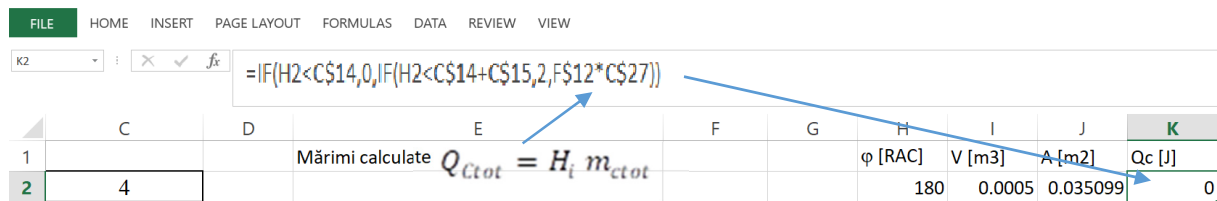


Fig. 10.23. Introducerea lui Q_{ctot} în funcția IF

Figura 10.24 prezintă construirea funcției $Q_c(\varphi)$. Singurul parametru nebloctat din expresia căldurii degajate prin ardere este unghiul φ .

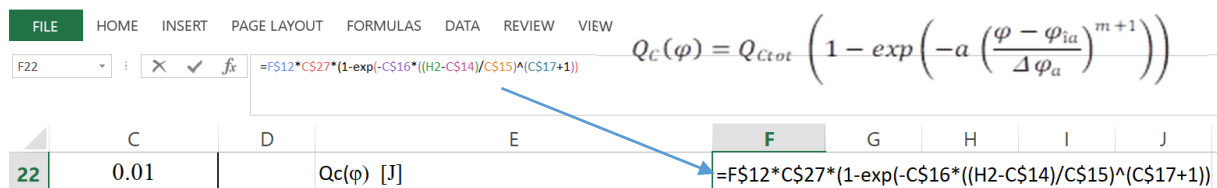


Fig. 10.24. Construirea funcției $Q_c(\varphi)$

Numărul tehnologic 2 din funcția $f(x)$ este și el înlocuit prin procedura Copy-Paste cu expresia construită în figura 10.24, rezultând funcția logică cu dublu IF prezentată în figura 10.25, ce permite calculul legii de ardere (fig. 10.25). După generarea valorilor legii de ardere $Q_c(\varphi)$ aceasta se reprezintă grafic conform figurii 10.26.

78 Procese în motoare cu ardere internă cu piston

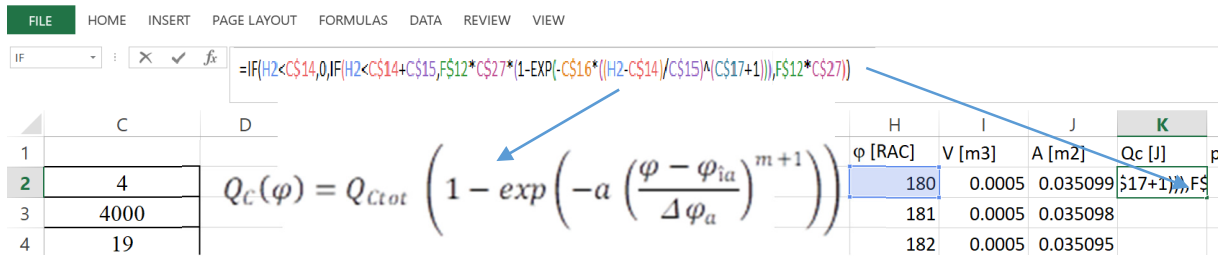


Fig. 10.25-Calculul legii de ardere

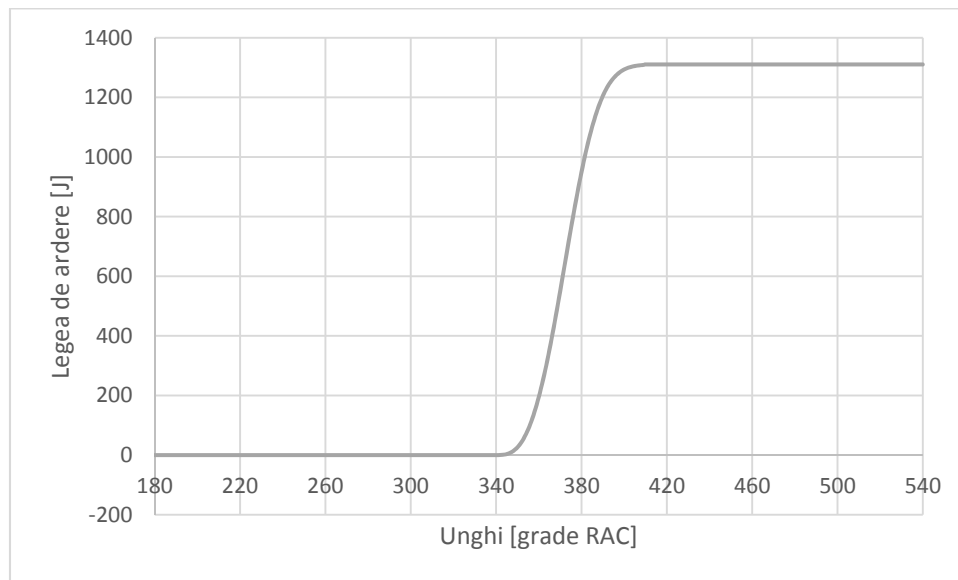


Fig. 10.26. Legea de ardere (de degajare a căldurii)

C) CALCULUL DIAGramei INDICATE PENTRU MOTORUL CONSIDERAT ADIABATIC

Elementele teoretice aferente acestui titlu sunt prezentate în capitolul 9. Se consideră patru cazuri pentru calculul diagramei indicate:

- 1-motor adiabatic antrenat (fără ardere paa)
- 2-motor adiabatic cu ardere (paA)
- 3-motor real (cu ardere) și schimb de căldură prin pereți (prA)
- 4-motor real antrenat (fără ardere pra)

Pentru început se inițializează coloanele de calcul pentru presiunile în cele patru cazuri, cu presiunea inițială calculată anterior conform figurii 10.27.

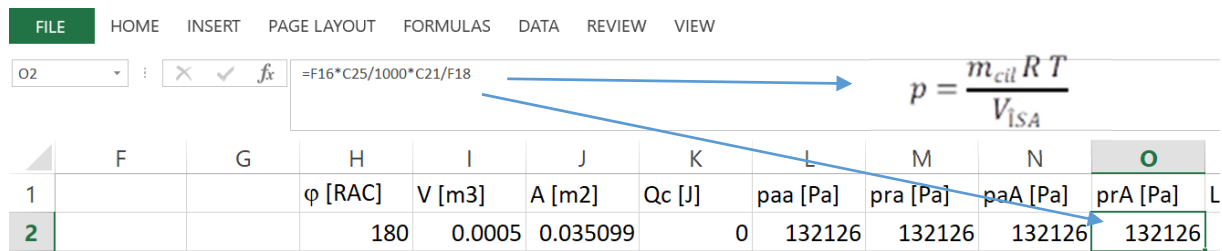


Fig. 10.27 –Inițializarea presiunilor de început al ciclurilor (pentru cele 4 cazuri considerate)

Sub presiunea p_{aa} de la începutul ciclului, se introduce formula de recurență pentru calculul presiunii pentru un motor antrenat (fără ardere) și adiabatic (fără schimb de căldură prin pereți), conform figurii 10.28. Se blochează toate mărimile din formula de recurență care nu au indicele i. Pentru completarea coloanei se procedează prin analogie cu figura 10.16.

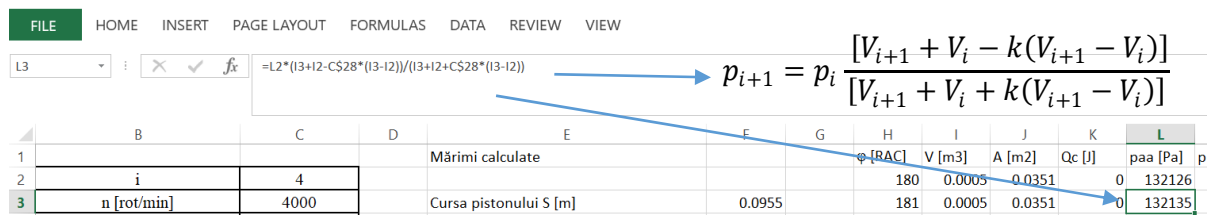


Fig. 10.28. Calculului presiunii paa (motor antrenat adiabatic)

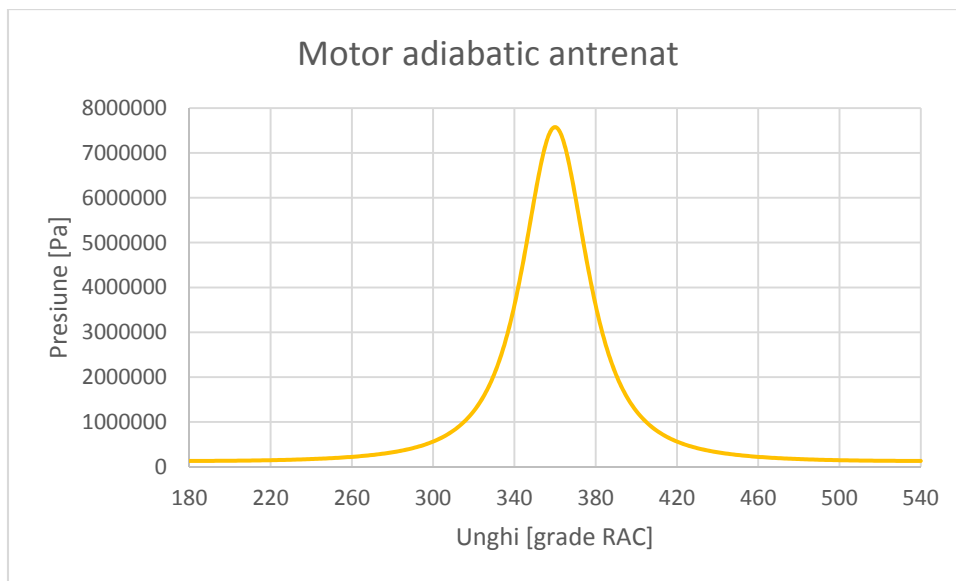


Fig. 10.29. Variația presiunii paa din motorul adiabatic fără ardere

Pentru calculul presiunii în motorul considerat adiabatic dar cu ardere p_{aA} , se utilizează formula de recurență ce cuprinde și legea de ardere. Cum aceasta a fost calculată deja, vom folosi valorile ce apar în coloana respectivă. Pentru a reduce efortul de scriere, putem să utilizăm formula de la motorul adiabatic fără ardere, utilizând procedura Copy-Paste dar, având grijă ca în formula finală să apară doar presiuni din aceeași coloană! În figura 10.30 sunt prezentate ecuațiile ce rezultă pentru p_{aA} (motor adiabatic cu ardere).

Fig. 10.30 – Calculul presiunii din motorul adiabatic cu ardere p_{aA}

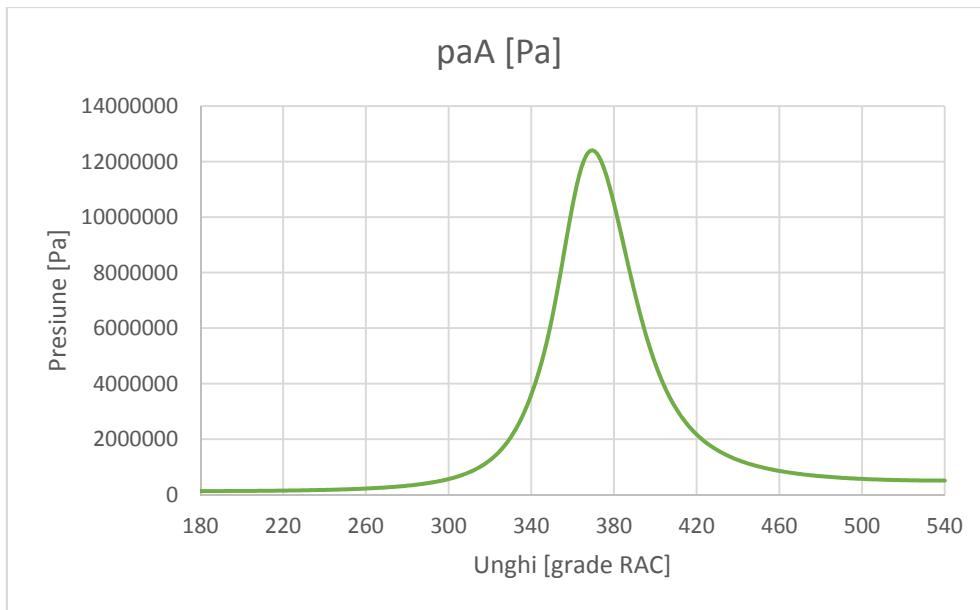


Fig. 10.31. Variația presiunii pa_A pentru motorul adiabatic cu ardere

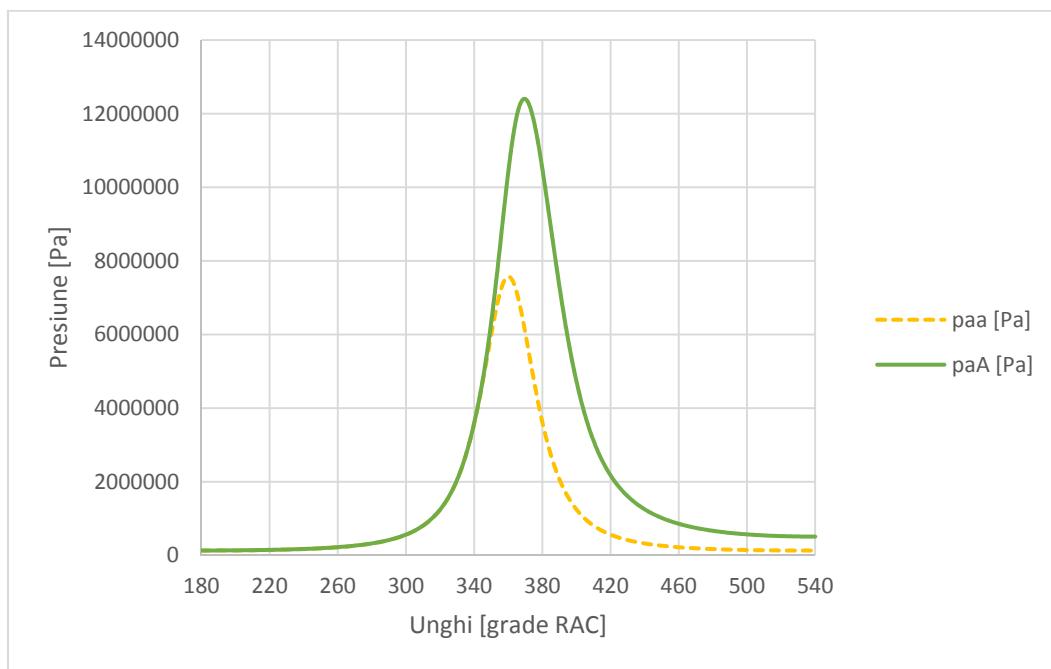


Fig. 10.32. Diagrame indicate suprapuse pentru motorul adiabatic cu ardere pa_A și fără ardere paa

D) CALCULUL DIAGramei INDICATE CU LUAREA ÎN CONSIDERARE A PIERDERILOR DE CĂLDURĂ

Elementele teoretice aferente acestui titlu sunt prezentate în capitolul 9. Pentru calculul presiunii în motorul real, adică luând în considerare atât arderea cât și pierderile de căldură, ne vom construi formulele necesare pentru dQ_{pi+1} .

În figura 10.33 se prezintă calculul coeficientului de schimb de căldură, iar în figura 10.34 calculul pentru căldura pierdută prin pereți dQ_{pi+1} . În formula din Excel presiunea trebuie introdusă în bar (de aceea se împarte cu 100000), mai apare o împărțire la 1000 în paranteza în care se calculează temperatura (R se introduce în [J/(gK)] deoarece masa m_{cil} este în grame).

Se blochează mărimile constante m_{cil} , R , w_p .

Presiunile ce intervin în relațiile de calcul din Excel trebuie să fie din aceeași coloană! În cazul de față, coloana este O.

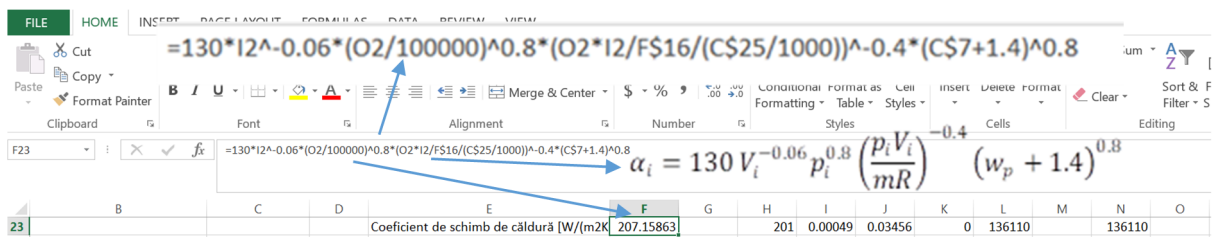


Fig. 10.33. Calculul coeficientului de schimb de căldură α

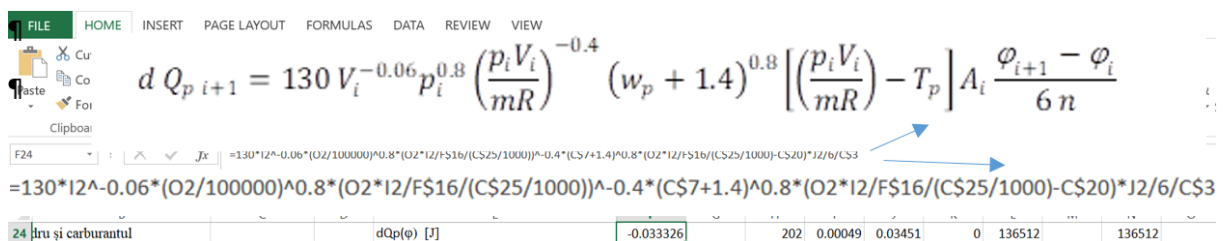


Fig. 10.34. Calculul căldurii schimbate prin pereți pe pas de calcul

Pentru implementarea relației de recurență ce determină variația presiunii din motorul cu ardere și cu schimb de căldură, se poate utiliza procedura de completare a relației de recurență folosită la motorul adiabatic cu ardere, introducând relația de schimb de căldură obținută în figura 10.30, în care se schimbă presiunea cu cea din noua coloană (vezi săgețile din figura 10.35).

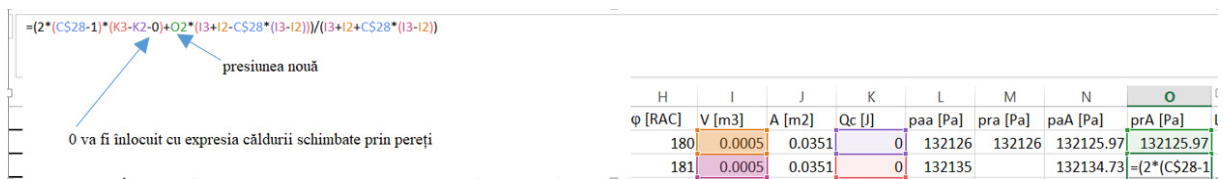


Fig. 10.35. Utilizarea relației de recurență pentru paA la construirea relației de recurență pentru prA

În figura 10.35 s-a introdus în relația de recurență pentru paA un minus zero (-0), zero ca cifră tehnologică. În figura 10.36 această cifră este înlocuită prin procedura Copy–Paste cu relația construită în figura 10.34 pentru căldura schimbată. După calculul primei valori cu relația de recurență se procedează ca în figura 10.16.

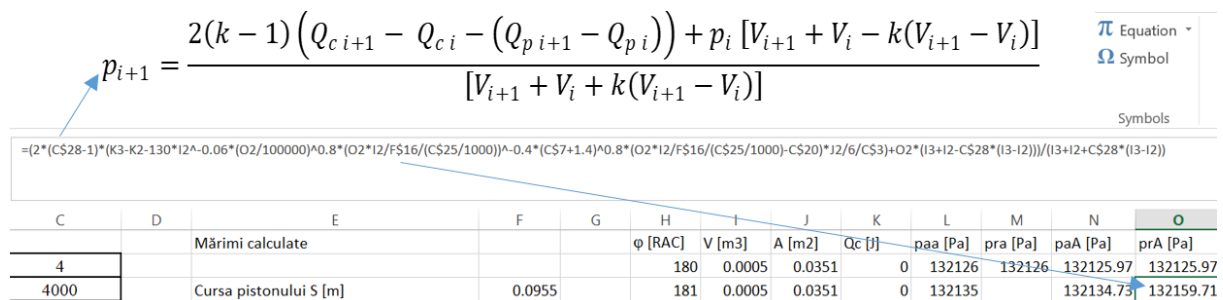


Fig. 10.36. Construirea relației de recurență pentru presiunea prA (presiunea din cilindru cu ardere și cu luarea în considerare a schimbului de căldură)

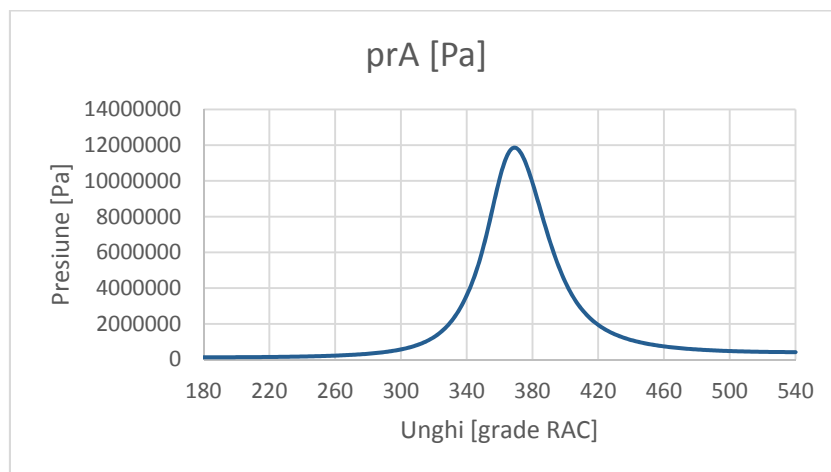


Fig. 10.37. Variația presiunii pentru motorul real cu ardere și schimb de căldură

Pentru calculul variației presiunii din motorul real antrenat (cu schimb de căldură) se poate utiliza relația de recurență anterioară din care se șterg termenii ce reprezintă arderea și se modifică litera ce corespunde presiunii cu cea aferentă noii presiuni (în cazul de față O se schimbă cu M).

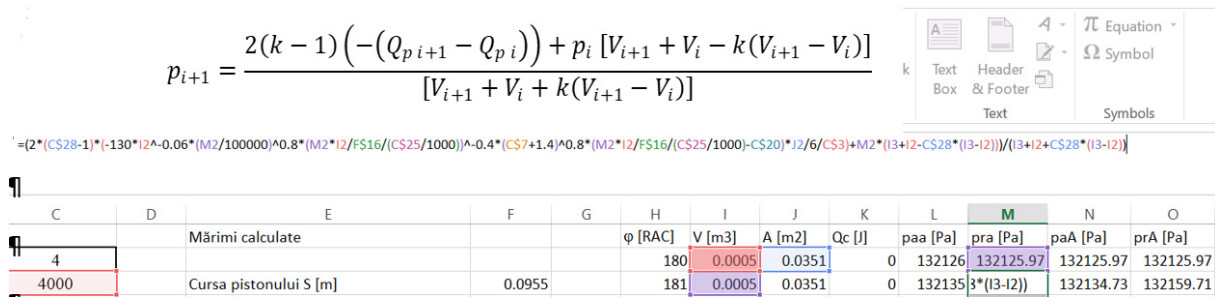


Fig. 10.38 – Relația de recurență pentru presiunea p_{ra} din motorul real antrenat (cu schimb de căldură și fără ardere)

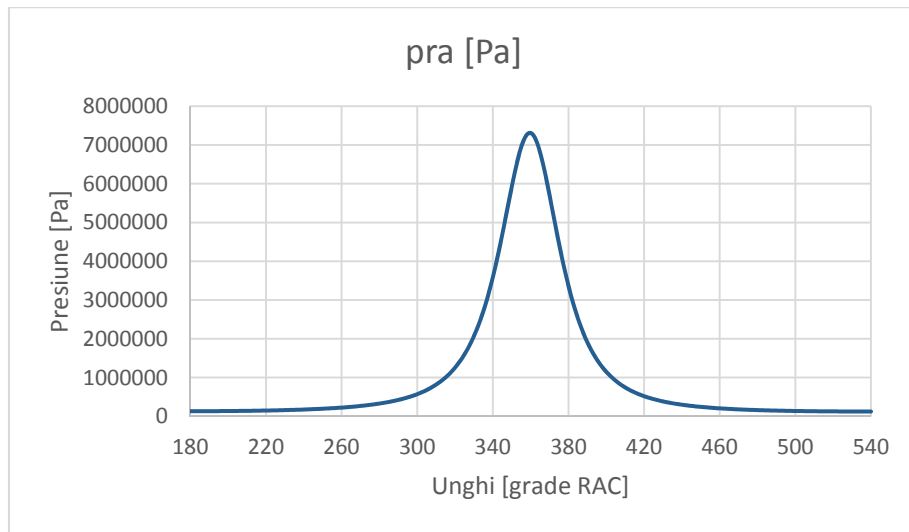


Fig. 10.39. Diagrama indicată pentru motorul antrenat dar cu schimb de căldură

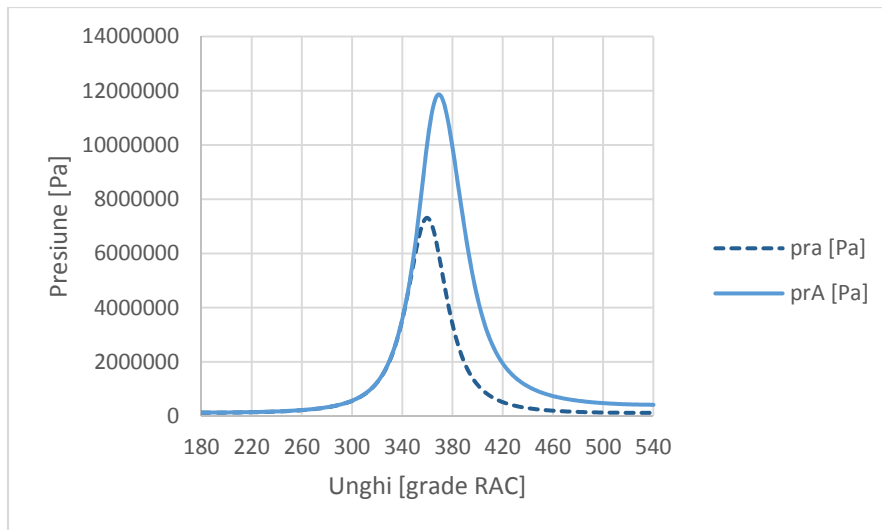


Fig. 10.40. Diagramele indicate suprapuse pentru ciclurile cu ardere și fără ardere, pentru motorul real (cu schimb de căldură)

În figura 10.41 se observă că presiunile maxime sunt mai mari la motorul adiabatic decât la cel cu schimb de căldură.

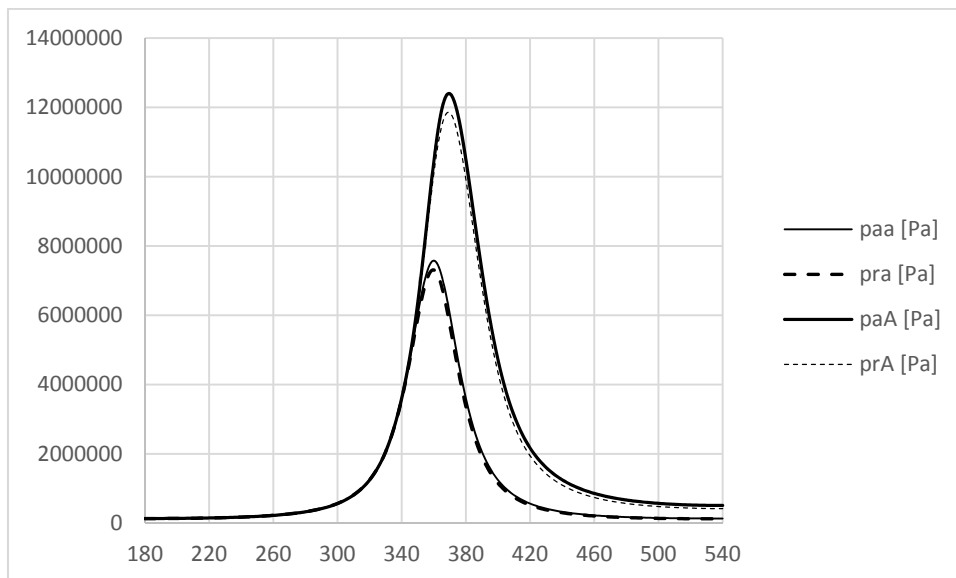


Fig. 10.41 – Cele patru diagrame indicate (deschise) suprapuse (pentru toate cazurile considerate)

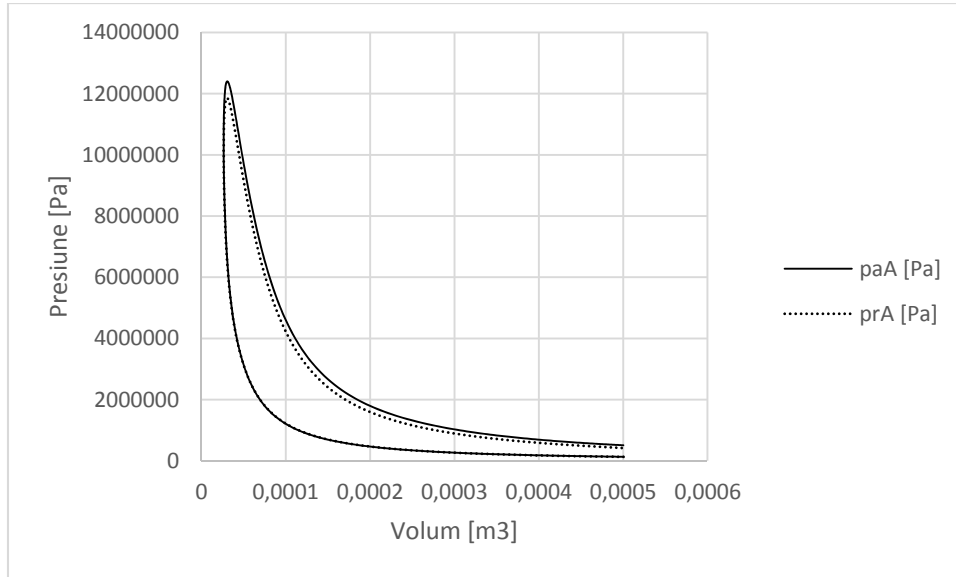


Fig. 10.42. Diagrame indicate (închise) suprapuse în coordonate (p, V) (presiunile ciclului adiabatic cu ardere paA și presiunile ciclului cu schimb de căldură și ardere prA)

E) CALCULUL LUCRULUI MECANIC INDICAT ȘI A PUTERII EFECTIVE UNITARE. VERIFICAREA ATINGERII PERFORMANȚELOR IMPUSE

Elementele teoretice aferente acestui titlu sunt prezentate în capitolul 9.

$= (0.3 + 0.2) / 2 * (13 - 12)$

$$\frac{P_i + P_{i+1}}{2} (V_{i+1} - V_i)$$

C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	P			
	Mărimi calculate				φ [RAC]	V [m3]	A [m2]	Qc [J]	paa [Pa]	pr	Li [J]		
4					180	0.0005	0.0351	0	132126	132125.97	132125.97	0	
4000	Cursa pistonului S [m]	0.0955			181	0.0005	0.0351	0	132135	132159.71	132134.73	132159.71	-0.00319

Fig. 10.43. Determinarea lucrului mecanic pe pas de calcul

În figura 10.43 se prezintă ecuația de calcul pentru lucrul mecanic între două unghiuri succesive (aria trapezului cu laturile p_i și p_{i+1} și cu înălțimea $V_{i+1} - V_i$). Se observă că sub capul de tabel Li [J] s-a inițializat coloana cu zero iar în următoarea căsuță s-a calculat aria primului trapez. Se apasă dublu clic pe mouse-ul poziționat în colțul din dreapta jos și se obțin ariile tuturor trapezelor ce însumate dau lucrul mecanic indicat brut.

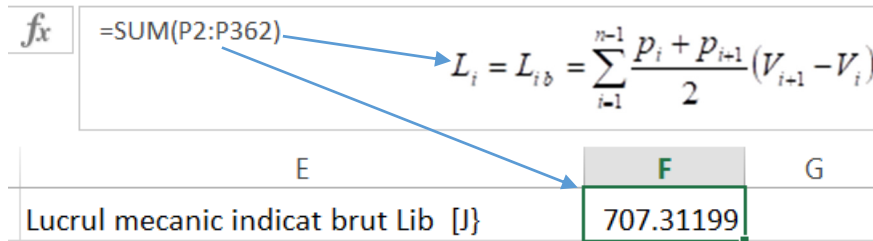


Fig. 10.44. Calculul lucrului mecanic indicat brut

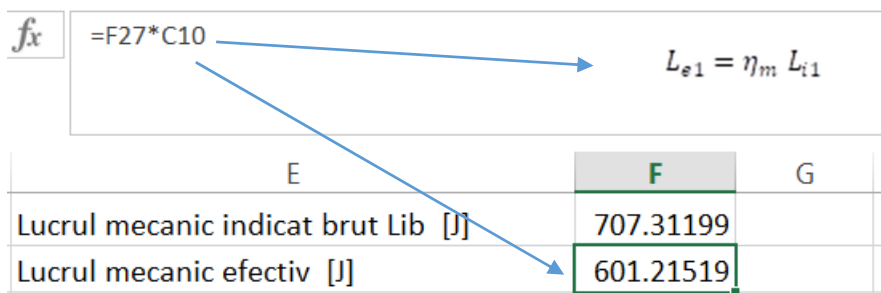


Fig. 10.45. Calculul lucrului mecanic efectiv (unitar)

Împărțind lucrul mecanic efectiv la durata ciclului, se obține puterea efectivă unitară calculată.

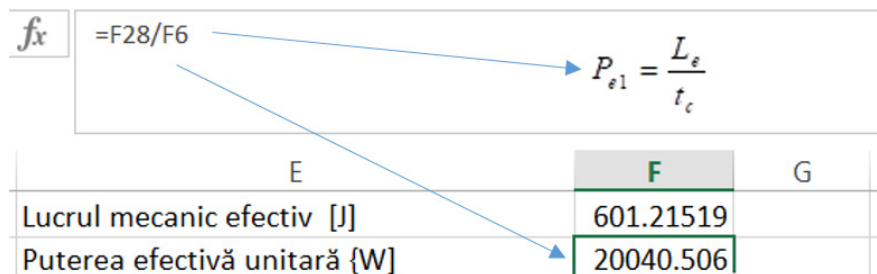


Fig. 10.46. Calculul puterii efective unitare

Dacă notăm cu P_{e1T} puterea efectivă unitară dată inițial prin tema de proiectare și cu P_{e1C} puterea efectivă unitară rezultată prin calcul, putem calcula eroarea relativă err prin formula:

$$err = \frac{P_{e1C} - P_{e1T}}{P_{e1T}} \quad (10.1)$$

În figura 10.47 se calculează această eroare relativă.

f_x	$= (F_{29} - F_5) / F_5$	$err = \frac{P_{e1C} - P_{e1T}}{P_{e1T}}$
	E	F
Puterea efectivă unitară [W]		20040.506
Eroarea relativă err		0.0832706

Fig. 10.47. Calculul erorii relative pentru puterea efectivă unitară

Pentru a reduce această eroare de 8.33%, putem modifica unul sau mai mulți dintre parametrii adoptați. De fapt, o parte dintre parametrii adoptați pot fi modificați prin acționarea asupra sistemului sau sistemelor ce îi determină. Spre exemplu, legea de ardere reală este determinată de sistemul de injecție prin legea de injecție, și structura jetului de carburant, de arhitectura camerei de ardere (ce induce anumite mișcări pentru gazul din cilindru), de nivelul parametrilor termodinamici din cilindru etc. În figura 10.48 se prezintă valorile acestor ultime calcule cu datele anunțate inițial.

φ_{ia} [°RAC]	340	Masa aerului captat [g]	0.670625
$\Delta\varphi_a$ [°RAC]	70	Masa gaze reziduale [g]	0.006774
a	6.9	Masa din cilindru ISA [g]	0.677399
m	2	Volumul minim [m ³]	2.633E-05
		Volumul in ISA [m ³]	0.0005003
ui		Presiunea inițială pini [Pa]	132125.97
T_p [K]	450	Temperatura initiala [K]	340
T [K]	340	Qctot [J]	1310.4167
γ_{gr}	0.01	Qc(φ) [J]	1310.4167
		Coeficient de schimb de căldură [W/(m ² K)]	207.15863
dru și carburantul		dQp(φ) [J]	-0.033326
R [J/kgK]	287		
$(m_a/m_c)_{st} = L_{min}$ [-]	14.5		
H_i [J/g]	42500	Lucrul mecanic indicat brut Lib [J]	707.31199
k	1.375	Lucrul mecanic efectiv [J]	601.21519
		Puterea efectivă unitară [W]	20040.506
		Eroarea relativă err	0.0832706

Fig. 10.48. Rezultate finale cu datele inițiale din tabellele (10.2-10.4)

Legea Vibe aleasă poate fi folosită ca un reper pentru cei ce stabilesc legea de injecție și restul elementelor ce determină legea de ardere. În cazul nostru, putem acționa pentru a scădea eroarea relativă err modificând momentul de început al arderii din 340 [°RAC] (avans

de 20 grade față de PMI) în 350 [°RAC] (avans de început al arderii de 10 grade). Se obțin astfel rezultatele din figura 10.49, unde err este de 2.21%.

φ_{ia} [°RAC]	350	Masa aerului captat [g]	0.670625
$\Delta\varphi_a$ [°RAC]	70	Masa gaze reziduale [g]	0.006774
a	6.9	Masa din cilindru ISA [g]	0.677399
m	2	Volumul minim [m ³]	2.633E-05
		Volumul in ISA [m ³]	0.0005003
ui		Presiunea initială pini [Pa]	132125.97
T_p [K]	450	Temperatura initiala [K]	340
T [K]	340	Qctot [J]	1310.4167
γ_{gr}	0.01	Qc(φ) [J]	1310.4167
		Coeficient de schimb de căldură [W/(m ² K)]	207.15863
dru și carburantul		dQp(φ) [J]	-0.033326
R [J/kgK]	287		
$(m_g/m_c)_{st}=L_{min}$ [-]	14.5		
H_i [J/g]	42500	Lucrul mecanic indicat brut Lib [J]	666.79834
k	1.375	Lucrul mecanic efectiv [J]	566.77859
		Puterea efectivă unitară [W]	18892.62
		Eroarea relativă err	0.0212227

Fig.10.49. Efectul modificării momentului de început al arderii asupra erorii relative

Cu aceste modificări, graficele ce reprezintă diagramele indicate se modifică presiunea maximă scăzând semnificativ, după cum se observă în figurile 10.50 și 10.51.

Se constată că, pe lângă faptul că eroarea err s-a micșorat ajungând în limita acceptată (sub 5%), și presiunea maximă la motorul real (cu ardere și schimb de căldură) a scăzut semnificativ de la $p_{max}=118.6$ [bar] la $p_{max}= 79.67$ [bar], ambele valori fiind de fapt admisibile (presiunea maximă în cilindru la un motor turbosupraalimentat poate depăși 220 [bar] –vezi [18]). Riscul unei astfel de modificări constă în posibilitatea apariției supraîncălzirii motorului datorită deplasării arderii în destindere.

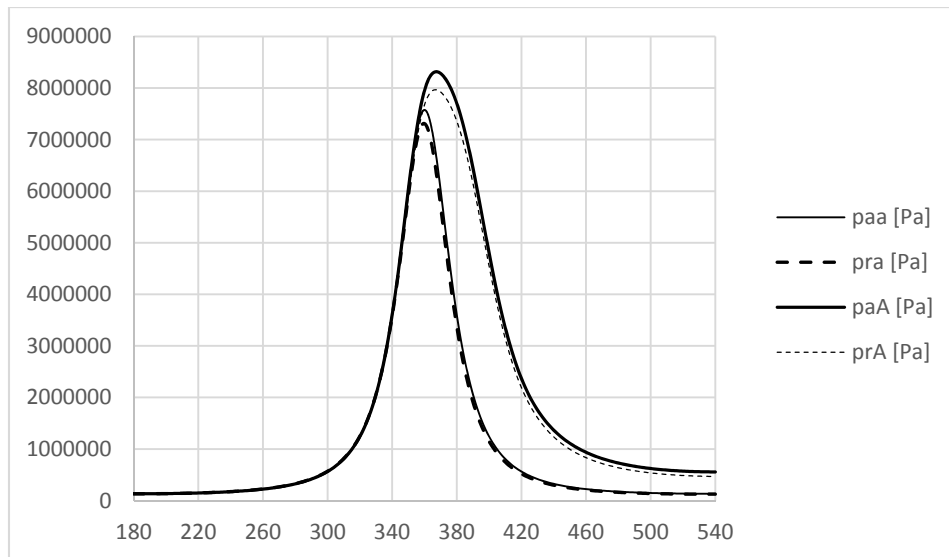


Fig. 10.50 - Cele patru diagrame indicate (deschise) suprapuse (pentru toate cazurile considerate), cu avansul de început al arderii micșorat

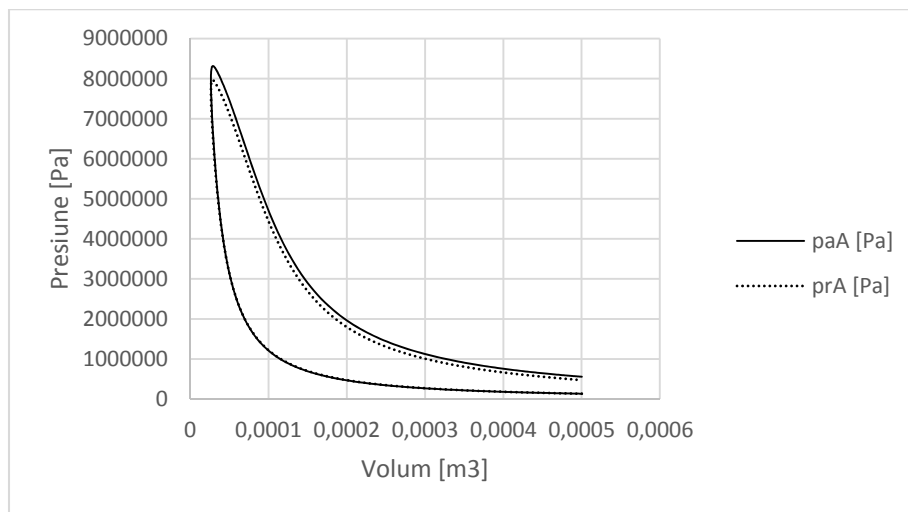


Fig. 10.51 - Diagrame indicate (închise) suprapuse în coordonate (p, V) (presiunile ciclului adiabatic cu ardere p_{aA} și presiunile ciclului cu schimb de căldură și ardere p_{rA})- cu avansul de început al arderii micșorat

Modificarea momentului de început al arderii de la 340 la 350 grade RAC s-a făcut fără modificarea celorlalte parametri ce definesc legea de ardere, în realitate acest fapt este imposibil. Întârzierea începutului arderii se face prin întârzierea începutului injectiei care se va face la

valori mai mari ai parametrilor presiune și temperatură din cilindru. Efectul este o micșorare a perioadei de întârziere la autoaprindere și implicit o micșorare a cantității de amestecuri preformate fapt ce duce la modificarea factorului de formă al legii de ardere. Evident, teoretic este posibil să se modifice și ceilalți parametri ce definesc legea Vibe.

În spatele legii de ardere se află legea de injecție cu structura jetului, mișcările organizate din cilindru, starea gazului din cilindru, fenomenele de vaporizare și difuzie și nu în ultimul rând reacțiile chimice exoterme dintre carburant și comburant. Soluția la care am ajuns trebuie să poată fi atinsă prin manipularea din proiectare a fenomenelor amintite, altfel spus legea de ardere la care am ajuns reprezintă doar un reper pentru cei ce aleg sistemul de injecție, arhitectura camerei de ardere, sistemul de supraalimentare etc.

Se poate modifica temperatura inițială T alegând o valoare mai mică (presupunând existența unui răcitor intermediar) sau se poate modifica temperatura pereților T_p la o valoare mai mică (prin managementul sistemului de răcire sau/și al supraalimentării). Modificarea temperaturii inițiale duce și la modificarea presiunii inițiale și a celorlalți parametri calculați, la fel ca și modificarea coeficientului de gaze reziduale cu ajutorul sistemului EGR de reculare a gazelor de ardere. Se poate chiar micșora consumul specific efectiv de carburant. Evident că este de dorit ca orice modificare să poată fi realizată și practic.

În concluzie, diagrama indicată obținută este doar o aproximație a realității, dar oferă un reper pentru calculele de anteproiect și pentru cei ce proiectează sistemele ce echipează motorul și interacțiunile dintre acestea. O altă foarte importantă aplicație a fișierului de calcul construit este faptul că oferă posibilitatea evidențierii modului în care sunt influențate performanțele dacă se modifică un anumit parametru.

În prezent există programe specializate de calcul pentru motoare termice care permit simularea desfășurării fenomenelor din toate volumele ce sunt traversate de fluidul de lucru, cu luarea în considerare a caracteristicilor tuturor sistemelor ce deservește sistemul gaz din cilindru. Printre acestea amintim pachetele de programe AVL BOOST și AVL FIRE sau KIVA. Lucrarea de față este și o invitație pentru cei ce o vor parcurge pentru a face pasul spre utilizarea unui program de calcul de firmă pentru studiul comportării motoarelor.

BIBLIOGRAFIE

1. Grünwald, B., *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
2. Taylor, Ch. F., *The internal-combustion engine in theory and practice*, MIT Press, paperback edition, 1985.
3. Bobescu, Gh., Radu, Gh.A., Chiru, A., Cofaru, C., Ene, V., Amariei, V., Guber, I., *Motoare pentru automobile și tractoare*, Editura Tehnică Chișinău, 1998.
4. Merker, G.P., Schwarz, Ch., Teichmann, R. (Editors), *Combustion Engines Development*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.
5. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, McGraw-Hill, Book Company, 1988.
6. Grünwald, B., *A thermal load criterion for the piston of diesel engine*, Rev. Roum. Sc.Tech, S. Electr. Energetique, 4, 1977.
7. Grünwald, B., *Unele probleme ale proiectării de concepție a motoarelor diesel*, Buletinul IPB, Seria Mec., 4, 1978.
8. Vibe, I.I., *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*, Berlin, VEB Verlag Technik, 1970.
9. Wiebe, I.I., *The Combustion Speed in Internal Combustion Piston-Engines – Fuel combustion rate equation combining an empirical and a theoretical approach*, Collected works of piston engine research, Laboratory of Engines, Academy of Science, USSR, Moscow, 1956.
10. Hohenberg, G., *Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren*, Habilitation Thesis Graz, 1980.
11. Hohenberg, G., *Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations*, SAE Paper 790825, 1979.
12. Grünwald, B., Apostolescu, N., *Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din cilindrul motoarelor cu ardere internă*, Editura Academiei, 1975.
13. Apostolescu, N. *Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluante*, Editura Tehnică, București, 1998.
14. Boost V403 Users Guide, <https://www.avl.com/boost>
15. Lindström, F., Ångström, H., Kalghatgi, G., and Möller, C., *An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations*, SAE Technical Paper 2005-01-2106, 2005.
16. Woschni, G., Anisits, F., *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen – MTZ*, 34, 1973.
17. Zacharias, F., *Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen*, Diss.Berlin, 1966.

18. Mollenhauer, K. Tschoeke H. (Editors), *Handbook of Diesel Engines*, DOI 10.1007/978-3-540-89083-6_7, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
19. Holotescu S. – *Cercetări privind simularea numerică a funcționării motoarelor cu ardere internă*–Teză de doctorat, Timișoara, 1999.



Editura **POLITEHNICA**

ISBN 978-606-35-0455-6