

DIAGRAMA INDICATĂ – MIJLOC CLASIC ȘI MODERN DE OPTIMIZARE A FUNCȚIONĂRII MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

Radu CHIRIAC

UNIVERSITATEA POLITEHNICA, București

Abstract. Pressure indicating diagram still remains one of the most powerful tools used for internal combustion engines optimisation. This paper describes what the common technique is usually applied on pressure recorded data with modern acquisition systems in order to achieve a high level of accuracy. It is also emphasized the possibility offered by the method of rate of heat release to perform thermodynamic combustion analysis with the specific program AVL Burn. In the same time it is described the general procedure of engines optimisation using the AVL Boost program to adjust design parameters by engine cycle simulation. There are presented too some results obtained with an automotive spark ignition engine operated at full load and different speeds.

1. INTRODUCERE

Încă de la apariția motorului cu ardere internă, diagrama indicată a reprezentat principalul mijloc de investigație privind modul de funcționare a motorului și ea a fost folosită în scopul evaluării performanțelor și a eficienței acestuia. Indiferent de sistemul de măsură folosit, diagrama indicată rămâne parametrul fundamental care oferă și în prezent numeroase informații privind modul de desfășurare a proceselor din interiorul cilindrului.

În momentul actual, datorită dezvoltării calculatoarelor, alături de presiunea din cilindru sunt înregistrări în funcție de poziția unghiulară a arborelui cotit și numeroși alți parametri, cum ar fi presiunile din colectoarele de admisie și evacuare, presiunile din conductele de injecție, temperaturile rapid variabile ale gazelor de ardere, variațiile înălțimilor de ridicare ale acului injectorului, caracteristicile descărcării electrice, compoziția chimică a gazelor de ardere.

În ceea ce privește înregistrarea presiunii din cilindru s-au conceput și dezvoltat echipamente din ce în ce mai avansate tehnologic, care au permis o creștere continuă a nivelului de precizie a înregistrărilor, pe baza cărora s-a putut realiza o îmbunătățire a modului de optimizare a proceselor funcționale din motorul cu ardere internă și implicit o perfecționare a acestuia, pentru a deveni mai performant, mai economic, mai fiabil și mai puțin poluant.

2. DETERMINAREA DIAGRAMEI INDICATE

Numerouse aplicații de optimizare a funcționării motoarelor cu ardere internă sunt legate de diagrama indicată, astfel: determinarea performanțelor, determinarea eficienței, evaluarea tensiunilor mecanice și termice precum și a deformațiilor pieselor componente, detectarea variabilității ciclice, a arderilor ratate și a arderilor anormale cu detonație, evaluarea pierderilor prin frecare, determinarea nivelului de zgromot, evaluarea și controlul cantității de gaze arse recirculate,

monitorizarea și reglarea parametrilor de control al funcționării.

Pentru toate aceste aspecte, cercetările realizate pornind de la diagrama indicată din cilindru contribuie în mod decisiv, ea reprezentând și în prezent cea mai adevarată metodă pentru optimizarea procesului de ardere, pentru care nici o altă procedură de măsurare și calcul nu oferă o asemenea cantitate de rezultate fiabile și repetabile [1].

Un instrument extrem de puternic utilizat pentru evaluarea parametrilor de performanță ai motoarelor cu ardere internă este caracteristica de degajare a căldurii sau legea de degajare a căldurii. Aceasta reprezintă raportul dintre căldura degajată în cilindru din momentul de început al arderii și până la momentul curent α și căldura disponibilă pe ciclu și cilindru, fiind uneori egală cu fracțiunea masică arsă:

$$\xi(\alpha) = \frac{Q_a(\alpha)}{Q_{dis}} \equiv \frac{m_{cr}(\alpha) \cdot Q_i}{m_c \cdot Q_i} = \frac{m_{cr}(\alpha)}{m_c} \quad (1)$$

unde: $Q_a(\alpha)$ este căldura degajată prin arderea combustibilului, Q_{dis} – căldura disponibilă, Q_i – puterea caloricea inferioară a combustibilului, $m_{cr}(\alpha)$ – masa de combustibil din cilindru intrată în reacție până la momentul curent α , m_c – masa de combustibil disponibilă pe ciclu și cilindru.

În acest sens procedura de calcul a căldurii degajate este inversă modelării arderii din motor. Pornind de la o diagramă achiziționată se poate obține, prin aplicarea unui model de ardere adecvat motorului și regimului funcțional de investigat (de obicei regimul nominal), o informație globală despre modul de funcționare a motorului, prin legea de degajare a căldurii.

Determinarea caracteristicii de degajare a căldurii se realizează prin prelucrarea matematică a unei diagrame de presiune. Această diagramă trebuie să îndeplinească anumite cerințe importante și anume: să fie cât se poate de precisă (achiziționată cu o rezoluție suficient de fină), să fie corect raportată la presiunea absolută, să fie semnificativă din punct de vedere

statistic pentru motorul și regimul investigat – e necesar ca diagrama să fie mediată pe un număr suficient de mare de cicluri consecutive, de obicei mai mult de 100 de cicluri pentru a evita eventualele variații introduse de dispersia ciclică – și să fie netezită printr-o procedură de calcul, sau filtrată de obicei cu un filtru software de tip trece jos, pentru a evita apariția instabilității matematice la integrarea sistemului de ecuații ce formează modelul de calcul.

În ceea ce privește rezoluția achiziției, majoritatea sistemelor actuale preleveză presiunea din cilindru în funcție de poziția unghiulară a arborelui cotit la intervale unghiulare de minim 0,05 °RAC, uzual fiind folosite rezoluții de 0,1; 0,2 și 0,5 °RAC.

Raportarea la presiunea absolută este o altă problemă importantă a achiziției diagramei de presiune. Datorită principiului lor de funcționare traductoarele piezoelectrice pot să măsoare numai variații de presiune și de aceea diagrama de presiune trebuie corectată pentru a reprezenta presiunea absolută din cilindru, adică

$$p(\alpha) = p_m(\alpha) + \Delta p_r, \quad (2)$$

unde p este presiunea absolută, p_m – presiunea măsurată în funcție de unghiul curent de rotație a arborelui cotit α , Δp_r – factorul de corecție al diagramei. În literatura de specialitate sunt prezentate mai multe metode de corecție a diagramei de presiune ce diferă între ele ca precizie și efort de calcul.

Cea mai simplă este însă *metoda punctului fix empiric*, care constă în stabilirea unei valori fixe impuse p_{ref} constante pentru corecția presiunii măsurate în cilindru la un anumit unghi de referință α_{ref} . Astfel, în domeniul unghiului de referință, presiunea măsurată este mediată pentru N valori consecutive cu scopul de a minimiza efectul semnalelor de interferență ceea ce conduce la

$$\Delta p_r = p_{ref} - \frac{1}{N+1} \sum_{\alpha_k=\alpha_{ref}-N/2}^{\alpha_k=\alpha_{ref}+N/2} p_m(\alpha_k) \quad (3)$$

În acest fel, valoarea corecției determinată pentru punctul de referință se aplică apoi tuturor celorlalte valori de presiune măsurate în cilindru. O aplicație a acestei metode o constituie atribuirea *presiunii ambiante ca valoare de referință* pentru presiunea din cilindru corespunzătoare punctului mort interior din timpul schimbului de gaze. Această metodă este adecvată numai motoarelor diesel cu admisie normală, funcționând la plină sarcină. Pentru alte tipuri de motoare sau alte regimuri de funcționare, metoda poate introduce erori importante.

Un alt mod de a corecta rapid diagrama de presiune, tot prin metoda punctului fix, se bazează pe ipoteza că la sfârșitul procesului de admisie presiunea din cilindru este foarte aproape de presiunea din colectorul de admisie. Pe această bază presiunea din cilindru în punctul mort exterior de la sfârșitul admisiei poate fi înlocuită cu *presiunea medie din colectorul de admisie*, rezultând prin diferență corecția ce trebuie aplicată.

Presiunea din colectorul de admisie este măsurată fie cu traductoare piezoresistive, fie cu manovacuumetre de precizie, fie cu manometre tub în formă de U cu mercur toate având o anumită inerție și indicând o valoare medie a acestei presiuni. Metoda corecției prin punct fix prezintă marele avantaj că este rapidă și ușor de aplicat.

O modalitate eficientă de îmbunătățire a preciziei acestei metode constă în determinarea liniei de referință (de zero) prin utilizarea *presiunii măsurate în colectorul de admisie în funcție de unghiul curent* și utilizarea ei în locul valorii medii a presiunii din colector. Între momentul corespunzător înălțimii maxime de ridicare a supapei de admisie și punctul mort exterior corespunzător sfârșitului admisiei se suprapun diagrama presiunii din cilindru cu diagrama presiunii din colector, într-un punct considerat punct de referință.

O altă metodă mai avansată de aplicare a corecției o reprezintă *determinarea termodinamică a liniei de referință* (de zero). Metoda se bazează pe ipoteza că într-un anumit interval unghiular din cursa de comprimare exponentul politropic m_c este constant. Aceasta înseamnă că se poate scrie relația:

$$\begin{aligned} \frac{p(\alpha_1)}{p(\alpha_2)} &= \left(\frac{V(\alpha_2)}{V(\alpha_1)} \right)^{m_c} = C \quad \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{p_m(\alpha_1) + \Delta p_r}{p_m(\alpha_2) + \Delta p_r} &= \left(\frac{V(\alpha_2)}{V(\alpha_1)} \right)^{m_c} = C \end{aligned} \quad (4)$$

unde α_1 , respectiv α_2 reprezintă cele două momente unghiulare din comprimare între care se consideră valabilă ipoteza exponentului politropic constant. Din ecuația anterioară rezultă valoarea corecției ce trebuie aplicată în funcție de presiunile măsurate în cele două capete ale intervalului considerat, de raportul volumelor pentru punctele respective, cunoscut din geometria motorului și de exponentul politropic

$$\Delta p_r = \frac{C \cdot p_m(\alpha_2) - p_m(\alpha_1)}{1 - C} \quad (5)$$

unde pentru m_c sunt recomandate valorile $m_c = 1,37 \dots 1,40$ pentru motoare diesel și motoare cu aprindere prin scânteie în regim de antrenare și, respectiv, $m_c = 1,32 \dots 1,33$ pentru motoare cu aprindere prin scânteie în regim normal de funcționare. Pentru cele două capete ale intervalului unghiular sunt recomandate valorile $\alpha_1 = 80 \dots 100$ °RAC înainte de PMI, respectiv pentru $\alpha_2 = 60 \dots 70$ °RAC înainte de PMI. Intervalul unghiular considerat nu trebuie să fie prea larg pentru a nu introduce erori determinate de faptul că, totuși, exponentul politropic nu este constant pentru tot procesul de comprimare. O sursă de eroare suplimentară introdusă la aplicarea acestei metode o reprezintă alterarea valorilor măsurate ale presiunii în comprimare care sunt influențate de prezența unor zgomote de interferență ce sunt semnificative mai ales la turări mari de funcționare sau în apropierea momentului de închidere a supapei de admisie. Aceste erori sunt datorate vibrațiilor produse în structura motorului ce se transmit trăectorului de presiune.

Fenomenul de dispersie ciclică este, în principal, rezultatul variațiilor produse în procesul arderei determinate de imperfecțiunea amestecării, de stratificarea încărcăturii din cilindru, de variațiile produse la formarea canalului de plasmă între electrozii bujiei, de transferul de căldură de la nucleul de flacără la electrozii bujiei, de transferul convectiv de căldură al nucleului dezvoltat la masa de amestec inițial, de variațiile induse la nivel local de mișcarea dezorganizată, turbulentă, din motor. Variabilitatea ciclică este puternic influențată de dozaj, de raportul local combustibil-aer și de câmpul de viteză turbulent din interiorul cilindrului. Diagramele indicate în cicluri succesive pun în evidență, prin diferențele de formă și de valori, variațiile dintre cicluri în ceea ce privește maximul presiunii și unghiul corespunzător presiunii maxime, chiar în condiții de regim constant.

Înregistrarea pe un număr mare de cicluri consecutive a valorilor presiunii maxime și ale presiunii medii indicate oferă o imagine a dispersiei ciclice prin lățimea benzii acoperită de valorile respective (fig. 1).

Fenomenul dispersiei ciclice este evaluat practic prin doi coeficienți și anume coeficientul de variabilitate al presiunii maxime $(COV)_{p_{\max}}$ și coeficientul de variabilitate al presiunii medii indicate $(COV)_{p_i}$ [2] definiți prin:

$$\bar{p}_{\max} = \frac{1}{N_C} \sum_{k=1}^{N_C} p_{\max k};$$

$$(COV)_{p_{\max}} = \sqrt{\frac{1}{N_C - 1} \sum_{k=1}^{N_C} (p_{\max k} - \bar{p}_{\max})^2} \quad (6)$$

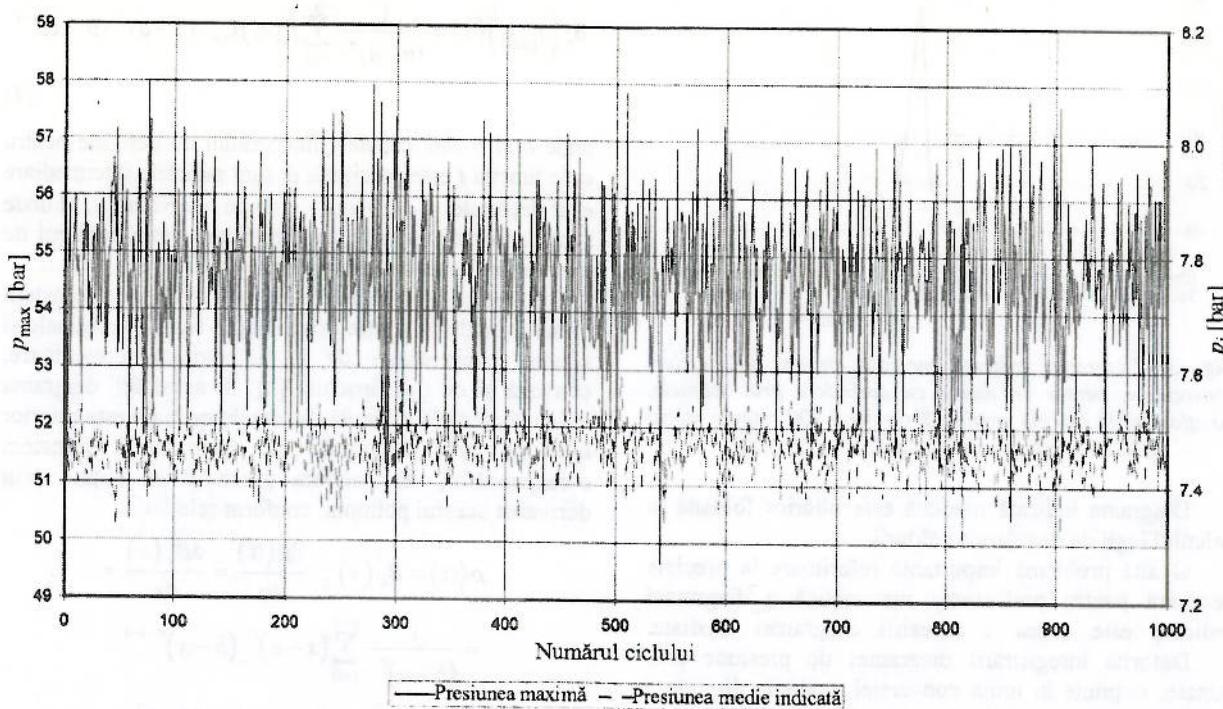


Fig. 1. Diagrama de variație a presiunii maxime și a presiunii medii indicate într-un motor cu aprindere prin scânteie, funcționând la sarcină nominală, turație 1 500 rot/min, dozaj stoichiometric și avans la aprindere 16 °RAC.

$$\bar{p}_i = \frac{1}{N_C} \sum_{k=1}^{N_C} p_{ik};$$

$$(COV)_{p_i} = \sqrt{\frac{1}{N_C - 1} \sum_{k=1}^{N_C} (p_{ik} - \bar{p}_i)^2} \quad (7)$$

Se apreciază că, la motoarele actuale de autovehicule, acești coeficienți trebuie să fie mai mici decât 10%, respectiv 3% pentru asigurarea maniabilității autovehiculului.

Eliminarea dispersiei ciclice se realizează prin mediere. Valorile corespunzătoare ale diagramei mediate se obțin prin mediere aritmetică simplă a valorilor presiunii $p_j(\alpha_i)$, după numărul de cicluri $j = 1, \dots, N_C$, pentru fiecare punct unghiular α_i . Presiunea rezultată va fi $p(\alpha_i)$ unde $\alpha_i \in [-360, +360]$ °RAC este unghiul curent cu valori discrete în intervalul precizat la care se realizează eșantionarea și înregistrarea presiunii.

$$p(\alpha_i) = \frac{1}{N_C} \sum_{j=1}^{N_C} p_j(\alpha_i) \quad (6)$$

Valorile diagramei mediate corespunzătoare fiecărui moment unghiular se obțin prin mediere aritmetică rezultând în acest fel din cele N_C diagrame reale o diagramă indicată ipotetică, ce va fi ulterior folosită pentru calculul vitezei de degajare a căldurii. Drept exemplu, în fig. 2 se prezintă modul de obținere al unei diagrame mediate provenite din ciclurile initiale însă pentru un număr redus de cicluri.

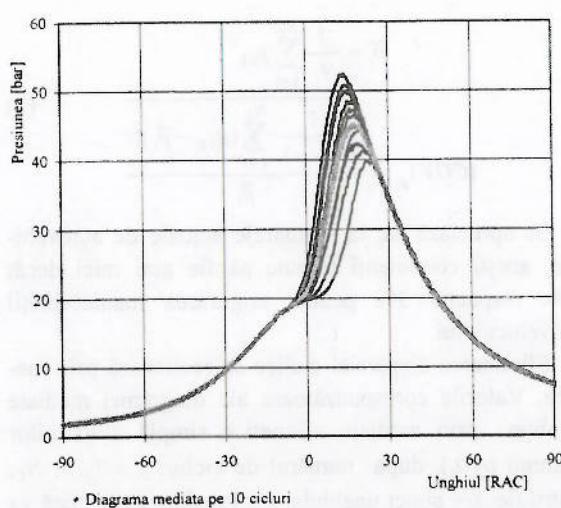


Fig. 2. Diagrammele indicate determinate experimental pentru 10 cicluri, într-un motor cu aprindere prin scânteie, la regimul nominal de sarcină și turatie 2 100 rot/min, dozaj stoichiometric și avans la aprindere de 12 °RAC, suprapuse cu diagrama mediată.

Cu cât numărul de cicluri pentru care se realizează medierea este mai mare, cu atât mai mult diagrama de presiune se apropie de diagrama cea mai probabilă, devenind semnificativă din punct de vedere statistic pentru motorul și regimul investigat. În figura 3 se prezintă o astfel de diagramă indicată mediată, pe un număr mare de cicluri, obținută pentru un regim de funcționare cu frecvență de utilizare ridicată la mersul extraurban, pentru un motor de autovehicul.

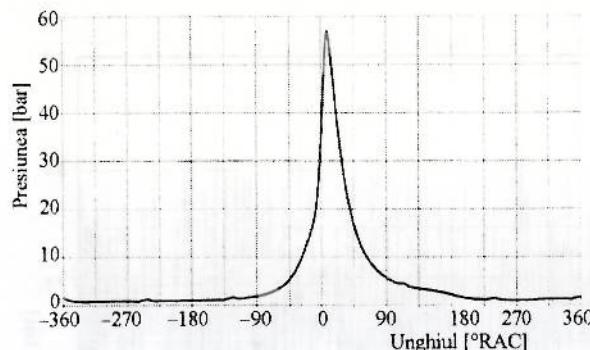


Fig. 3. Diagrama indicată mediată pentru 500 cicluri consecutive, pentru un motor cu aprindere prin scânteie, funcționând la sarcină nominală, turatie 1 500 rot/min, dozaj stoichiometric și avans la aprindere 16 °RAC.

Diagrama indicată mediată este ulterior folosită la calculul legii de degajare a căldurii.

O altă problemă importantă referitoare la precizia necesară pentru prelucrarea matematică a diagramei indicate este aceea a netezirii diagramei mediate.

Datorită înregistrării diagramei de presiune prin puncte, obținute în urma conversiei analogic digitale a semnalului provenit de la sistemul de măsurare a presiunii din cilindru, este recomandat să nu fie aplicate direct scheme de integrare bazate pe diferențe finite

pentru obținerea vitezei de degajare a căldurii, deoarece se produc variații mari (oscilații) la trecerea de la un punct la altul. Practic, derivata presiunii care intervine în calculul vitezei de degajare a căldurii nu este o funcție continuă și apar instabilități la integrarea ecuațiilor modelului de calcul în punctele de discontinuitate. Chiar dacă rezoluția de eșantionare este ridicată, pasul de integrare folosit de obicei pentru rezolvarea sistemului de ecuații ce formează modelul de calcul este mai mic semnificativ decât rezoluția achiziției, fiind cel mult egal cu jumătate din aceasta. În aceste condiții calculul derivatei presiunii printr-o din formulele uzuale de derivare numerică directă nu conduce la rezultate convenabile. Uneori este util să se folosească un circuit electronic de derivare în lanțul de achiziție de date și să se achiziționeze simultan cu semnalul de presiune și semnalul derivatei, și să se aplique ulterior asupra acestuia scheme cu polinoame de aproximare. Dezavantajul acestei metode constă în faptul că prezența fizică a circuitului de derivare introduce o întârziere a semnalului derivat, întârziere ce este dependentă de constanta de timp a circuitului. Din această cauză, pentru netezire se preferă prelucrarea matematică a semnalului de presiune corespunzător diagramei mediate, prin polinoame de aproximare și derivarea ulterioară a polinomului obținut. Dintre numeroasele tipuri de polinoame de aproximare, cele mai adecvate acestei aplicații și cele mai folosite sunt polinoamele de tip Bernstein. Astfel, dacă o funcție f este precizată prin valorile ei într-un număr finit de puncte, dar este necunoscută în formă analitică, polinoamele Bernstein reprezintă o aproximare uniformă a acestei funcții pe domeniul său de definiție fiind de forma:

$$B_n(f_{[a,b]})(x) = \frac{1}{(b-a)^n} \cdot \sum_{i=0}^n f(a_i) C_n^i \cdot (x-a)^i \cdot (b-x)^{n-i} \quad (7)$$

unde a și b sunt capetele intervalului de definiție pentru care funcția f este precizată, a_i sunt punctele intermediare egal depărtate, $a_i = a + i \cdot (b-a)/n$ pe intervalul $[a, b]$ unde sunt cunoscute valorile funcției f , iar n este numărul de puncte ales astfel încât $a_0 = a$ și $a_n = b$.

În plus, polinoamele de aproximare Bernstein preiau o mulțime dintre proprietățile funcției originale și anume, proprietatea de a fi pozitivă, crescătoare, convexă și de tip Lipschitz [3]. În acest fel, diagrama indicată mediată obținută din datele primare este ulterior înlocuită prin polinomul de aproximare Bernstein corespunzător, iar derivata presiunii se obține prin derivarea acestui polinom, conform relației:

$$\begin{aligned} p(\alpha) &= B_n(x); \quad \frac{dp(\alpha)}{d\alpha} = \frac{dB_n(x)}{dx} = \\ &= \frac{1}{(b-a)^n} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} (x-a)^i \cdot (b-x)^{n-i-1} \cdot \\ &\quad \cdot (n-i) \cdot C_n^i \cdot [f(a_{i+1}) - f(a_i)] \end{aligned}$$

funcția $f(a_i)$ fiind precizată prin valorile funcției $p(\alpha_i)$.

3. DETERMINAREA LEGII DE DEGAJARE A CĂLDURII

Natura foarte complexă a procesului de ardere dintr-un motor cu ardere internă face extrem de dificilă găsirea unui model matematic suficient de precis pentru toate aplicațiile. Metoda vitezei de degajare a căldurii este folosită pentru a putea înțelege și estima pe baza ei, prin simulări numerice, modificările de performanță determinate de modificările arderii [4].

Viteza de degajare a căldurii ($d\xi(\alpha)/d\alpha$) se determină cel mai simplu prin aplicarea ecuației de conservare a energiei unui volum de control variabil volumul cilindrului, exprimată prin primul principiu al termodinamicii aplicat unui sistem deschis, care schimbă masă, căldură și entalpie cu mediul exterior prin suprafețele de contur.

Ecuția globală este

$$\frac{d\xi(\alpha)}{d\alpha} \cdot Q_{dis} = \frac{dU}{d\alpha} + \frac{d|Q_p|}{d\alpha} + \frac{dL}{d\alpha} - \sum_j \frac{dm_j}{d\alpha} \cdot h_j$$

unde Q_p reprezintă schimbul de căldură cu pereții cilindrului, $\sum_j \frac{dm_j}{d\alpha}$ – schimburile de masă prin neetan-

șeități, produse pe lângă segmentii și debitul de combustibil injectat, h_j – entalpiile specifice ale maselor corespunzătoare de substanță care intră sau ieș din cilindru.

Dacă se utilizează un model termodinamic simplu al încărcăturii cilindrului, apreciată ca fiind un amestec de gaze omogen și izotrop, uniform din punct de vedere al distribuției de temperatură și de concentrații de substanțe chimice, în care se neglijă efectele mișcărilor organizate și ale turbulentei, atunci se poate considera numai variația energiei interne sensibile și se obține:

$$\begin{aligned} \frac{d\xi(\alpha)}{d\alpha} \cdot Q_{dis} &= \frac{1}{R} \left(T \cdot \frac{\partial C_{vam}}{\partial T} + C_{vam} \right) \\ &\quad \cdot \left(p(\alpha) \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} + V(\alpha) \cdot \frac{dp(\alpha)}{d\alpha} \right) + \\ &+ C_C \cdot \frac{1}{6n} \sum_i A_i \left(\frac{p(\alpha) \cdot V(\alpha)}{R \cdot v_{am}} - \bar{T}_{pi} \right) + \\ &+ p(\alpha) \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} - \sum_j \frac{dm_j}{d\alpha} \cdot h_j \end{aligned}$$

unde R este constanta universală a gazelor, T – temperatura fluidului motor, C_{vam} – căldura specifică molară la volum constant a fluidului motor, C_C – coeficientul global de transfer de căldură convectiv, n – turatajul motorului pentru regimul investigat, A_i – suprafețele de schimb de căldură ale pereților cilindrului cu care fluidul motor vine în contact, \bar{T}_{pi} – temperaturile medii ale pereților, v_{am} – numărul de kilomoli de amestec fluid motor.

Volumul și derivata sa sunt cunoscute în formă analitică din geometria mecanismului motor, presiunea și derivata ei sunt cunoscute în formă numerică sau analitică, iar cantitatea de încărcătură din cilindru, în formă numerică, prin măsurarea consumurilor de aer și de combustibil. Cu adoptarea unui model de transfer de căldură și a unei compozitii chimice globale rezultată în urma reacției de ardere, precizată eventual la echilibru chimic, se obține viteza de degajare a căldurii prin rezolvarea numerică a ecuației anterioare, care este de fapt neintegrabilă în formă analitică.

Un program de calcul folosit în mod curent pentru determinarea vitezei de degajare a căldurii este AVL Burn. Acesta permite obținerea pe baza datelor inițiale menționate (fig. 4) atât a vitezei cât și a legii de degajare a căldurii prin integrate.

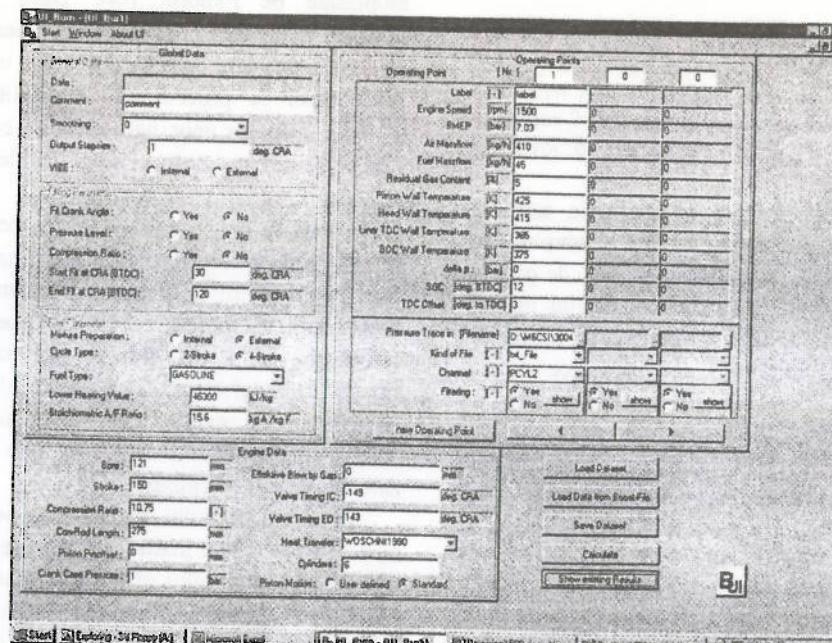


Fig. 4. Datele inițiale pentru programul AVL Burn de determinare a vitezei și legii de degajare a căldurii, aplicate pentru un motor cu aprindere prin scânteie funcționând la sarcină nominală, turatie 1 500 rot/min, dozaj stoichiometric și avans la aprindere 16 °RAC.

În plus, programul oferă, pornind tot de la diagrama indicată mediată și netezită prin filtrare (cu un filtre software trece jos) și de la datele inițiale precizate, o estimare a parametrilor caracteristici ai legii de degajare a căldurii și anume: BB începutul arderii, m parametrul de formă și BD durata arderii, pentru o lege formală de tip Vibe asociată motorului și regimului funcțional investigat (fig. 5).

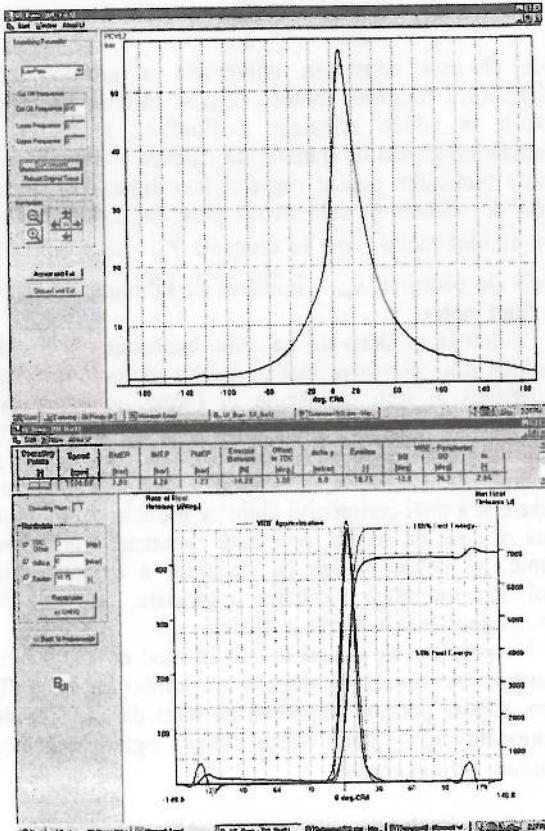


Fig. 5. Diagrama indicată și vitezele și legile de degajare a căldurii pentru un motor cu aprindere prin scânteie, funcționând la sarcină nominală, turatie 1 500 rot/min, dozaj stoichiometric și avans la aprindere 16 °RAC.

Cu ajutorul unui program de simulare termodinamică a funcționării motorului (spre exemplu programul AVL Boost) [5], utilizând elementele de programare grafică predefinite, existente în modulul preprocesor se construiește modelul geometric și funcțional (modelul simbolic) al motorului, corespunzător regimului de funcționare investigat (fig. 6).

Pe baza caracteristicilor geometrice ale subansamblurilor ce formează motorul, cu ajutorul unor modele de curgere unidimensională aplicate colectoarelor și chiulasei, precum și al unor modele de ardere începând de la legi formale Vibe și mergând până la modele cvasidimensionale cu ardere turbulentă, cu model al turbulenței de tip $k - \epsilon$ aplicate pentru motoare cu aprindere prin scânteie, sau cu modele cu pachete de fluid în care evoluează picături de diametru mediu Sauter (model Hiroyasu), sau modele cu viteza de ardere controlată de viteza de amestecare (MCC)

aplicate pentru motoare diesel, se determină parametrii de performanță ai motorului pentru regimul considerat.

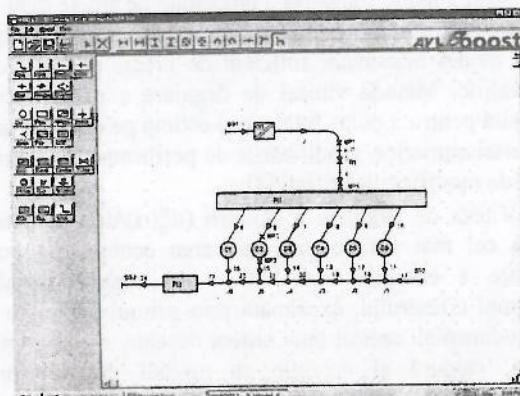


Fig. 6. Schema modelului simbolic pentru un motor cu aprindere prin scânteie, funcționând la sarcină nominală, turatie 1 500 rot/min, dozaj stoichiometric și avans la aprindere 16 °RAC.

4. OPTIMIZAREA MOTORULUI

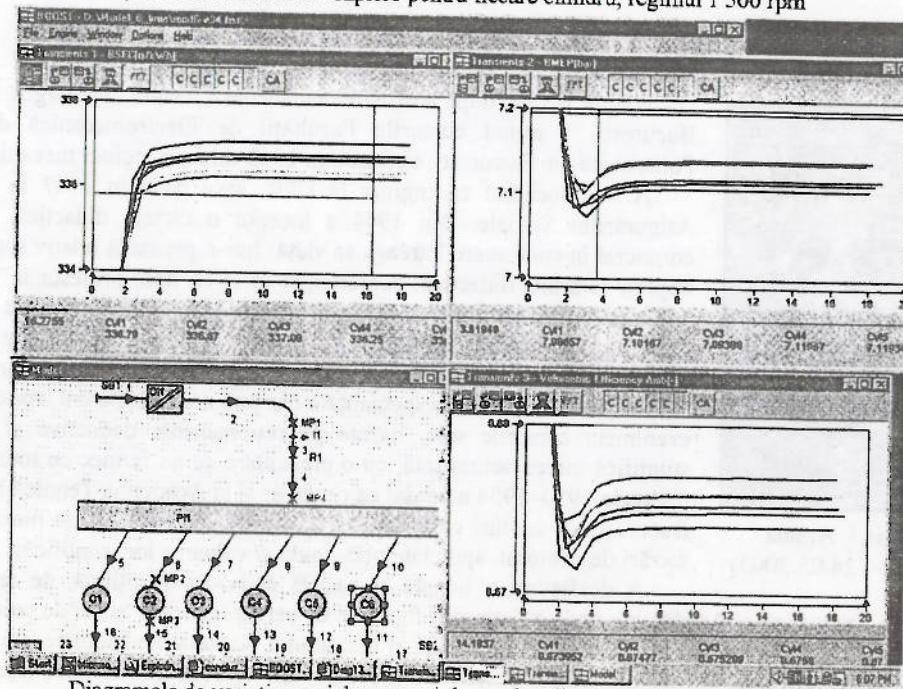
Parametrii rezultați din calculul efectuat de secțiunea principală a programului pot fi ulterior extrași dintr-un anumit format de scriere și vizualizați sub diverse forme cu ajutorul modulului postprocesor (fig. 7) [6].

Într-o primă etapă, se verifică gradul de convergență al rezultatelor simulării cu rezultatele obținute prin determinările experimentale. În model se marchează un număr suficient de puncte de măsură, de tip termocouple traductoare de presiune, debitmetre etc., în acord cu cele amplasate pe motorul real. Dacă între rezultatele obținute prin simulare și cele experimentale concordanța nu este în limitele de eroare admise, uzual mai mici de 2%, atunci se procedează la recalibrarea modelului acționând asupra unor parametri de control din model cum ar fi, spre exemplu, caracteristicile legii de degajare a căldurii.

O dată ce modelul este calibrat, se poate proceda la studiul parametric de optimizare prin simulări successive. Pot fi modificări numeroși parametri geometrici și funcționali ai motorului ca de exemplu: fazele de distribuție, legile de ridicare ale supapelelor, dimensiunile, forma și orientarea colectoarelor și a portilor de admisie și de evacuare, caracteristicile grupului de turbosupralimentare, caracteristicile mișcării organizate din interiorul cilindrilor.

În urma studiului realizat, se selectează varianta care oferă cele mai înalte performanțe, se procedează la modificarea motorului obținându-se un nou motor prototip, pentru care se reiau la standul de probe determinările experimentale. Procesul de optimizare al unui motor cu ardere internă este un proces iterativ și laborios care se bazează pe o legătură extrem de strânsă între calcul și experiment.

Diagramale de variație în timp a consumului specific, a presunii medii efective și a coeficientului de umplere pentru fiecare cilindru, regimul 1 500 rpm



Diagramale de variație pe ciclu a masei de combustibil, a presunii și temperaturii pentru fiecare cilindru, regimul 1 500 rpm

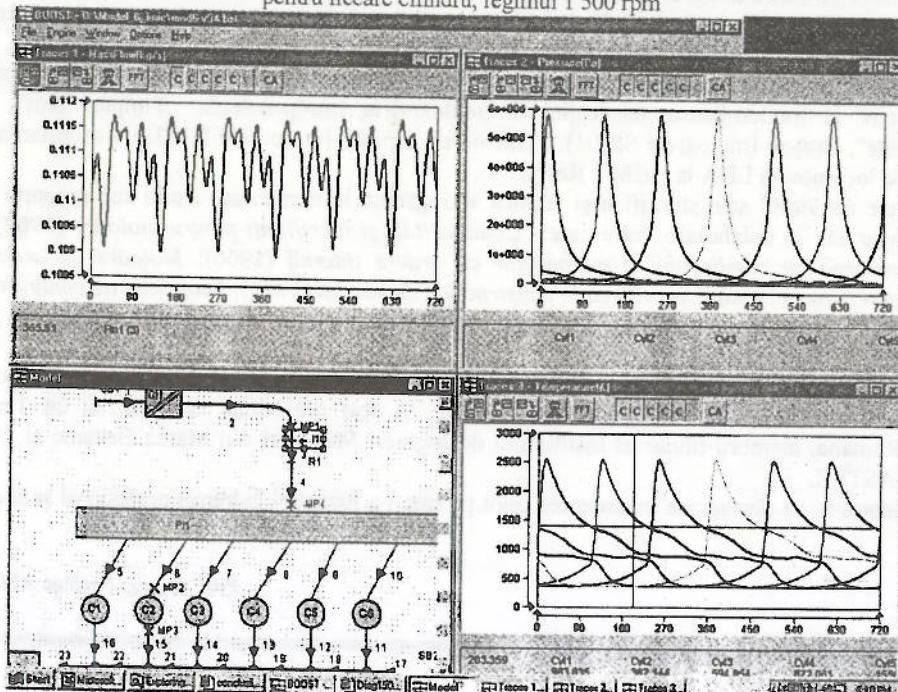
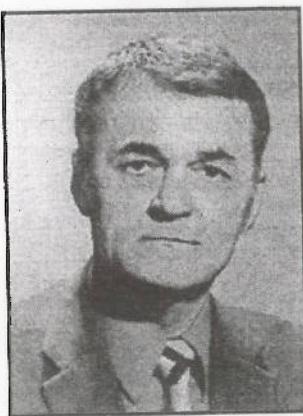


Fig. 7. Diagramale de variație în timp și pe ciclu a parametrilor de performanță și eficiență ai modelului simbolic, corespunzător motorului și regimului de funcționare investigat.

BIBLIOGRAFIE

- [1] APOSTOLESCU, N., CHIRIAC, R., *Procesul arderii în motorul cu ardere internă*, Editura Tehnică, 1998.
- [2] OZDOR, N., DULGER, M., SHER, E., *Cyclic variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey*, SAE Paper 940987.
- [3] VLADISLAV, T., RAŞA, I., *Analiză Numerică*, Editura Tehnică, 1997.
- [4] HSU, B.D., *Practical Diesel-Engine Combustion Analysis*, SAE, 2002.
- [5] AVL List GmbH, *AVL Boost User's Guide*, AVL, 2000.
- [6] CHIRIAC, R., RADU, R., NICULESCU, D., APOSTOLESCU, N., *Development of a LPG fueled engine for heavy duty vehicles*, SAE Paper 2003-01-3261.



Constantin I. Aramă
(29.09.1919 – 24.03.2003)

Născut la Iași, după absolvirea cursurilor Liceului „Gheorghe Lazăr” din București, a urmat cursurile Facultății de Electromecanică din Școala Politehnică din București, obținând în 1942 titlul de inginer mecanic.

A fost încadrat ca inginer la CFR, apoi până în 1947 la Ministerul Asigurărilor Sociale. Din 1944 a început o carieră didactică, căreia s-a consacrat în continuare întreaga sa viață. Într-o perioadă relativ scurtă a urcat treptele ierarhiei didactice: conferențiar în 1947, apoi profesor în 1951 și șef al Catedrei de Motoare cu Ardere Internă (1951–1956). Dăruit cu calități didactice excepționale, a inițiat cursurile de *Teoria motoarelor cu ardere internă*, apoi *Procese și Caracteristici ale motoarelor*, prin care s-au pus bazele școlii moderne de specialitate din țara noastră. Pentru studenți erau un eveniment cursurile sale, bazate pe raționamente deductive și informație științifică mereu actualizată, cu o prezentare de un farmec cu totul aparte. În perioada 1950–1954 a predat ca profesor și la Academia Tehnică Militară din București. A condus cu competență, începând din 1971, un mare număr de lucrări de doctorat, apreciate prin ținută și valoarea lor științifică.

A desfășurat o bogată și variată activitate științifică, de la înființarea Institutului de Energetică al Academiei, unde a deținut și funcțiile de șef de laborator și șef de sector (până în 1960). Cercetările sale, dezvoltate și în cadrul Catedrei și al Institutului Național de Motoare Termice (după 1975), au abordat probleme variate ale arderii din motoare, promovările combustibililor neconvenționali, ale surselor emisiilor poluanțe din gazele de evacuare și metodelor de control la sursă, realizarea unor metode de optimizare a reglării circulației în rețelele de trafic urban etc.; de asemenea a inițiat în țara noastră studii de terotehnică.

A desfășurat în paralel o amplă activitate dedicată promovării industriei românești de motoare. A contribuit activ la modernizarea fabricației de motoare la Întreprinderile „Timpuri Noi”, București, „Autocamioane”, Brașov (motoarele SR2H), „Tractoare”, Brașov (motoarele D103), la asimilarea fabricației motoarelor de locomotivă LDA la „ICM”, Reșița.

Rezultatele activității sale științifice și tehnice se regăsesc în numeroase studii sau rapoarte și în cărți, elaborate singur sau în colaborare, între care: *Combustibili și lubrifianti pentru motoare* (1962); *Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă* (1966); *Motoare cu ardere internă. Procese caracteristice* (1966); *Cercetarea în construcțiile de mașini* (1972); *Economia de combustibili pentru automobile* (1974); *Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă. Reducerea poluării și economicitate* (1975); *Terotehnica* (1976).

Recunoașterea valorii întregii sale activități a survenit în 1963 prin alegerea sa ca membru corespondent și în 1991, ca membru titular al Academiei Române. A fost președinte al Comisiei de Terotehnică a Academiei Române, membru titular al Institutului de Ingineri Mecanici din Marea Britanie și președinte al Fundației MASTER.

Personalitatea sa va rămâne vie în amintirea celor pe care i-a format și îndrumat profesional și le-a fost model în viață.

Prof. dr. ing. Nicolae APOSTOLESCU

Noi apariții

- Sava Porneala, Mugur Bălan. *Utilizarea frigului artificial*, 114 pag, Ed. Todesco, ISBN 973-8198-64-X (curs în format web – CD-ROM)
- Mugur Bălan. *Construcția instalațiilor frigorifice*, 99 pag, Ed. Todesco, ISBN 973-8198-68-2 (curs în format web – CD-ROM)
- Victor Hodor, *Termotehnica. Producerea și utilizarea energiei*, 2003, 225 pag., U.T. Press, ISBN 973-662-012-3
- Potoceanu Nadia. *Transfer de căldură și instalații termice*, vol. II, 111 pag., Editura „Eftimie Murgu”, 2003, ISBN 973 – 99005 – 9 – 3