

Calculul procesului de schimbare a gazelor la un motor cu aprindere prin scânteie

Tudor Mitran, Sorin Pater, Gheorghe Abrudan
Universitatea Oradea

Abstract

The parameters at the end of the admission process (pressure and temperature) have a major influence over engine power. A mathematical model to calculate gas exchange in internal combustion engines is important in order to optimize constructive parameters of the engine.

1. INTRODUCERE

Momentul initial pentru calculul parametrilor procesului de schimbare a gazelor este cel în care începe deschiderea supapei de evacuare. Deschiderea supapei de evacuare se face la sfârșitul cursei de destindere, înainte ca pistonul să ajungă în punctul mort exterior. Sfârșitul procesului de schimbare a gazelor are loc o dată cu închiderea supapei de admisie, la începutul cursei de compresie după ce pistonul a trecut de punctul mort exterior.

În perioada în care se realizează schimbul de gaze se disting trei faze: prima fază durează din momentul deschiderii supapei de evacuare până în momentul în care începe deschiderea supapei de admisie, a doua fază se desfășoară din momentul în care se deschide supapa de admisie până în momentul în care se închide supapa de evacuare și a treia fază care se desfășoară de la închiderea supapei de evacuare până la închiderea supapei de admisie.

Una din probleme este curgerea prin orificiile controlate de supape. În funcție de presiunea din poarta supapei, regimul de curgere poate fi critic sau subcritic. S-a constatat că în perioada evacuării libere presiunea din poarta supapei este mai mică decât presiunea critică și regimul de curgere este cel critic. De asemenea aria secțiunii instantanee de curgere și coeficientul instantaneu de debit al orificiului sunt variabile în timp.

Pierderile de presiune în conducte sunt evaluate prin luarea în considerare a frecării cu pereții galeriilor de admisie și de evacuare, a pierderilor produse de variațiile secțiunii conductelor și de schimbarea direcției de curgere.

Au fost determinate presiunea și temperatura fluidului din cilindru, precum și gradul momentan de umplere.

Modelul de calcul

Ecuațiile generale sunt prezentate în [1]

S-a considerat că în momentul în care începe deschiderea supapei de evacuare gazele din cilindru au presiunea p_{c0} și temperatura T_{c0} . Sistemul de evacuare, datorită rezistențelor pe care le introduce, duce la o creștere a presiunii p_{ev} din galeria de evacuare.

$$\pi_{ev} = p_0 + 0,5 \cdot (1 + \sigma_{ev}) \cdot p_{ev} \cdot w_{ev}^2 \quad (1)$$

unde - p_{ev} - presiunea din conducta de evacuare în poarta supapei [N/m²]

- p_0 - presiunea atmosferică [N/m²]

- σ_{ev} - coeficientul de rezistenta a sistemului de evacuare
- ρ_{ev} / densitatea fluidului în conducta de evacuare [kg/m^3]
- w_{ev} - viteza de curgere prin galeria de evacuare [m/s]

Deoarece în momentul deschiderii supapei de evacuare $w_{ev} = 0$, presiunea initiala din galeria de evacuare $p_{ev0} = p_0$. Daca presiunea din galeria de evacuare este mai mica decât presiunea critica ($p_{ev} < p_{cr}$) curgerea fluidului prin orificiul supapei de evacuare se va desfasura în regim critic.

$$p_{cr} = p_c * [2 / (k_{ev} + 1)]^{k_{ev} / (k_{ev} - 1)} \quad (2)$$

- unde - p_c - presiunea gazelor din cilindru [N/m^2]
- k_{ev} - exponentul adiabatic în procesul de evacuare

Variatia momentana de masa schimbata în procesul de evacuare se calculeaza în functie de regimul de curgere. Pentru regimul subcritic avem doua cazuri:

- curgere directa (fluidul curge din cilindru spre galeria de evacuare)

$$dv_{cev} / d\alpha = 2 * \mu_{ev} * A_{ev} * w_{cev} * p_c * (p_{ev} / p_c)^{1/k_{ev}} / (n * T_c) \quad (3)$$

unde - dv_{cev} - variatia momentana de masa (care curge din cilindru spre galeria de evacuare) [kmol]

- $d\alpha$ - pasul de integrare [$^\circ\text{RA}$]
- μ_{ev} - coeficientul instantaneu de debit al orificiului de evacuare
- A_{ev} - aria sectiunii instantanee de curgere prin orificiul supapei de evacuare [m^2]
- w_{cev} - viteza de curgere a fluidului (din cilindru spre galeria de evacuare) prin orificiul supapei de evacuare [m/s]

- n - turatia motorului [rot/min]
- T_c - temperatura fluidului din cilindru [K]

$$w_{cev} = 129 * \{ [k_{ev} / (k_{ev} - 1)] * (T_c / M_c) * [1 - (p_{ev} / p_c)^{1 - 1/k_{ev}}] \}^{1/2} \quad (4)$$

unde - M_c - masa molară a fluidului din cilindru [kg/kmol]

- curgere inversa (fluidul patrunde din galeria de evacuare în cilindru)

$$dv_{evc} / d\alpha = 2 * \mu_{ev} * A_{ev} * w_{evc} * p_{ev} * (p_c / p_{ev})^{1/k_{ev}} / (n * T_{ev}) \quad (5)$$

unde - dv_{evc} - variatia momentana de masa (care curge din galeria de evacuare spre cilindru) [kmol]

- w_{evc} - viteza de curgere a fluidului (din galeria de evacuare spre cilindru) prin orificiul supapei de evacuare [m/s]

- T_{ev} - temperatura fluidului din galeria de evacuare [K]

$$w_{evc} = 129 * \{ [k_{ev} / (k_{ev} - 1)] * (T_{ev} / M_{ev}) * [1 - (p_c / p_{ev})^{1 - 1/k_{ev}}] \}^{1/2} \quad (6)$$

unde - M_{ev} - masa molară a fluidului din galeria de evacuare [kg/kmol]

Masele molare se determina functie de participatiile molare ale substantelor care compun fluidul.

În cazul regimului critic s-a constatat ca nu apare curgerea inversa, deci vom avea numai cazul curgerii directe.

$$dv_{cev} / d\alpha = 2 * \mu_{ev} * A_{ev} * w_{cev} * p_c * [2 / (k_{ev} - 1)]^{1 / (k_{ev} - 1)} / (n * T_c) \quad (7)$$

$$\text{unde } w_{cev} = 129 * \{ [k_{ev} / (k_{ev} + 1)] * (T_c / M_c) \}^{1/2} \quad (8)$$

În procesul de admisie se petrec aceleasi fenomene care au loc în cazul în care este deschisa supapa de evacuare. Valoarea presiunii critice se calculeaza cu formula:

$$p_{cr} = p_{ga} * [2 / (k_{ad} + 1)]^{k_{ad} / (k_{ad} - 1)} \quad (9)$$

- unde - k_{ad} - coeficientul adiabatic al procesului de admisie
- p_{ga} - este presiunea din galeria de admisie (în poarta supapei de admisie)

$$p_{ga} = p_0 - 0,5 * (1 + \sigma_{ad}) * \rho_{ad} * w_{ad}^2 \quad (10)$$

- unde - σ_{ad} - rezistenta totala a sistemului de admisie
- ρ_{ad} - densitatea fluidului proaspat care se afla la momentul respectiv în poarta supapei de admisie [kg/m^3]

- w_{ad} – viteza de curgere a fluidului prin galeria de admisie [m/s]

În cazul regimului subcritic de curgere apar cele doua posibilitati prezentate si la procesul de evacuare: curgerea directa (din galeria de admisie în cilindru) si curgerea inversa (din cilindru spre galeria de admisie).

- curgere directa (din galeria de admisie spre cilindru)

$$dv_{adc}/d\alpha = 2 * \mu_{ad} * A_{ad} * w_{adc} * p_{ga} * (p_c/p_{ga})^{1/k_{ad}} / (n * T_{ad}) \quad (11)$$

unde - dv_{adc} - variatia momentana de masa (care curge din galeria de admisie spre cilindru) [kmol]

- μ_{ad} - coeficientul instantaneu de debit al orificiului de admisie

- A_{ad} - aria sectiunii instantanee de curgere prin orificiul supapei de admisie [m²]

- w_{adc} - viteza de curgere a fluidului (din galeria de admisie spre cilindru) prin orificiul supapei de admisie [m/s]

- T_{ad} - temperatura fluidului din galeria de admisie în poarta supapei) [K]

$$w_{cev} = 129 * \{ [k_{ad} / (k_{ad} - 1)] * (T_{ad}/M_{ad}) * [1 - (p_c/p_{ga})^{1-1/k_{ad}}] \}^{1/2} \quad (12)$$

unde – M_{ad} - masa molară a fluidului proaspat din galeria de admisie [kg/kmol]

- curgere inversa (fluidul patrunde din cilindru în galeria de admisie)

$$dv_{cad}/d\alpha = 2 * \mu_{ad} * A_{ad} * w_{cad} * p_c * (p_{ad}/p_c)^{1/k_e} / (n * T_c) \quad (13)$$

unde - dv_{evc} - variatia momentana de masa (care curge din cilindru spre galeria de admisie) [kmol]

- w_{cad} - viteza de curgere a fluidului (din cilindru spre galeria de admisie) prin orificiul supapei de admisie [m/s]

$$w_{cad} = 129 * \{ [k_{ad} / (k_{ad} - 1)] * (T_c/M_c) * [1 - (p_{ad}/p_c)^{1-1/k_{ad}}] \}^{1/2} \quad (14)$$

Ca si în cazul procesului de evacuare, în regim critic nu apare curgere inversa (din cilindru spre galeria de admisie).

$$dv_{adc}/d\alpha = 2 * \mu_{ad} * A_{ad} * w_{adc} * p_{ga} * [2 / (k_{ad} + 1)]^{1/(k_{ad}-1)} / (n * T_{ad}) \quad (15)$$

$$\text{unde } w_{adc} = 129 * \{ [(k_{ad} - 1) / (k_{ad} + 1)] * (w_{ad}/129)^2 + [[k_{ad} / (k_{ad} + 1)] * (T_{ad}/M_{ad})] \}^{1/2} \quad (16)$$

Sistemul de ecuatii care determina parametrii din cilindru în timpul procesului de schimb de gaze este:

- ecuatia diferentiala a bilantului de masa:

$$dv_c/d\alpha = dv_{adc}/d\alpha + dv_{evc}/d\alpha - dv_{cev}/d\alpha - dv_{cad}/d\alpha \quad (17a)$$

unde - dv_c - variatia momentana de masa din cilindru

- ecuatia diferentiala a temperaturii:

$$dT_c/d\alpha = [1 / (dv_c * C_{vc})] * \{ (i_{adc} - C_{mvc} * t) * (dv_{adc}/d\alpha) + (i_{evc} - C_{mvc} * t) * (dv_{evc}/d\alpha) - (i_c - C_{mvc} * t) * [(dv_{cev} + dv_{cad})/d\alpha] - dQ/d\alpha - dL/d\alpha \} \quad (17b)$$

unde - C_{vc} - caldura specifica instantanee a gazelor din cilindru [kJ/kmol]

- C_{mvc} - caldura specifica medie a gazelor din cilindru [kJ/kmol]

- i_{adc} , i_{evc} , i_c - entalpia gazelor din galeria de admisie, respectiv galeria de evacuare si cilindru

- $dQ/d\alpha$ - viteza de schimb de caldura cu peretii [kJ/grd]

- $dL/d\alpha$ - viteza de efectuare a lucrului mecanic [kJ/grd]

- ecuatia de stare a fluidului din cilindru

$$p_c = 83,14 * v_c * T_c / V_c \quad (17c)$$

unde - v_c - volumul specific al fluidului din cilindru [m³/kg]

- V_c - volumul instantaneu ocupat de gazele din cilindru [m³]

Expresiile folosite pentru calculul coeficientilor adiabatici pentru procesele de admisie si evacuare, k_{ad} si k_{ev} , sunt recomandate în [2].

$$k_{ad} = 1,438 - 0,525 * 10 * (T_0 + T_c) \quad (18)$$

$$k_{ev} = 1,254 - 0,0372 / \lambda + 76,7 / T_c \quad (19)$$

unde - λ - coeficientul de exces de aer

În ceea ce privește pierderile de presiune în conducta acestea se împart în pierderi produse de frecarea cu peretii conductei și pierderi de sarcina locale datorate variației direcției și mărimii vitezei fluidului.

O formula pentru calculul pierderii de presiune în lungul conductei, pentru aer, este propusă în [3].

$$\Delta p = 6,2 \cdot (1 + 0,092/D) \cdot L \cdot Q^2 / (\rho_m \cdot D^5) \cdot 10^5 \quad (20)$$

unde - D - diametrul interior al conductei [m]

- L – lungimea conductei [m]
- Q – debitul masic [kg/s]
- ρ_m – presiunea medie în conductă [N/m²]

Pentru calculul pierderilor de sarcina locale se utilizează formula generală a lui Weissbach:

$$h_l = \zeta_l \cdot w / (2 \cdot g) \quad (21)$$

unde - ζ_l - coeficientul pierderilor de sarcina locale

- w – viteza fluidului [m/s]
- g – accelerația gravitațională [m/s²]

În cazul unui unghi de 90° s-a determinat experimental coeficientul pierderilor de sarcina locale, prezentate în tab. 1.

Tabelul 1

(D/2)/R	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_l	0,13	0,13	0,15	0,20	0,29	0,4	0,66	0,97	1,40	1,97
	1	8	8	6	4	4	1	7	8	8

unde – R – raza de racordare

Pentru o variație a secțiunii de la A₁ la A₂ coeficientul pierderilor de sarcina locale va fi [3]:

$$\zeta_l = (A_2/A_1 - 1)^2 \quad (22)$$

Aria secțiunii instantanee de curgere pentru orificiile controlate de supape se calculează funcție de deplasarea supapei cu două formule:

$$A_I = \pi \cdot h_s \cdot \cos \gamma \cdot (d_s + 0,5 h_s \cdot \sin 2\gamma) \quad (23a)$$

$$A_{II} = \pi \cdot [(d_{s0} + d_s) / 2] \cdot \{ [h_s - \text{tg} \gamma \cdot (d_{s0} - d_s) / 2]^2 + [(d_{s0} + d_s) / 2]^2 \}^{1/2} \quad (23 b)$$

unde - γ - unghiul de înclinare a talerului supapei

- h_s - ridicarea instantanee a supapei de pe scaun [m]
- d_{s0} - diametrul talerului supapei [m]
- d_s - diametrul orificiului liber [m]

Coeficientul instantaneu de debit al unui orificiu controlat de supapa poate fi calculat cu formula [1]:

$$\mu = 0,98 - c \cdot (h_s / d_s) \quad (24)$$

unde c=6-12

Schema logică a programului este prezentată în fig. 1.

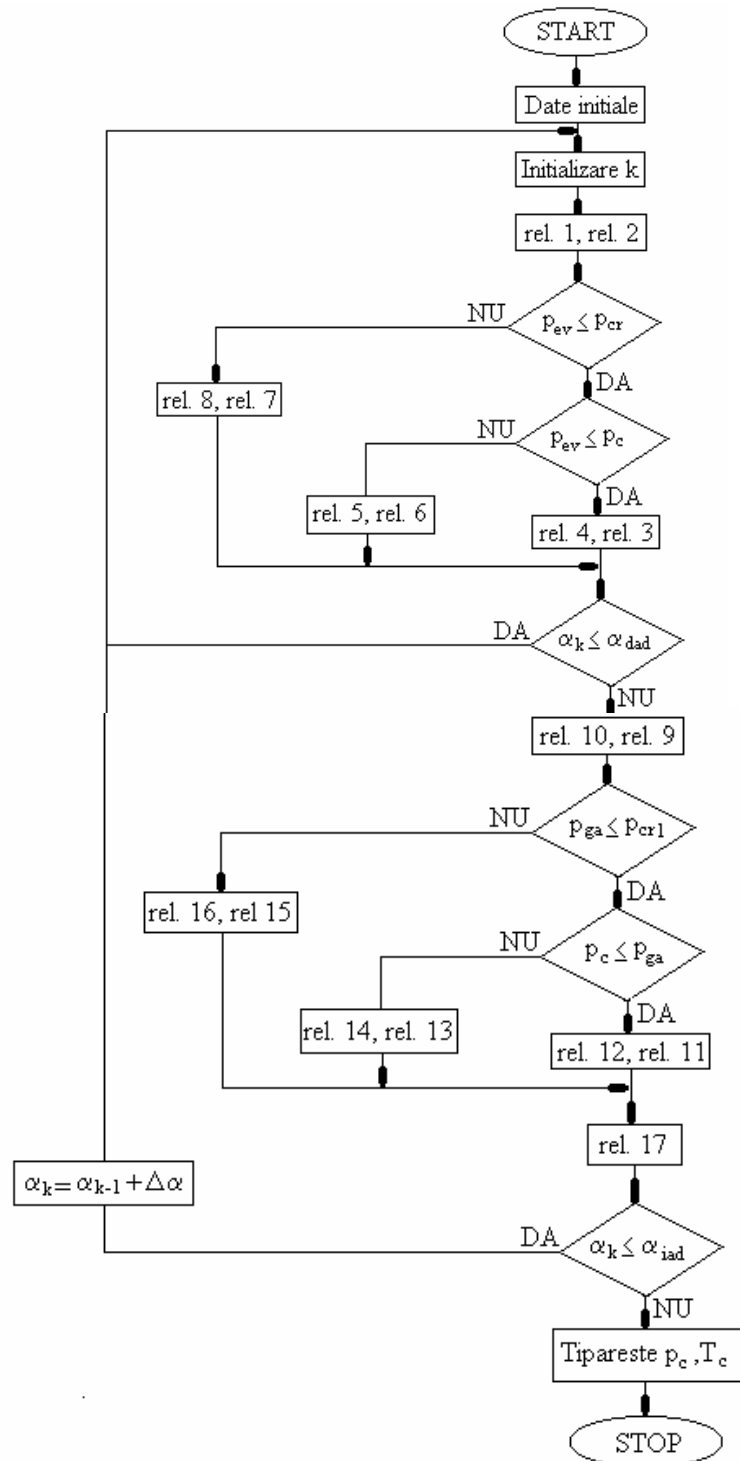


Fig.1. Schema logica

In schema logica s-au utilizat notiile:

α_{dad} – unghiul (în grade de rotatie ale arborelui cotit) la care începe deschiderea supapei de admisie

α_{iad} – unghiul (în grade de rotatie ale arborelui cotit) la care se închide supapa de admisie

Programul a fost realizat în mediul de programare MATLAB, iar rezultatele pentru presiunea din cilindru sunt prezentate în fig. 2.

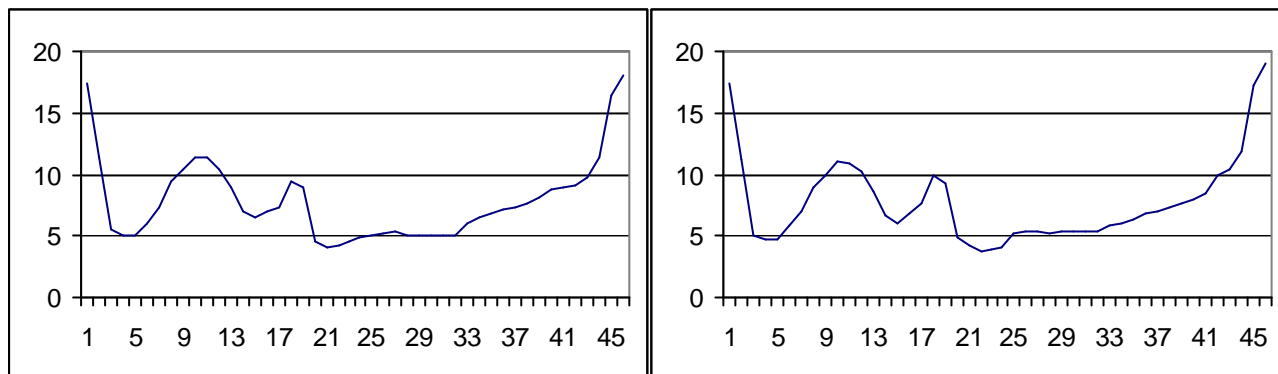


Fig. 2. Variatia presiunii în cilindru

3. COMPARATIE CU DATELE EXPERIMENTALE

Încercările s-au făcut pe un motor monocilindric, antrenat de un motor electric, deci ciclul a fost realizat fără ardere. Presiunea din cilindru a fost măsurată cu ajutorul unui traductor piezoelectric.. Pentru simplificarea calculului filtrul de aer a fost îndepărtat.

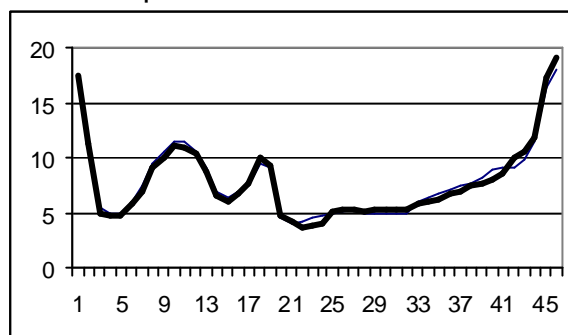


Fig. 3 Comparatia între valorile teoretice si experimentale

Din fig. 3, în care se face compararea celor doua seturi de date, se observa o foarte buna concordanta între valorile calculate si cele obtinute experimental.

4. CONCLUZII

S-a reusit realizarea unui program care sa calculeze suficient de precis presiunea si temperatura din cilindru în timpul procesului de schimbare a gazelor într-un motor cu ardere internă. Acest program urmeaza a fi dezvoltat pentru a se putea efectua calculul procesului de schimbare a gazelor la un motor policilindric, în conditii reale de functionare.

Un astfel de program ar fi foarte util mai ales în proiectare pentru optimizarea traseelor sistemelor de admisie si de evacuare si pentru a stabili marimile constructive ale sistemului de distributie astfel încât la sfârșitul procesului de admisie gradul de umplere sa fie cât mai mare, ceea ce va duce si la o crestere a eficientei în functionare a motorului.

De asemenea acest program poate fi dezvoltat pentru calculul întregului ciclu de lucru al unui motor cu ardere internă.

Bibliografie

1. Grünwald, B. – Teoria, calculul si constructia motoarelor pentru autovehicule rutiere, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti 1980
2. Radcenko, V. – Criterii de optimizare a proceselor termice (irreversibile). Ed. Tehnica, Bucuresti 1977
3. Florea, J. si Panaitescu V. – Mecanica fluidelor, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti 1979