

UTILIZAREA BIOCOMBUSTIBILILOR ÎN SISTEMELE MOTOARE - MODELAREA PROCESELOR TERMODINAMICE DE COMBUSTIE DIN CILINDRUL MOTORULUI

Anamaria Constantinescu¹

anamaria.constantinescu@energy.pub.ro

Universitatea Politehnica
București

Michel Feidt²

michel.feidt@ensem.inpl-nancy.fr

Universitatea Henri Poincare
Nancy, Franța

Adrian Badea³

a_badea@rectorat.pub.ro

Universitatea Politehnica
București

Rezumat: Lucrarea propusă se înscrie în tematica cercetărilor legate de valorificarea biomasei ca resursă energetică alternativă. S-au studiat diferiți biocombustibili produși din biomasă și utilizarea lor în motoarele cu ardere internă. Lucrarea prezintă unele rezultate ale modelării proceselor termodinamice de ardere din cilindrul motorului alimentat cu benzină, biocarburanți sau cu un amestec benzină-etanol în diferite proporții. Modelul este implementat în Maple, un sistem de calcul simbolic. Rezultatele modelării permit o comparație a influenței biocarburanților (bioetanol, biogaz, biodiesel) asupra arhitecturii motorului și asupra emisiilor poluante.

Cuvinte cheie: modelare, algoritm, biomasă, biocarburanți, bioenergie, motor, combustie

Abstract: The proposed paper is in align with biomass energetic recovery research thematic as alternative energy source. We study the different biofuels issued from biomass and their utilization in internal combustion engines. The paper presents some modeling results of the thermodynamic combustion processes inside the engine cylinder fueled with gasoline, biofuels, or, in different proportion with gasoline –biofuels blends. The model is implemented in Maple, a Symbolic Computation System or Computer Algebra System. The modeling results allowed a comparison of the biofuels (bioethanol, biogas, biogazole) influence upon the engine architecture and upon the effluents.

Key words: modeling, algorithm, biomass, biofuels, bioenergy, engine, combustion

Nomenclatură:

AL	alezaaj	m
$(A/F)_s$	raport masic stoechiometric aer-combustibil	-
c_v	căldura specifică masică a aerului la volum constant	J/(kg.K)
c_p	căldura specifică masică a aerului la presiune constantă	J/(kg.K)
C	cursa pistonului	m
C_1 et C_2	coeficienți specifici fiecărei faze a ciclului motor	-
$(E/A)_s$	raport masic stoechiometric combustibil-aer	-
k	coeficient politropic	-
K_{pv}	conductanța termică la volum constant	W/K
K_{pp}	conductanța termică la presiune constantă	W/K
m_f	masa combustibilului	kg
m_a	masa de aer ciclat	kg
m_c	masa totală de gaz ciclat (aer + combustibil)	kg
M_f	masa molară a combustibilului	kg/kmol
M_a	masa molară a aerului	kg/kmol
M_{f1}	masa molară a amestecului după prima injecție	kg/kmol
M_{f2}	masa molară a amestecului total	kg/kmol
n	numărul de moli	kmol
p	presiunea	Pa
p_0	presiunea atmosferică	Pa
p_g	presiunea medie a amestecului gazos	bar
p_m	presiunea în motorul antrenat fără combustie	bar
PCI	puterea calorifică inferioară a combustibilului	J/kg
Q	căldura	J
R	constanta gazelor perfecte	J/(kmol.K)
T	temperatura	K
T_g	temperatura medie a gazului	K
v	viteza caracteristică	m/s
V_{cyl}	cilindreea	m ³
w	viteza medie a pistonului	m/s
W	lucrul mecanic	J
α	coeficient de transfer de căldură	W/m ² .K
ϵ	raportul volumic de compresie	-
$\lambda = 1/\phi$	coeficientul de exces de aer	-
θ	raport între combustia la volum constant și cea la presiune constantă	-
τ	unghiul de întârziere la închiderea supapei de admisie	rad
χ	avansul la aprindere	rad

Indice :

Pentru ciclul motor :

- 1 – admisia
- 2- sfârșitul compresiei
- 3- sfârșitul combustiei la volum constant
- 4- sfârșitul combustiei la presiune constantă
- 5- sfârșitul destinderii

1. As. drd., Facultatea de Energetica, Universitatea „Politehnica” București, România (*Autor corespondent);
2. Prof., Laboratorul de Energetică și Mecanica Teoretică și Aplicată LEMTA, Universitatea Henri Poincare, Franța;
3. Prof., Facultatea de Energetica, Universitatea „Politehnica” București, România.

1. Introducere

Combustibilii fosili (cărbune, petrol și gaze naturale), sursa energetică cea mai importantă la ora actuală, sunt caracterizați de rezerve finite și emisii importante de CO_2 . O alternativă la combustibilii

fosili sunt rezervele reînnoibile de energie, cele care nu participă sau nu se implică activ în lanțul global al CO_2 . Acestea sunt: energia hidroelectrică, energia mareelor, energia geotermală, eoliană, solară, fotovoltaică, energia înmagazinată de oceane, biomasa.

Legea din 2000 privind „Cercetarea și dezvoltarea biomasei”, definește biomasa (sursă energetică regenerabilă), ca fiind „orice substanță organică, disponibilă periodic sau reînnoibilă, care include recolte agricole, copaci, lemn și deșeuri de lemn, plante (inclusiv plante acvatice), ierburi, fibre și reziduuri animale, reziduuri municipale și alte materiale reziduale.” Prin extensie biomasei i se pot asocia deșeurile animale, deșeurile municipale și turba.

Pentru a înlocui combustibilii clasici pentru transport, au fost dezvoltate două strategii care diferă, în principal, din punct de vedere al construcției motorului. O abordare pe termen lung favorizează motoarele electrice, acționate cu pile de combustie, care funcționează fără să producă emisii. Un alt concept care poate fi implementat într-un timp scurt se bazează pe dezvoltarea motoarelor care folosesc combustibili alternativi. Desigur, sunt analizate și diverse soluții hibride.

Punctul comun al tuturor conceptelor este dat de faptul că ele vor avea viitor numai pe baza surselor regenerabile de energie. De asemenea, aceste tehnologii trebuie să fie disponibile la prețuri acceptabile, să contribuie substanțial la reducerea emisiilor de CO_2 și să dezvolte un potențial mare pentru înlocuirea combustibililor convenționali.

Aceste cerințe sunt excelent îndeplinite de către biocombustibili, ca biodieselul, uleiul din rapiță, bioetanolul, biometanolul, biogazul, sau de combustibili sintetici care la momentul actual sunt în curs de dezvoltare. Combustibilii sintetici au practic aceleași caracteristici ca și combustibilii fosili și pot fi folosiți în motoare cu modificări destul de simple.

Biocombustibilii sunt ușor de stocat și reprezintă o alternativă serioasă cu o mare priză la public din punct de vedere al prețului. Investițiile mari în tehnologiile și infrastructurile noi nu sunt neapărat necesare pentru utilizarea biocombustibililor.

Printre soluțiile studiate, biocombustibilii oferă reale perspective și reprezintă un domeniu de actualitate.

Articolul prezintă câteva rezultate ale modelării proceselor termodinamice de combustie din cilindrul motorului. Modelarea termodinamică se poate face urmărind diferitele cicluri prezentate în figura 1:

- ciclul Otto (combustia se produce la volum constant)
- ciclul Diesel (combustia se produce conform unei izobare)
- ciclul mixt: reprezintă o combinație între cele două cicluri clasice, în care o parte din combustibil arde la volum constant și alta la presiune constantă. Acest tip de abordare permite o reprezentare mai realistă. Ciclul mixt se apropie mai mult sau mai puțin de unul din cele două cicluri clasice, în funcție de reglajele care determină injecția combustibilului.

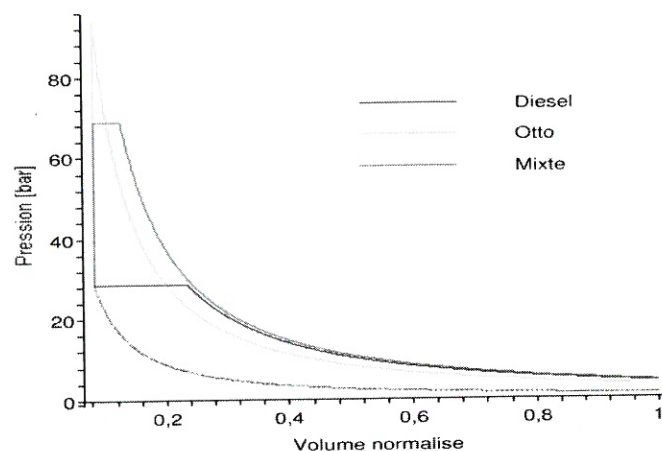


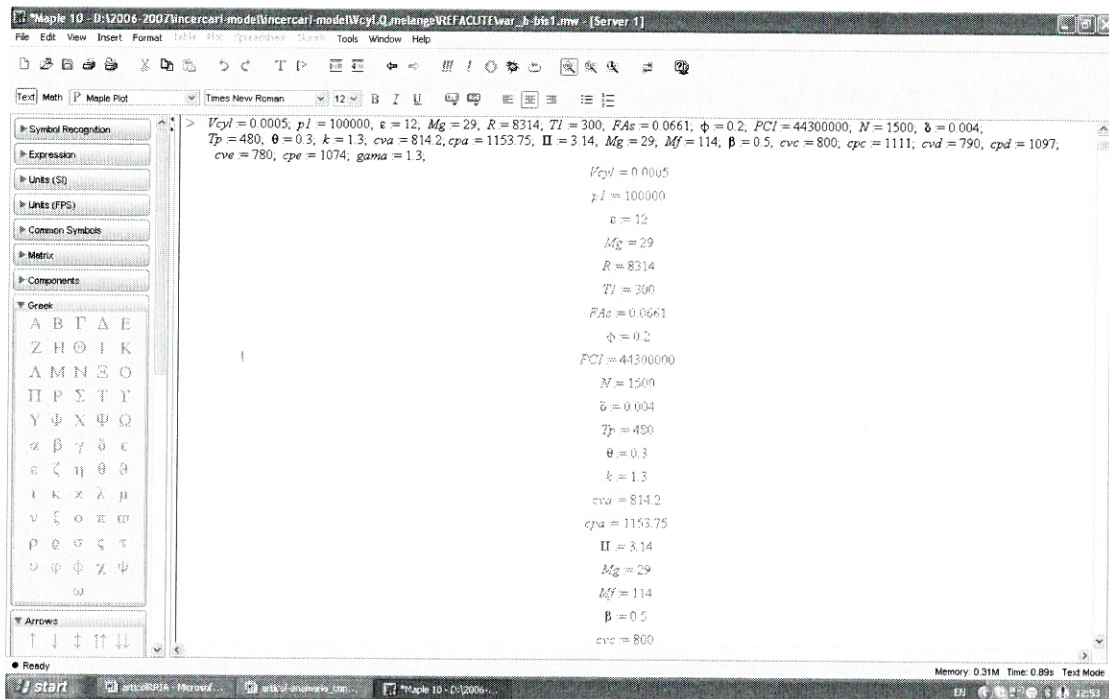
Figura 1. Ciclurile termodinamice ale motorului [2]

2. Modelul motorului în ipoteza: căldura intrată cu combustibilul impusă

Pentru a-i putea studia funcționarea, s-a realizat modelarea motorului cu ardere internă utilizând limbajul Maple. Studiul făcut reprezintă o abordare în ipoteza căldura intrată cu combustibilul impusă.

Au fost declarate la început toate variabilele și toți parametrii utilizați în cadrul modelului, după cum este prezentat în Ecranul de comandă 1.

Ecran de comandă 1



În mod normal, modelarea proceselor din ciclul motorului se făcea pentru o singură configurație specifică (Otto, Diesel sau mixt fix). Modelul propus introduce un parametru θ ce permite varierea proporțiilor celor două faze ale procesului de ardere (volum și presiune constantă). Astfel, ciclul diesel va corespunde la $\theta=0$, ciclul Otto la $\theta=1$ și un ciclu mixt mediu va corespunde, de exemplu, la $\theta=0.5$ (figura 2 și figura 3).

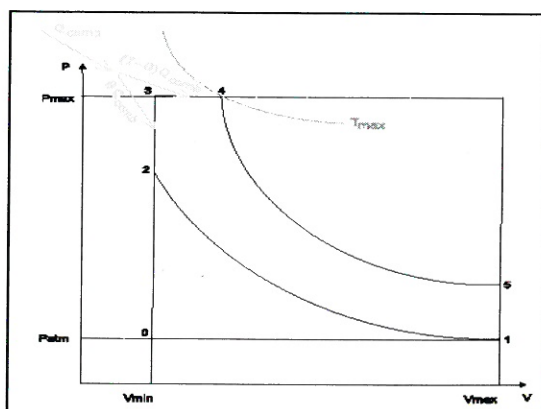


Figura 2. Ciclul mixt teoretic [2]

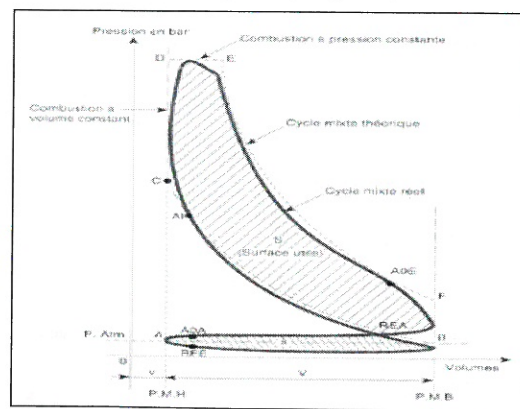


Figura 3. Ciclul mixt real

Pentru fiecare tip de combustie, o parte din căldură este cedată pereților. Trebuie deci introdusă noțiunea de conductanță de pierderi termice K_{pv} et K_{pp} , pentru căldura introdusă cu combustibilul pentru partea de ardere la volum constant Q_{cv} și respectiv la presiune constantă Q_{cp} , precum și o temperatură a pereților motorului $T_p=480K$.

Pentru a determina temperaturile la finalul fiecărui tip de ardere, se pot scrie bilanțurile termice. Astfel, pentru combustia la volum constant avem:

$$Q_{cv} = m_{tv} \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + K_{pv} \cdot \left(\frac{T_3 + T_2}{2} - T_p \right) \cdot \frac{AL}{25} \quad [J] \quad (1)$$

$$Q_{cv} = \theta \cdot m_f \cdot PCI \quad [J] \quad (2)$$

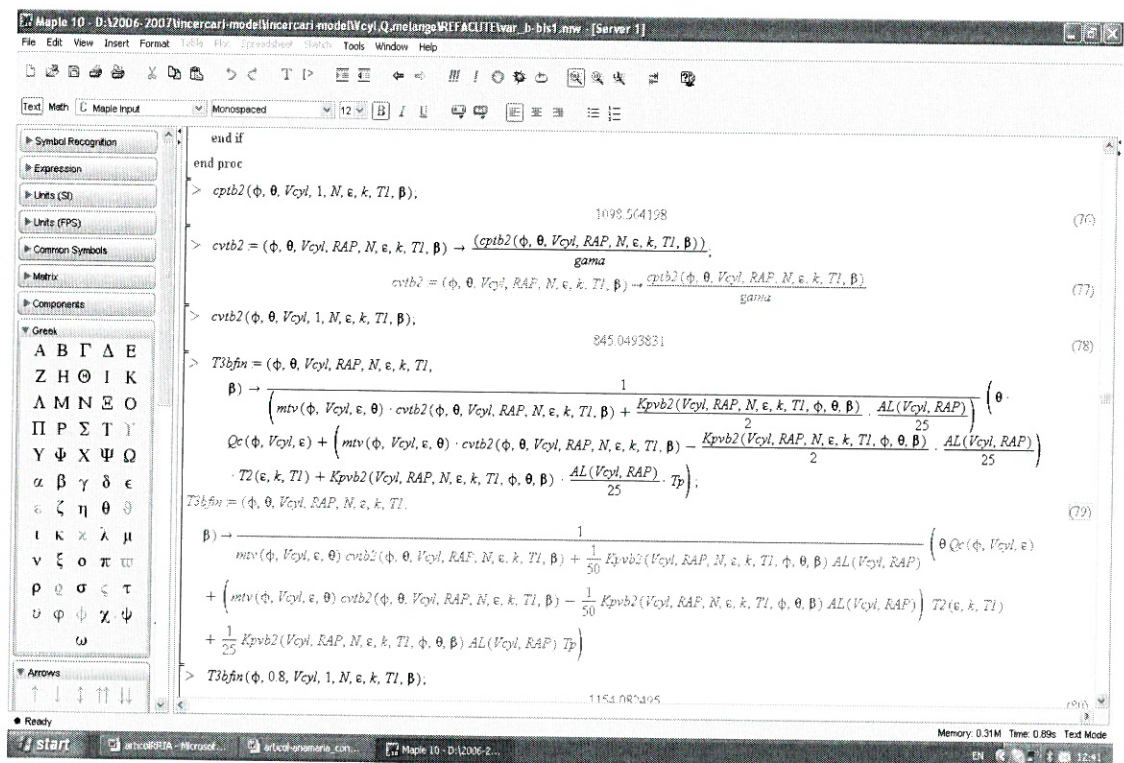
În relația (1), pentru a transforma pierderile termice $K_{pv} \cdot \left(\frac{T_3 + T_2}{2} - T_p \right) [W]$ în căldură pierdută $[J]$, am estimat ca în cazul combustiei la volum constant, timpul de propagare al flăcării, pentru o viteză de propagare a frontului de flacără de 25 $[m/s]$ este: $\frac{AL}{25}$. Această modalitate pentru calculul timpului de ardere este specifică motoarelor cu aprindere prin scânteie, în care arderea se produce la volum constant.

Masa totală de gaz ciclat (aer + combustibil) pentru transformarea 2-3, m_{tv} , se determină ținând cont că injecția de combustibil se face în două puncte: prima dată în punctul 2, la sfârșitul compresiei, unde se injectează masa de combustibil $\theta \cdot m_f$ și apoi, în punctul 3, unde se injectează masa de combustibil $(1-\theta) m_f$.

Pornind de la ecuația (1) putem calcula temperatura la sfârșitul procesului de combustie la volum constant T_3 .

Algoritmul implementat în Maple pentru realizarea acestui calcul este laborios, deoarece toate mărimile ce intervin în calcul trebuie declarate în funcție de toate variabilele de care depind, în aceeași ordine de apariție în program; în plus, în ecuația (1) atât căldura specifică c_v (calculată pornind de la polinoamele publicate în „Tabelele Termodinamice JANAF” [14]), cât și conductanța de pierderi termice K_{pv} (produsul dintre coeficientul de transfer de căldură și suprafața de transfer de căldură), depind de temperatura T_3 . Astfel, această ecuație complicată obținută, se poate rezolva printr-un algoritm iterativ, presupunând o valoare de început pentru temperatura T_3 și determinând, în final, valoarea exactă a acesteia când diferența dintre două valori succesive se încadrează în limitele tolerate de erori. Ecuația simplificată de calcul a temperaturii T_3 , obținută în final este ilustrată în Ecranul de comandă 2.

Ecran de comandă 2



Analog, putem scrie bilanțul termic pentru arderea la presiune constantă.

$$Q_{cp} = m_t \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) + K_{pp} \cdot \left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_p \right) \cdot \frac{30}{N} \cdot \frac{(V_4 - V_5)}{(V_1 - V_2)} \quad [J] \quad (3)$$

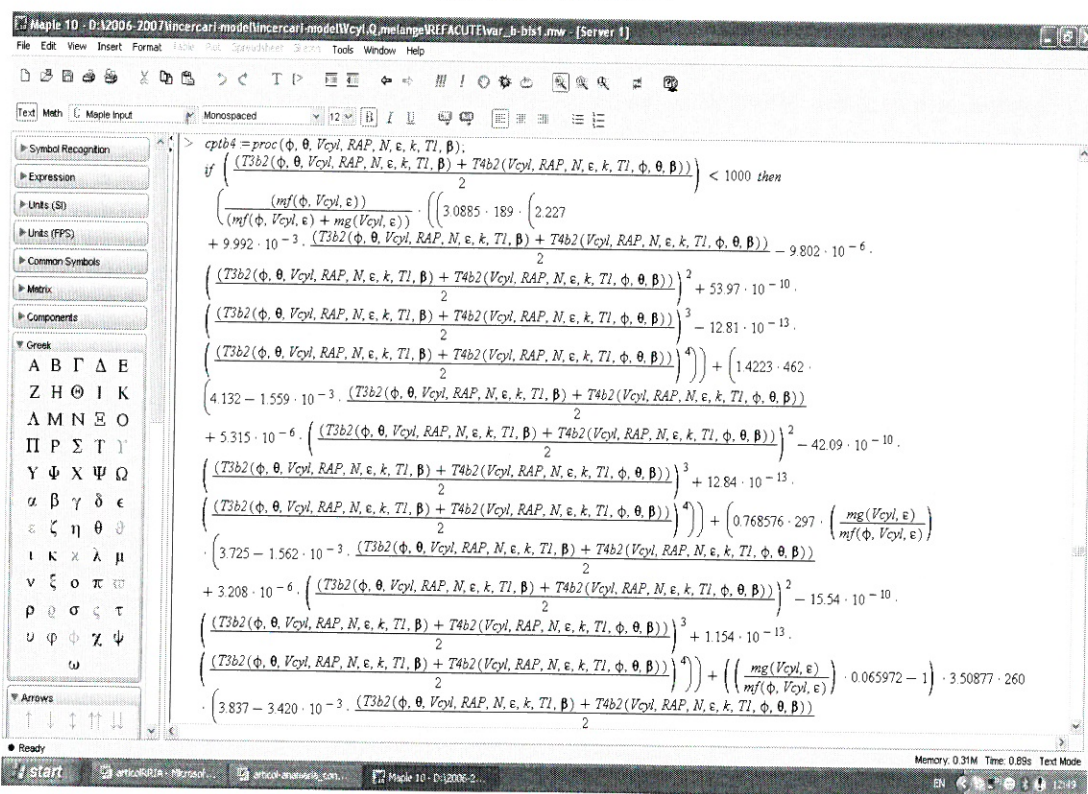
$$Q_{cp} = (1-\theta) \cdot m_f \cdot PCI \quad [J] \quad (4)$$

Vom scrie bilanțul tot în termeni de căldură și, pentru a transforma pierderile termice $K_{pp} \cdot \left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_p \right)$ [W] în căldura pierdută [J], ținem cont de durata transformării termice 3-4. Pentru cazul combustiei la presiune constantă, timpul este estimat la: $\frac{30}{N} \cdot \frac{(V_4 - V_5)}{(V_1 - V_2)}$, sau $\frac{30}{N} \cdot \left[1 - \frac{\tau + \chi}{\Pi} \cdot \frac{(V_4 - V_5)}{(V_1 - V_2)} \right]$ [4]. Într-o primă aproximație, am decis să neglijăm unghiul de întârziere la închiderea supapei de admisie și unghiul de avans la aprindere, care este de ordinul a aproximativ 10 grade.

Pentru a determina debitul total de gaz ciclat (aer + combustibil) m_t , am ținut cont că în punctul 3 injectăm restul de combustibil $(1-\theta) m_f$.

Căldurile specifice c_v și c_p care intervin în ecuațiile (1) și (3) au fost calculate în fiecare punct al ciclului în funcție de temperatura instantanee, pornind de la polinoamele publicate în „Tabelele Thermochimice JANAF” [14] (conform Ecranului de comanda 3), ca și călduri specifice ale amestecului de gaze de ardere rezultate în urma combustiei, ponderate cu procente masice (fără a considera în primă instanță fenomenul de disociație).

Ecran de comandă 3



Pentru a calcula coeficientul de transfer de căldură în cadrul modelului s-au utilizat 5 corelații diferite:

a) *Relația lui Woschni (1965-1968) [7]*

$$\alpha = 0.013 \cdot \frac{p_g^{0.8} \cdot v}{T_g^{0.53} \cdot AL^{0.2}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (5)$$

unde viteza caracteristică este:

$$v = C_1 \cdot w + C_2 \cdot \frac{V_{cyl} \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_g - p_0) \quad (6)$$

b) *Relația lui Woschni (1965-1968) [8]*

$$\alpha = 5.173 \cdot \frac{p_g^{0.8} \cdot w}{T_g^{0.53} \cdot AL^{0.2}} + \psi \cdot \sigma \cdot A \cdot \frac{\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4}{T_g - T_p} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7)$$

c) *Relația lui Jaclitch (1929) [8]*

$$\alpha = 0.2445 \cdot p_g^n \cdot T_g^{1-n} \cdot (1 + 1.24 \cdot w) \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (8)$$

$$\text{unde } n=0.394+1.685 \cdot 10^{-6} \cdot T_g \quad (9)$$

d) *Relația lui Nusselt (1923) [8]*

$$\alpha = 1.15 \cdot \sqrt[3]{p_g^2 \cdot T_g \cdot (1 + 1.24 \cdot w) + 0.0004206 \cdot \frac{\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4}{T_g - T_p}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (10)$$

e) *Relația lui Woschni (1965-1968) [5]*

$$\alpha = 110 \cdot \frac{p_g^{0.8} \cdot (C_1 \cdot w + C_2 \cdot \frac{V_{cyl} \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_g - p_m))}{T_g^{0.53} \cdot AL^{0.2}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (11)$$

Valoarea presiunii p_3 (calculată teoretic), care este presiunea maximă a ciclului motor a fost verificată în funcție de un criteriu de rezistență a materialelor pentru pereții subțiri (grosimea pereților cilindrului fiind de ordinul a 3-5 mm):

$$p_3 \cdot \frac{D}{2 \cdot e} < \sigma_p \quad [\text{Pa}] \quad (12)$$

unde:

- D este diametrul mediu al cilindrului motor [m];
- e - grosimea cilindrului motor [m];
- σ_p - tensiunea admisibilă a materialului (fontă de aluminiu tratată) [Pa].

Corelația (12) este valabilă pentru un calcul static, dar se urmărește pe viitor a se îmbunătăți modelul ținând cont și de fenomenele dinamice din interiorul cilindrului și de oboseala materialului.

3. Interpretarea rezultatelor obținute

Modelul elaborat permite stabilirea unei corelații de calcul pentru coeficientul de transfer de căldură, care să aproximeze mai bine pierderile termice pentru fiecare geometrie a motorului considerată și fiecare tip de combustibil utilizat. Am aplicat modelul pentru benzină și bioetanol.

S-a studiat, de asemenea, și variația temperaturii în toate punctele ciclului motor în funcție de parametrul θ . Variațiile de temperatură pentru corelația b sunt prezentate în figurile 4 și 5. Valorile și variația obținută au fost validate cu cele existente în literatura de specialitate pentru motoarele cu ardere internă (Tabelul 1). În figurile 4 și 5, se poate observa că sunt respectate condițiile pentru motorul Otto și Diesel: pentru $\theta \approx 0$, avem $T_2 = T_3$, și pentru $\theta \approx 1$, avem $T_3 = T_4$.

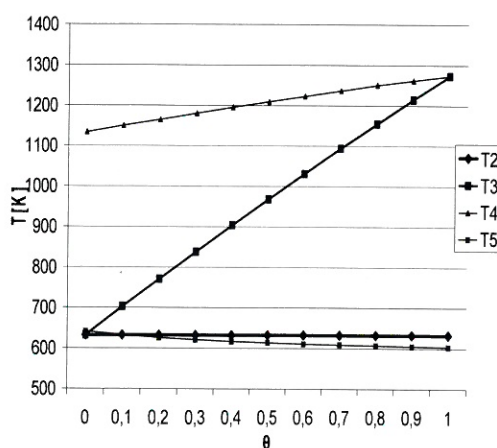


Figura 4. Variația temperaturii cu parametrul θ (corelația b) - benzina

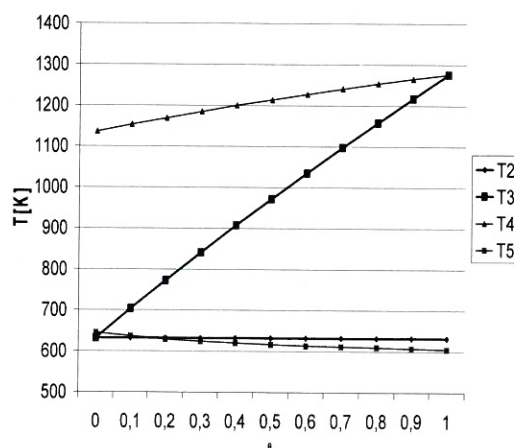


Figura 5. Variația temperaturii cu parametrul θ (corelația b) - bioetanol

Tabelul 1. Valorile temperaturii [K] în punctele reprezentative ale ciclului motor

Date din literatura de specialitate [15], [16], [17] – ciclul Diesel				Date din model			
T_1	T_2	T_4	T_5	T_1	T_2	T_4	T_5
320...350*	750...1100*	1800...2800	1000...1200	300	632	1133...1272	604...641
330...400**	800...1200**						

*A (motor cu aspirație normală)

**S (motor supraalimentat)

Valorile din literatura de specialitate sunt estimate pentru un motor cu o turație de 5000 rot/min și putere maximă. Pentru o turație redusă de 1500 rot/min (ca în cazul modelului), timpul de transfer de căldură către pereți este mai mare, în consecință, și fluxul transferat; deci, temperatura amestecului gazos ce se găsește în interiorul cilindrului este mai mică.

Pentru temperaturile T_2 (sfârșitul compresiei) și T_5 (sfârșitul destinderii), care sunt puternic dependente de coeficientul politropic, diferențele sunt date de faptul că acesta a fost menținut constant (valoare din literatura de specialitate $k=1.3$) în conceperea algoritmului modelului, dar în realitate, el este dependent de legea de transfer de căldură pentru compresia 1-2 și respectiv pentru destinderea 4-5. Pe viitor se are în vedere îmbunătățirea modelului prin calculul coeficientului k plecând de la definiția căldurii specifice politropice [9].

Pe baza aceluiași principiu utilizat la studierea variației de temperatură, se poate analiza și variația coeficientului de transfer de căldură (figura 6).

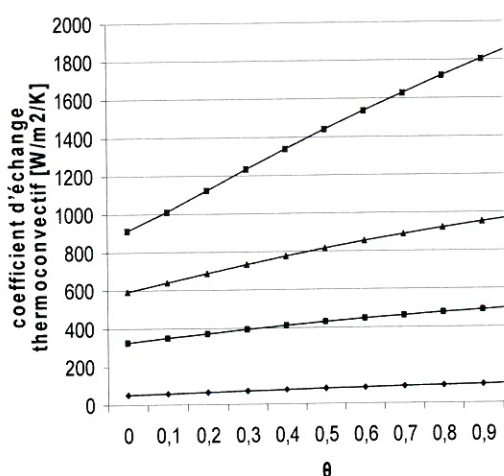


Figura 6. Variația coeficientului de transfer de căldură cu parametrul θ - benzină

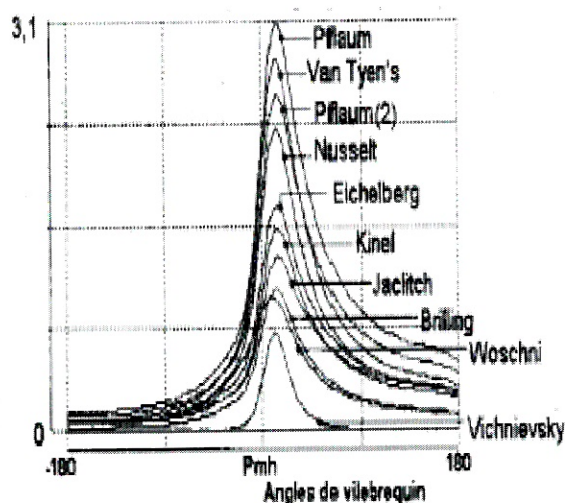


Figura 7. Coeficientului de transfer de căldură [kW/m²/K] calculat cu diferite formule pentru același motor [8]

Variația valorilor obținute cu ajutorul modelului pentru coeficientul de transfer de căldură pentru partea de combustie izobară (3-4) este prezentată în figura 6. Se observă că, în funcție de corelația aleasă, acest coeficient este foarte variabil. Dacă se compară rezultatele prezentate în figura 6 cu cele din figura 7, se observă că ordinul de mărime obținut este același cu cel din literatura de specialitate.

Diferențele dintre curbele prezentate în cele două figuri de mai sus, sunt datorate în special fenomenului de convecție, care este luat în considerare cu prea mare intensitate în corelația utilizată, iar în camera de combustie turbulențele nu sunt așa intense sau nu este luat în considerare cu suficientă intensitate, când turbulențele din camera de combustie sunt considerabile. Pe lângă aceste aspecte, mai intervine și faptul că relațiile ce estimează coeficientul de transfer de căldură sunt specifice tipului de geometrie a motoarelor pe care au fost determinate experimental.

6. Concluzii

Scopul acestui studiu a fost stabilirea corelației ce poate aproxima cel mai bine pierderile termice în motor. Acest lucru este dificil de realizat deoarece analiza transferului de căldură în interiorul motoarelor se poate face utilizând diferite relații empirice de calcul ce diferă doar prin câțiva coeficienți, și care rămân specifice tipurilor de motoare pe care au fost determinate experimental.

Domeniul biocombustibililor este un domeniu încă puțin explorat, această modalitate teoretică de calcul putând ajuta în acest sens, completând studiile experimentale.

Odată rezolvată această problemă, putem calcula și ceilalți parametri ai motorului, lucrul mecanic, celelalte pierderi, randamentul etc. Se poate studia chiar influența altor combustibili sau a amestecurilor pentru un motor cu o geometrie dată.

Modelul realizat permite, de asemenea, și studierea tipului optim de combustibil (sau amestec) ce poate fi utilizat pentru un motor cu o geometrie dată și parametri impuși. De asemenea, permite și studierea influenței pe care o au diferiți parametri ϕ , θ , RAP , T_1 asupra performanței unui motor. Modelul poate fi îmbunătățit introducând influența disocierii sau a oboselii materialului (în studiul mecanic).

Bibliografie

1. **FEIDT, M.:** Energetique-Concepts et Applications, Dunod Paris, 2006.
2. **DESCIEUX, D., M. FEIDT:** Analyse of the Non-adiabatic Dual-cycle at Maximum Imposed Cycle Temperature, Conférence ECOS 2007, Padova.
3. **DESCIEUX, D., M. FEIDT:** One Zone Thermodynamic Model Simulation of an Ignition Compression engine. Applied Thermal Engineering, 2006.
4. **SERIER, M., A. SERIER:** Evolutions Thermodynamics of a Driving Fluid in a Cylinder with Valves, Joint European Thermodynamics Conference IX, JETX IX – 12-15 June 2007.
5. **WOSCHNI, G.:** A universally applicable equation for the Instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, Society of automotive engineers, 1967.
6. **GUIBERT, PH.:** Modélisation du cycle moteur, Techniques de l'ingénieur BM 2511.
7. **ALEXANDRE, A., L. TOMASELLI:** Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles, Techniques de l'ingénieur BM 2900.
8. **ARQUES, PH.:** Conception et construction des moteurs alternatifs, Elipses Edition, 2000.
9. **FEIDT, M. L.:** Termodinamica și optimizarea energetică a sistemelor și proceselor, Edition Bren, 2001.
10. **HEYWOOD, J. B.:** Internal combustion Engine Fundamentals, Automotive Technology Series, McGraw-Hill International Editions 1988.
11. **TRAPY, J. D.:** Transfert thermique dans les moteurs à combustion interne mesure et modélisation. Revue générale de thermique, 223 :385-390, 1981.
12. **INCROPERA, F. P., D. P. DEWITT:** Fundamentals of Heat and Mass Transfer Fourth Edition, John Wiley & Sons, 1996.
13. **PARLAK, A.:** Comparative performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power conditions, Energy Conversion and Management, Volume 46, Issue 3, February 2005, pp. 351-359.
14. * * *: JANAF Thermochemical Tables, 3rd ed., "American Chemical Society and the American Institute of Physics for the National Bureau of Standards", 1986.
15. **APOSTOLESCU, N., R. CHIRIAC:** Procesul arderii în motorul cu ardere internă, Editura Tehnică, București, 1998.
16. **BĂRĂNESCU, G.:** Calculul proceselor de ardere, Editura Academiei, București, 1995.