

CZU. 621.436:662.756+631.372

PARTICULARITĂȚILE CALCULULUI TERMIC AL MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU BIOCOMBUSTIBIL

IG. BEȘLEAGĂ

Universitatea Agrară de Stat din Moldova

Abstract. The paper presents the peculiarities of thermal calculation of the compression ignition engines and determines the comparative parameters of the working cycle process, energy and economy indicators, functioning of pressure gas cylinder of the diesel engine and biofuel.

Key word: Combustibles, Diesel fuel, Excess air coefficient, Exhaust gas, Gas emission, Residual gas temperature, Tractor engines.

INTRODUCERE

Chiar dacă Rudolf Diesel, părintele motoarelor cu aprindere prin comprimare, a preconizat încă de la început posibilitatea funcționării acestora cu combustibili de origine vegetală, prezentând în acest sens la Expoziția Mondială de la Paris din 1900 un motor cu aprindere prin comprimare ce funcționa cu ulei de arahide, totuși, utilizarea combustibililor proveniți din uleiuri vegetale la motoarele cu aprindere internă a devenit prioritară abia în ultimii ani, cauzele fiind reducerea rezervelor de combustibili de origine petrolieră și mai ales necesitatea reducerii poluării mediului.

Cartea Verde a Comisiei UE, intitulată „Spre o strategie europeană pentru securitatea alimentării cu energie”, stabilește ca obiectiv înlocuirea, în proporție de 20%, până în anul 2020 a combustibililor

convenționali cu combustibili alternativi pentru alimentarea motoarelor diesel. Noile tipuri de combustibili trebuie să se alinieze la standardele tehnice deja recunoscute și să se impună pe piață. Aceste standarde constituie de asemenea baza în stabilirea cerințelor referitoare la emisiile de noxe și la monitorizarea lor. În aceste condiții, în cazul Republicii Moldova problematica biodieselului reprezintă o noutate absolută, lucru valabil și pentru majoritatea țărilor din Europa Centrală și de Est. Combustibilul Diesel, obținut pe bază de uleiuri vegetale, este un combustibil curat, biodegradabil și reînnoibil, iar tehnologia de obținere a acestuia este una curată.

Procesele ce se succed în motoarele cu aprindere prin comprimare sunt procese gazodinamice și termodinamice complexe, însoțite de schimburi rapide de căldură, masă, lucru mecanic cu mediul exterior și, de asemenea, de fenomene fizice și chimice ce determină modificările calitative și cantitative ale fluidului de lucru (formarea amestecului carburant dintre aer și combustibil și arderea în timp a acestuia). Convențional, procesele care se desfășoară în motoarele reale, se împart în: procese de schimbare a gazelor (evacuarea și umplerea); procesul de comprimare; procesul de ardere; procesul de destindere (Gh. Radu, 1988). Calculul termic al motorului cu aprindere prin comprimare permite determinarea parametrilor comparativi ai proceselor ciclului de lucru, indicilor energetici și de economicitate, presiunii gazelor în cilindrii motorului la funcționarea lui pe motorină și biocombustibil. Variația parametrilor încărcăturii din cilindru în timpul compresiei, arderii și destinderii este descrisă prin ecuații obținute din primul principiu al termodinamicii, scris în formă diferențială și din ecuațiile de stare.

Scopul lucrării constă în calculul termic a motorului diesel, care va permite trasarea diagramei indicate și verificarea dimensiunilor fundamentale ale motorului și, la necesitate, verificarea calculelor de rezistență a principalelor piese ale acestuia.

MATERIAL ȘI METODĂ

Ca bază a calculului a fost acceptată metoda îmbunătățită de Grinevețki, descrisă în lucrarea lui G. Bobescu et al. (2000), care constituie o metodă de calcul analitic prin corectarea diagramei ciclului teoretic de referință. Această metodă se poate aplica atât în stadiul de proiectare, cât și în cel de perfecționare a prototipului, dar și în cazul substituirii altui tip de combustibil (biocombustibil). Datele inițiale, necesare pentru calculul ciclului de lucru a motorului D-241L, se estimează după rezultatele cercetărilor efectuate la stand de către I. Lacusta et al. (2009). Coincidența rezultatelor calculului cu cele obținute prin încercarea motorului depinde de alegerea corectă a parametrilor inițiali.

REZULTATE ȘI DISCUȚII

În cele ce urmează se prezintă calculul termic efectuat după metoda aleasă, motorul având următoarele caracteristici prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Parametrii inițiali pentru calcul

Parametrii	Combustibili	
	motorină	bio combustibil
Puterea nominală a motorului, kW (P_{nom})	58,9	58,9
Turația nominală, min^{-1}	2100	2100
Consumul specific efectiv de combustibil, g/kWh	252	252
Numărul de cilindri	4	4
Raportul de compresie	16	16
Cifra cetanică a combustibilului	51	41 (O. Frunze, 2005)
Conținutul de sulf în combustibil, %	0,2	0,0012
Compoziția combustibilului C:H:O, %	86:14:0 (O. Frunze, 2005)	78:10:12 (O. Frunze, 2005)
Puterea calorică inferioară, MJ/kg	43,89 (D., Săndulescu, 1979)	43,24 (D., Săndulescu, 1979)
Densitatea absolută, g/cm^3	0,834	0,846

Alegerea parametrilor inițiali. O serie de valori preliminare, necesare calculului termic, se aleg pe baza datelor existente în literatura de specialitate, cât și pe baza experimentelor din lucrare, cum ar fi:

- temperatura inițială: $T_0 = 293K$;
- presiunea inițială $p_0 = 1,02 \cdot 10^5 N/m^2$;
- temperatura gazelor reziduale: $T_r = 900K$;
- presiunea gazelor reziduale: $p_r = 1,1 \cdot 10^5 N/m^2$;
- coeficientul de exces de aer: $\bar{\epsilon} = 1,25$;

Parametrii procesului de schimbare a gazelor. Se adoptă următoarele mărimi (G. Bobescu et al., 1997; p. 235-236):

- presiunea la sfârșitul admisiei: $p_a = 0,86 \cdot 10^5 N/m^2$;
- preîncălzirea amestecului: $\Delta T = 15 K$;
- coeficientul de postumplere: $i_p = 1,14$.

Se calculează în continuare coeficientul gazelor reziduale după relația:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T \cdot p_r}{T_r \cdot \epsilon \cdot v_p - p_r} \quad (1)$$

Temperatura la sfârșitul admisiei se determină după formula:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 - \gamma_r} \quad (2)$$

Coeficientul de umplere va fi egal:

$$\zeta_v = \frac{p_a \cdot T_0}{p_0 \cdot T_a} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{v_p}{1 + \gamma_r} \quad (3)$$

Parametrii procesului de comprimare. În ciclul real al motorului procesul de comprimare este însoțit de schimbări reciproce de căldură între mediul de lucru și piesele motorului, de aceea procesul nu este adiabatic. Procesul de comprimare în motoarele cu aprindere prin comprimare se desfășoară politropic cu un exponent constant. Se adoptă pentru coeficientul politropic de comprimare valoarea $n_1 = 1,36$, (G. Bobescu et al., 1997, p. 235).

Presiunea la sfârșitul comprimării se determină după relația:

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (4)$$

Temperatura la sfârșitul comprimării va fi egală:

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (5)$$

Parametrii procesului de ardere. Conform recomandărilor din tabele 4 și 5 (G. Bobescu et al., 1997, p. 235-236) se aprobă următorii coeficienți:

- coeficientul de utilizare a căldurii $\xi = 0,75$;
- coeficientul de creștere a presiunii $\pi = 1,3$

Cantitatea de aer minimă necesară arderii 1kg de combustibil se calculează după relația:

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (6)$$

Cantitatea reală de aer necesară arderii combustibilului este:

$$L = \lambda \cdot L_{min} \quad (7)$$

Coeficientul teoretic de variație molară a încărcăturii proaspete este:

$$\mu_o = \frac{L + \frac{H}{4} + \frac{C}{12}}{L} \quad (8)$$

Coeficientul real de variație molară a încărcăturii proaspete rezultă:

$$\mu_f = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (9)$$

Căldura specifică medie molară a amestecului inițial va fi:

$$c'_{\mu\nu} = 20 + 17,4 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \quad (10)$$

Căldura specifică molară medie a gazelor de ardere pentru $\bar{\epsilon} > 1$ este egală:

$$c''_{\mu\nu} = \left(20 + \frac{9,2}{\lambda} \right) + \left(\frac{13,8}{\lambda} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} T_z \quad (11)$$

Temperatura la sfârșitul arderii rezultă din următoarea ecuație:

$$\frac{\zeta Q_l}{\lambda L_{\min} (1 + \gamma_r)} + (c'_{\mu\nu} + R_m \cdot \pi) \cdot T_c = (c''_{\mu\nu} + R_m) \cdot \mu_f \cdot T_z \quad (12)$$

Presiunea la sfârșitul arderii se calculează după relația:

$$P_z = P'_z = \pi \cdot P_c \quad (13)$$

Gradul de densitate prealabilă se calculează din raportul:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu}{\pi} \cdot \frac{P_z}{T_c} \quad (14)$$

Parametrii calculați ai procesului de ardere se prezintă în tabelul 2.

Tabelul 2

Parametrii calculați ai procesului de ardere a motoarelor cu aprindere prin comprimare

Parametrii	Parametrul	Combustibili	
		motorină	biocombustibil
Cantitatea de aer minimă necesară arderii a 1kg de combustibil, $\frac{K \cdot \text{mol} \cdot \text{aer}}{\text{kg} \cdot \text{comb}}$	L_{\min}	0,4759	0,41071
Cantitatea reală de aer, $\frac{K \cdot \text{mol} \cdot \text{aer}}{\text{kg} \cdot \text{comb}}$	L	0,5948	0,5214
Coeficientul teoretic de variație molară a încărcăturii proaspete	μ_0	1,18	1,11
Coeficientul real de variație molară a încărcăturii proaspete	μ_f	1,19	1,13
Căldura specifică medie molară, $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	$c'_{\mu\nu}$	35,057	35,057
Temperatura la sfârșitul arderii, °K	T_z	2098,5	1955,07
Presiunea la sfârșitul arderii, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	P_z	48,533	48,533
Gradul de destindere prealabilă	ρ	2,234	1,955

Destinderea. Procesul de destindere este însoțit de următoarele fenomene, cum sunt: procesul de ardere a combustibilului în timpul destinderii, disociația produselor de ardere, transmiterea căldurii de la gaze la piesele motorului, scăparea parțială a gazelor printre jocurile dintre pistoane și cilindri în carterul motorului. Se aprobă coeficientul politropic al destinderii $n_2=1,25$ (G. Bobescu et al., 1997, p. 235).

Gradul de destindere va fi:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\epsilon}{\rho} \quad (15)$$

Presiunea la sfârșitul destinderii se calculează după relația:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (16)$$

Temperatura la sfârșitul destinderii va fi:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (17)$$

Valorile calculate ale procesului de destindere se prezintă în tabelul 3.

Parametrii principali ai motorului. Se adoptă următoarele valori (G. Bobescu et al., 1997, p. 235) pentru:

- coeficientul de rotunjire a diagramei: $m_r = 0,94$

Tabelul 3

Parametrii procesului de destindere a motoarelor cu aprindere prin comprimare

Motor cu aprindere prin comprimare alimentat cu:	Gradul de destindere	Presiunea la sfârșitul destinderii; P_b	Temperatura la sfârșitul destinderii; T_b
Motorină	7,161	$4,142 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	1282,81 K
Biocombustibil	8,182	$3,506 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	1155,95 K

- randamentul mecanic: $\zeta_m = 0,8$ (6; p. 238)

Presiunea medie a ciclului teoretic se obține din relația:

$$P_i' = \frac{P_c}{\delta - 1} \left[\pi(\rho - 1) + \frac{\pi \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (18)$$

Presiunea medie indicată va fi:

$$P_i = \mu_f \cdot P_i' \quad (19)$$

Randamentul indicat al motorului se determină din relația:

$$\eta_i = R_m \cdot \frac{P_i \cdot M_i \cdot T_c}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i} = 8,314 \frac{P_i \cdot \lambda L_{min} \cdot T_c}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i} \quad (20)$$

Presiunea medie efectivă rezultă din relația:

$$p_e = \eta_m P_i \quad (21)$$

Randamentul efectiv al motorului va fi egal:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (22)$$

Consumul specific efectiv de combustibil se calculează cu relația:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_i} \quad (23)$$

Valorile calculate se prezintă în tabelul 4.

Tabelul 4

Parametrii principali calculați ai motoarelor cu aprindere prin comprimare

Parametrii	Simbolul parametrului	Motoarele cu aprindere prin comprimare	
		motorină	biocombustibil
Presiunea medie a ciclului teoretic, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	P_i'	11,042	8,087
Presiunea medie indicată, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	P_i	10,379	7,602
Randamentul indicat al motorului	η_i	0,37	0,33
Presiunea medie efectivă, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	p_e	8,303	6,081
Randamentul efectiv al motorului	η_e	0,296	0,208
Consumul specific efectiv de combustibil, g/kWh	g_e	277	315

Verificarea dimensiunilor fundamentale ale motorului.

- Se adoptă raportul cursă-alezaj după construcția motorului D 241L (I. Lacusta et al., 2005):

$$\Phi = \frac{S}{D} = 1,136$$

unde: S = 125 mm – cursa pistonului; D = 110 mm – diametrul pistonului;

Capacitatea cilindrică după prototip este egală cu:

$$V_h = 1,187 \text{ l}$$

Cilindreea totală a motorului după prototip:

$$V_t = 4,75 \text{ l}$$

În tabelul 5 prezentăm parametrii principali calculați ai motorului D -241L în comparație cu datele experimentale la stand.

Tabelul 5

Parametrii principali calculați ai motorului D- 241L, comparativ cu datele experimentale la stand

Parametrii	Valorile calculate		Datele experimentale	
	Motorină	Biocombustibil	Motorină	Biocombustibil
Puterea efectivă, kW	58,9	58,9	50,65 (8670% P _{nom})	50,65(86% P _{nom})
Consumul specific de combustibil, g/kWh	277	315	251	290
Gradul de compresie	16	16	16	16
Turația motorului, min ⁻¹	2100	2100	2100	2100
Presiunea la sfârșitul comprimării, p _c 10 ⁵ N/m ²	37,333	37,333	-	-
Presiunea medie efectivă, p _e 10 ⁵ N/m ²	8,303	6,081	-	-
Randamentul indicat, η _i	0,37	0,33	-	-
Randamentul mecanic, η _m	0,8	0,8	-	-
Randamentul efectiv, η _e	0,296	0,264	-	-

Diagrama indicată. În baza valorilor obținute în urma calculului de mai sus se trasează diagrama indicată în coordonate $p - v$. În sistemul de coordonate ales se plasează punctele **a,c,zq,z,b** și se trasează curbele corespunzătoare (figura 1) (Ig. Beșleagă, 2010).

CONCLUZII

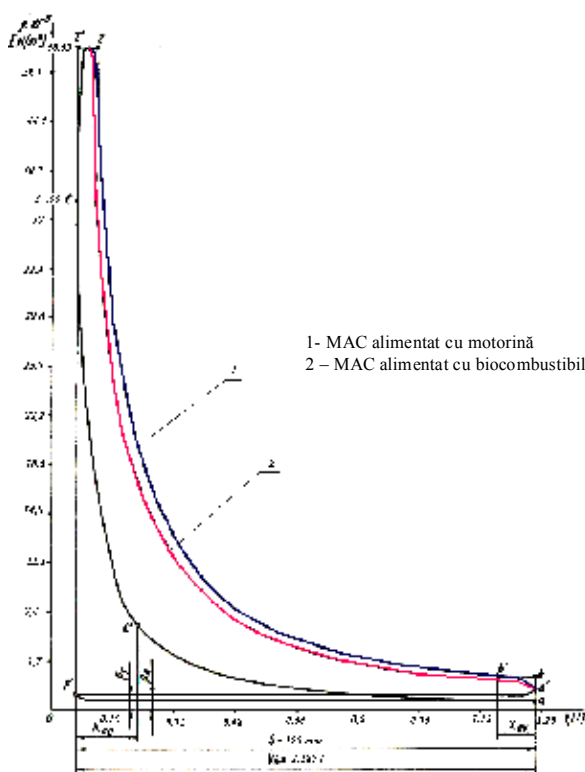


Figura 1. Diagrama indicată calculată a motorului cu aprindere prin comprimare

În baza calculului termic a motorului cu aprindere prin comprimare alimentat cu biocombustibil pot fi formulate următoarele concluzii:

1. Funcționarea motoarelor cu aprindere prin comprimare pe biocombustibil va asigura micșorarea presiunii medii a ciclului teoretic cu 26,8% și a randamentului efectiv al motorului cu 29,8%, în comparație cu funcționarea motorului pe combustibil petrolier, datorită faptului că biocombustibilul posedă o putere calorică mai inferioară față de motorină.

2. Biocombustibilul, având în compoziția sa 12% de oxigen (O. Frunze, 2005), necesită la arderea lui în motoarele cu aprindere prin comprimare o cantitate de aer mai redusă (cu 13,7%) decât la arderea motorinei.

3. La alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare cu biocombustibil menținerea puterii nominale proiectate a motorului (58,9 kW) va fi asigurată de un consum specific de combustibil sporit cu 13,72%, în comparație cu alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare cu motorină.

BIBLIOGRAFIE

1. Bobescu, G. et al. Motoare pentru automobile și tractoare: Manual pentru instituțiile de învățământ superior, vol. I, Ch., Ed. „Tehnica”, 1997, 238 p. ISBN 9975-910-17-3.
2. Bobescu, G. et al. Motoare pentru automobile și tractoare: Manual pentru instituțiile de învățământ superior, vol. III, Ch., Ed. „Tehnica”, 2000, 328 p.
3. Beșleagă, Ig. Performanțele energetice și ecologice ale motoarelor cu aprindere prin comprimare alimentate cu diverse tipuri de combustibili. Ch., Centrul ed. al UASM, 2010, 232 p.
4. Frunze, O. Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC. Brașov, 2005, 169 p.
5. Lacusta, I. et al. Motoare pentru tractoare agricole. Construcția și exploatarea tehnică: Manual pentru instituțiile de învățământ superior agricol. Ch., Centrul ed. al UASM, 2005. 256 p. ISBN 9975-946-99-2.
6. Lacusta, I. et al. Performanțele energetice ale motorului diesel alimentat cu biocombustibil. In: *Agricultura Moldovei*. 2009, nr 7-8, p. 26-28.
7. Radu, Gh. Calculul și construcția instalațiilor auxiliare ale autovehiculelor. București, ed. Didactica și Pedagogica, 1988, 316 p.
8. Săndulescu, D. Chimie – Fizică, vol. I. București, ed. Științifică și Enciclopedică, 1979, 631 p.

Data prezentării articolului - **14.11.2011**