

Piotr GUSTOF

Krystian WILK

WPLYW SPOSOBU TRAKTOWANIA SPALIN NA PARAMETRY CIEPLNE CZYNNIKA PODCZAS SPALANIA PALIWA W SILNIKU

Streszczenie. W pracy przedstawiono obliczenia parametrów cieplnych substancji w cylindrze silnika ZI podczas spalania mieszanki za pomocą modelu dwustrefowego. Spaliny o stałym składzie chemicznym (CO_2 , H_2O , O_2 i N_2) traktowano w obliczeniach jak gaz półdoskonały i jak gaz rzeczywisty dla oceny wpływu uproszczenia opisu własności gazów na uzyskiwane wyniki obliczeń podczas spalania.

THE INFLUENCE OF THE WAY OF PRESENTING COMBUSTION GASES ON THE THERMAL PARAMETERS OF A MIXTURE DURING COMBUSTION PROCESS IN AN ENGINE

Summary. In this paper the computations of thermal parameters of substance in the chamber of spark ignition engine during combustion are presented. The computations are carried out with the two-zone model. Combustion gases with the constant chemical composition (CO_2 , H_2O , O_2 i N_2) were used in computations first as a semi-ideal gas and then as a real gas. The influence of a gas method on the calculation results of combustion process are discussed.

1. WSTĘP

Dokładność obliczeń w modelach matematycznych procesu spalania zależy od stopnia uproszczenia opisu zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra tłokowego silnika spalinowego. W przypadku wyznaczania funkcji kalorycznych dokładność ich określenia zależy od przyjętych założeń upraszczających dotyczących własności czynnika roboczego.

Wyczerpujące potraktowanie czynnika roboczego w cylindrze polega na uwzględnieniu wpływu zarówno temperatury, jak i ciśnienia na wartości funkcji kalorycznych i wykonanie pełnych obliczeń termodynamicznych dla każdej rozpatrywanej chwili opisanej np. za pomocą kąta obrotu wału korbowego i odpowiadającego mu ciśnienia w cylindrze.

Wyznaczenie entalpii, energii wewnętrznej, ciepła właściwego w powyższy sposób jest jednak zagadnieniem bardzo złożonym. Analizując przemiany, którym podlega czynnik w cylindrze, można dojść do wniosku, że jedynie etap napełniania zachodzący przy temperaturze i ciśnieniu zbliżonym do otoczenia, pozwalałby na stosowanie modelu gazu doskonałego. W obliczeniach etapu sprężania i wydechu wymagane byłoby stosowanie modelu gazu półdoskonałego. W pozostałych zaś etapach należałoby czynnik w cylindrze traktować jako gaz rzeczywisty.

Celem niniejszej pracy była ocena wpływu sposobu potraktowania spalin w obliczeniach cieplnych procesu spalania w silniku za pomocą modelu dwustrefowego na wartości temperatury strefy mieszanki i strefy spalin, na stopień wypalenia paliwa oraz na niektóre składniki bilansów energii stref. W pracy traktowano spaliny najpierw jak gaz półdoskonały, a potem jak gaz rzeczywisty.

2. OBLICZANIE FUNKCJI KALORYCZNYCH CZYNNIKÓW W CYLINDRZE SILNIKA

Entalpię właściwą "i" gazu rzeczywistego można określić wykorzystując funkcję określającą entalpię gazu półdoskonałego [1]

$$di = \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T dp = c_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T dp, \quad (1)$$

skąd po scałkowaniu otrzymuje się

$$i = \int_{T_0}^T c_{p0} dT + \int_0^p \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T dp + i_0, \quad (2)$$

gdzie:

c_{po} - ciepło właściwe gazu półdoskonałego,

T - temperatura,

p - ciśnienie.

Pochodną cząstkową występującą w równaniu (2) można wyznaczyć za pomocą równania Maxwella [1]

$$\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T = -T^2 \left[\frac{\partial(v/T)}{\partial T}\right]_p, \quad (3)$$

gdzie:

v - objętość właściwa,

przy czym do obliczenia pochodnej $[\partial(v/T)/\partial T]_p$, należy wykorzystać termiczne równanie stanu gazu rzeczywistego.

Praktyczne metody określania funkcji kalorycznych w czasie modelowania polegają na przedstawieniu ich w postaci wyrażen wielomianowych w funkcji temperatury, gdy rozpatruje się czynnik roboczy jako gaz półdoskonały (można wykorzystać wtedy tablice Roznjevicza) lub w funkcji ciśnienia i temperatury, gdy przeprowadza się bardziej dokładne obliczenia (tablice JANAF).

W związku z tym, że proces spalania przebiega w bardzo wysokich temperaturach i przy znacznych ciśnieniach, czynnik roboczy powinien być traktowany w czasie obliczeń jako gaz rzeczywisty, a więc funkcje kaloryczne muszą zależeć od ciśnienia i temperatury.

Niespaloną część ładunku opisuje się w zakresie temperatur 300-1200 K, w którym skład chemiczny praktycznie się nie zmienia. Wartości szukanych parametrów określa się dla mieszaniny składników, takich jak: powietrze, paliwo i reszta spalin. Nie uwzględnia się wpływu ciśnienia.

Entalpię właściwą "i" składnika spalin można określić w funkcji temperatury za pomocą wielomianu [2]

$$i = a_0 + a_1 T^2 + \dots + a_i T^i \quad (4)$$

przy czym współczynniki a_i :

- dla gazu półdoskonałego mają stałe wartości $a_i = \text{idem}$, (5)

- dla gazu rzeczywistego uwzględniają wpływ ciśnienia,

na przykład

$$a_i = b_{i0} + b_{i1} p + b_{i2} p^2 + \dots + b_{ij} p^j, \quad (6)$$

przy czym na ogół $i = 0, 1, \dots, 4$; $j = 0, 1, \dots, 5$

Wprowadzając (6) do równania (4) można entalpię spalin zapisać w postaci

$$i(p, T) = \sum_{i=0}^4 (T^i \sum_{j=0}^5 (b_{ij} p^j)) \quad (7)$$

Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu wynosi wówczas

$$c_{pb} = \left(\frac{\partial i_b}{\partial T_b} \right)_p \quad (8)$$

3. PRZYKŁAD WYKORZYSTANIA DWÓCH SPOSOBÓW OKREŚLANIA FUNKCJI KALORYCZNYCH CZYNNIKA W CYLINDRZE W ZASTOSOWANIU DO MODELU DWUSTREFOWEGO

W przedstawionym przykładzie wykorzystano dwustrefowy model procesu spalania [2] dla silnika o zapłonie samoczynnym RABA-MAN D2156 HM6U zasilanego olejem napędowym działającego z prędkością obrotową $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ przy pełnym obciążeniu silnika ($\lambda = 1.2$) i kącie wtrysku paliwa $\phi_w = -19^\circ \text{OWK}$.

Obliczenia oparte zostały na eksperymentalnie zarejestrowanym przebiegu ciśnienia. Ze względu na niewystarczającą ilość danych początkowych należało poczynić wstępne założenia dotyczące zarówno temperatur stref mieszanki i spalin, jak też składu chemicznego paliwa, jednorodności mieszanki, ilości czynnika roboczego znajdującego się w komorze spalania oraz kąta początku spalania związanego ze zjawiskiem opóźnienia zapłonu.

Własności oleju napędowego wykorzystane do obliczeń modelowych przyjęto zgodnie z danymi zamieszczonymi w pracy A. Kowalewicz [4]. W toku przeprowadzonych numerycznych badań parametrów czynnika roboczego w różnych zmieniających się warunkach brzegowych znaleziono rozwiązanie spełniające ograniczenia dwustrefowego modelu spalania i przyjęto je jako początkowe.

Na podstawie wykonanych obliczeń stwierdzono, że:

- kąt początku spalania dla $n = 1000$ obr/min wynosi $\phi = -9^{\circ}$ OWK,
- początkowa temperatura strefy mieszanki $T_{uo} = 841.5$ K,
- początkowa temperatura strefy spalin $T_{bo} = 2241$ K,
- początkowa ilość mieszanki $G_o = 1.99 \cdot 10^{-3}$ kg,
- początkowy stopień wypalenia mieszanki $x_o = 0.0005$.

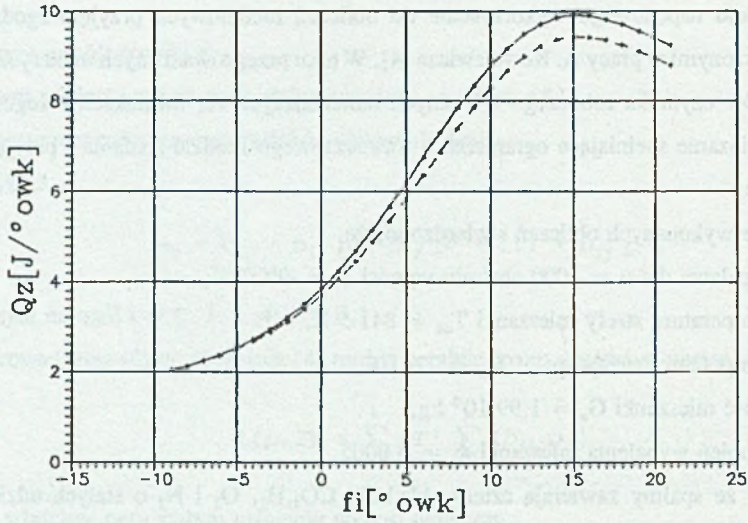
Przyjęto też, że spaliny zawierają cztery składniki $\text{CO}_2, \text{H}_2, \text{O}_2$ i N_2 o stałych udziałach wynikających ze składu paliwa i stosunku nadmiaru powietrza $\lambda = 1.2$. W obliczeniach wykorzystano wartości współczynników b_{ij} zebrane w tabeli 1 [3]:

Tabela 1

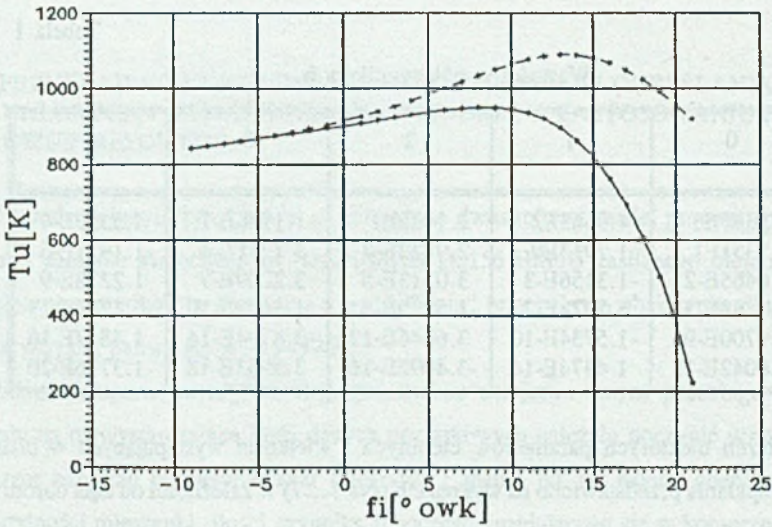
Wartości współczynników b_{ij}

j i	0	1	2	3	4
0	7.5335E3	-4.9663E2	1.1425E1	-1.1946E-1	4.5559E-4
1	-2.5351E1	1.2913E0	-2.9822E-2	3.1231E-4	-1.1921E-6
2	2.6465E-2	-1.3156E-3	3.0513E-5	-3.2009E-7	1.2228E-9
3	-1.2768E-5	6.5378E-7	-1.5233E-8	1.6009E-10	-6.1213E-13
4	2.9700E-9	-1.5734E-10	3.6846E-12	-3.8794E-14	1.4847E-16
5	-2.6042E-13	1.4474E-14	-3.4092E-16	3.5963E-18	-1.3776E-20

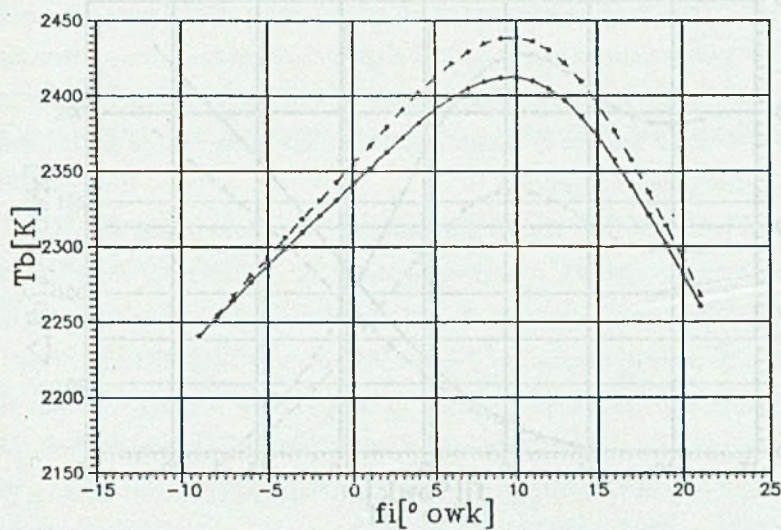
Wyniki obliczeń niektórych parametrów cieplnych i wielkości występujących w bilansie energii procesu spalania przedstawiono na wykresach (rys.1...7) w zależności od kąta obrotu wału korbowego OWK, przy czym linią ciągłą oznaczono wyniki uzyskane dla spalin traktowanych jak gaz rzeczywisty, a linią przerywaną - dla spalin traktowanych jak gaz półdoskonały.



Rys.1. Strumień ciepła do ścianek komory spalania
 Fig.1. Heat flux to walls of combustion chamber

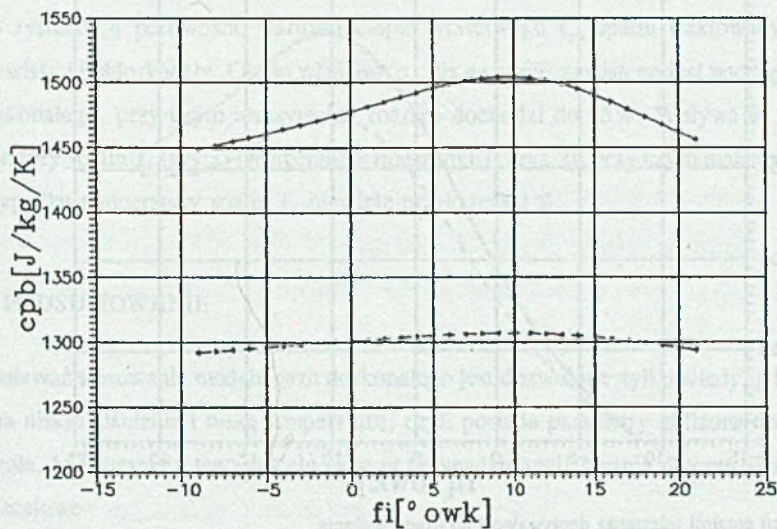


Rys.2. Temperatura mieszanki
 Fig.2. Temperature of mixture



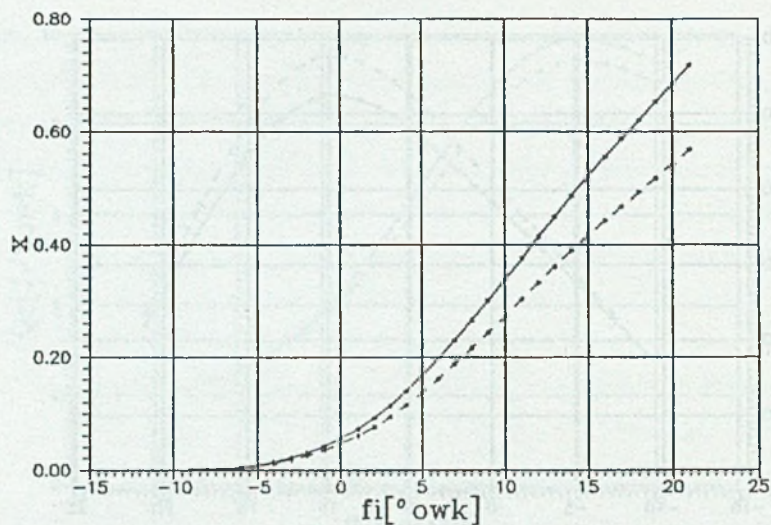
Rys.3. Temperatura spalin

Fig.3. Temperature of combustion gases



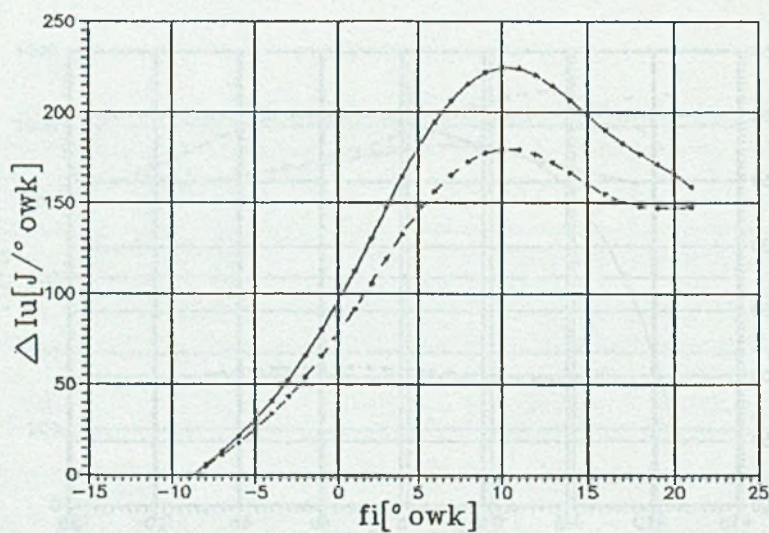
Rys.4. Ciepło właściwe spalin

Fig.4. Specific heat of combustion gases



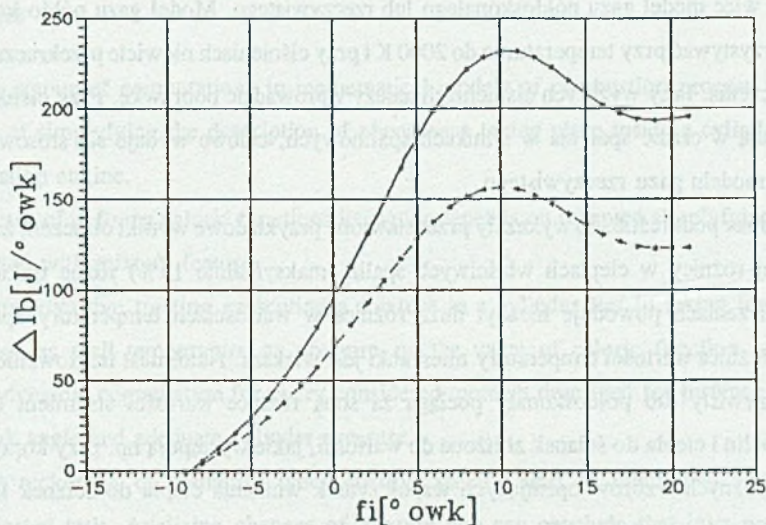
Rys.5. Stopień wypalenia mieszanki

Fig.5. Coefficient of used mixture



Rys.6. Strumień entalpii mieszanki dopływającej do frontu spalania

Fig.6. Enthalpy of mixture



Rys.7. Strumień entalpii spalin odpływający do frontu spalania
 Fig.7. Enthalpy of combustion gases

Na rysunku 4 porównano wartości ciepła właściwego c_{pb} spalin traktowanych jako gaz rzeczywisty i półdoskonały. Ciepło właściwe c_{pb} dla gazu rzeczywistego jest wyższe niż dla gazu półdoskonałego, przy czym maksymalna różnica dochodzi do 15%. Wpływa to na obniżenie temperatury spalin T_b (rys.3) i temperatury mieszanki T_u (rys.2), przy czym maksymalna różnica w przypadku temperatury spalin T_b niewiele przekracza 1%.

4. PODSUMOWANIE

Ponieważ stosowanie modelu gazu doskonałego jest dozwolone tylko wtedy, gdy rozważany gaz ma niskie ciśnienie i niską temperaturę, czyli posiada parametry zbliżone do parametrów otoczenia, korzystanie z tego modelu gazu w przypadku analizowania procesu spalania wydaje się bezcelowe.

Pozostaje więc model gazu półdoskonałego lub rzeczywistego. Model gazu półdoskonałego można wykorzystywać przy temperaturze do 2000 K i przy ciśnieniach niewiele przekraczających ciśnienie otoczenia. Przy wyższych ciśnieniach należy wprowadzić poprawkę. Przy ciśnieniach, jakie występują w czasie spalania w silnikach spalinowych, celowe wydaje się stosowanie w obliczeniach modelu gazu rzeczywistego.

Należy jednak podkreślić, co wykazały przedstawione przykładowe wyniki obliczeń, że mimo dość znacznej różnicy w ciepłach właściwych spalin (maksymalnie 15%) różne traktowanie spalin w obliczeniach powoduje niezbyt dużą różnicę w wartościach temperatury spalin T_b (ok. 1.2%). Różnica wartości temperatury mieszanki jest większa. Natomiast traktowanie spalin jak gaz rzeczywisty lub półdoskonały pociąga za sobą różnice wartości strumieni entalpii mieszanki, spalin i ciepła do ścianek zbliżone do wartości, jakie występują np. przy korzystaniu w modelu z różnych wzorów opisujących współczynnik wnikania ciepła do ścianek komory spalania, z różnych sposobów obliczania tego ciepła.

Podsumowując można stwierdzić, że przy obecnej dokładności opisu zjawisk przez modele traktowanie spalin jak gaz półdoskonały w obliczeniach jest dopuszczalne.

LITERATURA

- [1] Szargut J.: Termodynamika techniczna. PWN, Warszawa 1991.
- [2] Wilk K., Maćkowski J.: Modelowanie procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym. Skrypt nr 1622, Politechnika Śląska, Gliwice 1992.
- [3] Prescher K: Zwei-Zonen-Rechenmodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation. ATZ 2, 1983.
- [4] Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 1990.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Jaskólski

Wpłynęło do Redakcji 16.11.1994 r.

Abstract

The rigour of computations in mathematical models of combustion process depends on a degree of simplyfying the description of phenomena taking place inside a cylinder of a piston combustion engine.

In case of defining caloric functions its rigour depends on accepted simplyfying assumptions connected with mixture features.

Comprehensive treating presenting a mixture in a cylinder lies in taking into account the influence as well temperature as pressure on the value of caloric function realization full thermodynamic computation for every considered moment described for instance by the means of crank angle and adequate cylinder pressure.

The reckoning of enthalpy, inner energy, specific heat as mentioned above is a very complicated task. Analizing changes of mixture you can conclude that inlet period which is characterized by atmospheric pressure and temperature is the only phase that would allow to employ an ideal gas model. For exhaust and compression strokes it would be required to use a semi ideal gas model. For other strokes it is advisable to consider a mixture as a real gas.

The aim of our work was the estimation of the influence of the way of treating exhusted gases in thermal computations of the combustion process by means of two-zone model on the value of mixture zone temperature and exhausted gases value on the degree of burn-out fuel and on some constituents of zone energy balance. In the work combustion gases with the constant chemical composition (CO_2 , H_2O , O_2 i N_2) were treated as a semi-ideal gas and then as a real gas.