

Jacek MAĆKOWSKI
Instytut Transportu

Krzysztof WILK
Zakład Energetyki Paliw IE i UH

TERMODYNAMICZNA ANALIZA PROCESU SPALANIA PRZEBIEGAJĄCEGO W SILNIKU SPALINOWYM

Streszczenie. Artykuł zawiera schemat blokowy algorytmu obliczeń umożliwiających na podstawie zamierzonego przebiegu ciśnienia wyznaczenie wartości parametrów termodynamicznych czynnika roboczego znajdującego się w komorze spalania silnika z samochodu PF 126p. Zastosowana metoda nadaje się do wykorzystania praktycznego, np. w artykule wykorzystano ją do określenia wartości stałych występujących w funkcji Wibe'go. Dodatkowo zamieszczone w załącznikach wzory obliczeniowe i dane wejściowe umożliwiają samodzielne przeprowadzenie obliczeń. Przedstawiony algorytm stanowi część większego opracowania, mającego na celu stworzenie ogólnego modelu umożliwiającego obliczenie wartości parametrów termodynamicznych czynnika biorącego udział w przemianie. Ponieważ prezentowany model nie uwzględnia kierunku rozchodzenia się frontu płomienia, w literaturze światowej zaliczany jest on do grupy modeli zerowymiarowych, które ze względu na dokładność wyników i prostotę obliczeń są obecnie szczególnie często cytowane w literaturze światowej.

1. Wstęp

Poznanie przebiegu wydzielania ciepła w silniku spalinowym jest jednym z najważniejszych problemów występujących podczas analizy procesu spalania. Złożony charakter tego przebiegu jest wynikiem wielu procesów, które go kształtują. Próby matematycznego opisu tych procesów związane są z poważnymi trudnościami określenia ich ilościowego i jakościowego wpływu na proces wydzielania ciepła.

Z tych powodów Wibe [1], analizując dynamikę reakcji chemicznych występujących w czasie spalania, sformułował półempiryczne równanie, określające przebieg wydzielania ciepła, uzależniając je od ilości spalonego paliwa

$$X = 1 - \exp \left[C \left(\frac{t_1}{t_z} \right)^{m+1} \right],$$

gdzie:

- X - udział spalonego paliwa,
- t_1 - czas w chwili t,
- t_z - założony czas spalania,
- C - stała zależna od udziału spalonego paliwa w czasie 1 obiegu,
- m - współczynnik określający charakter spalania.

Przedstawiona zależność, mimo że bardzo popularna (ponieważ do określenia przebiegu wywiązywania się ciepła wystarczy podać trzy parametry, a mimo to uzyskane wyniki wykazują wystarczającą zgodność), to jednak w rzeczywistości dobór wartości tych parametrów stwarza szereg problemów. Praktyczna przydatność formuły Wibe'go jest więc w zasadniczy sposób zależna od prawidłowości doboru parametrów [2]. Wynikają stąd jej poważne niedostatki. Przede wszystkim należy zwrócić uwagę na fakt, że wykładnik m określający prędkość spalania nie jest związany z parametrami charakteryzującymi rzeczywiste fizykochemiczne warunki panujące w komorze spalania. Ponadto zmieniając wykładnik nie zawsze udaje się odwzorować z odpowiednią dokładnością stwierdzony doświadczalnie przebieg spalania. Dokładniejsza analiza wykazuje, że w rzeczywistych warunkach wykładnik m nie jest stały, ale ulega znacznym zmianom w czasie trwania spalania, a szczególnie, jak to wykazano w artykule, zmienia się on na początku i na końcu procesu.

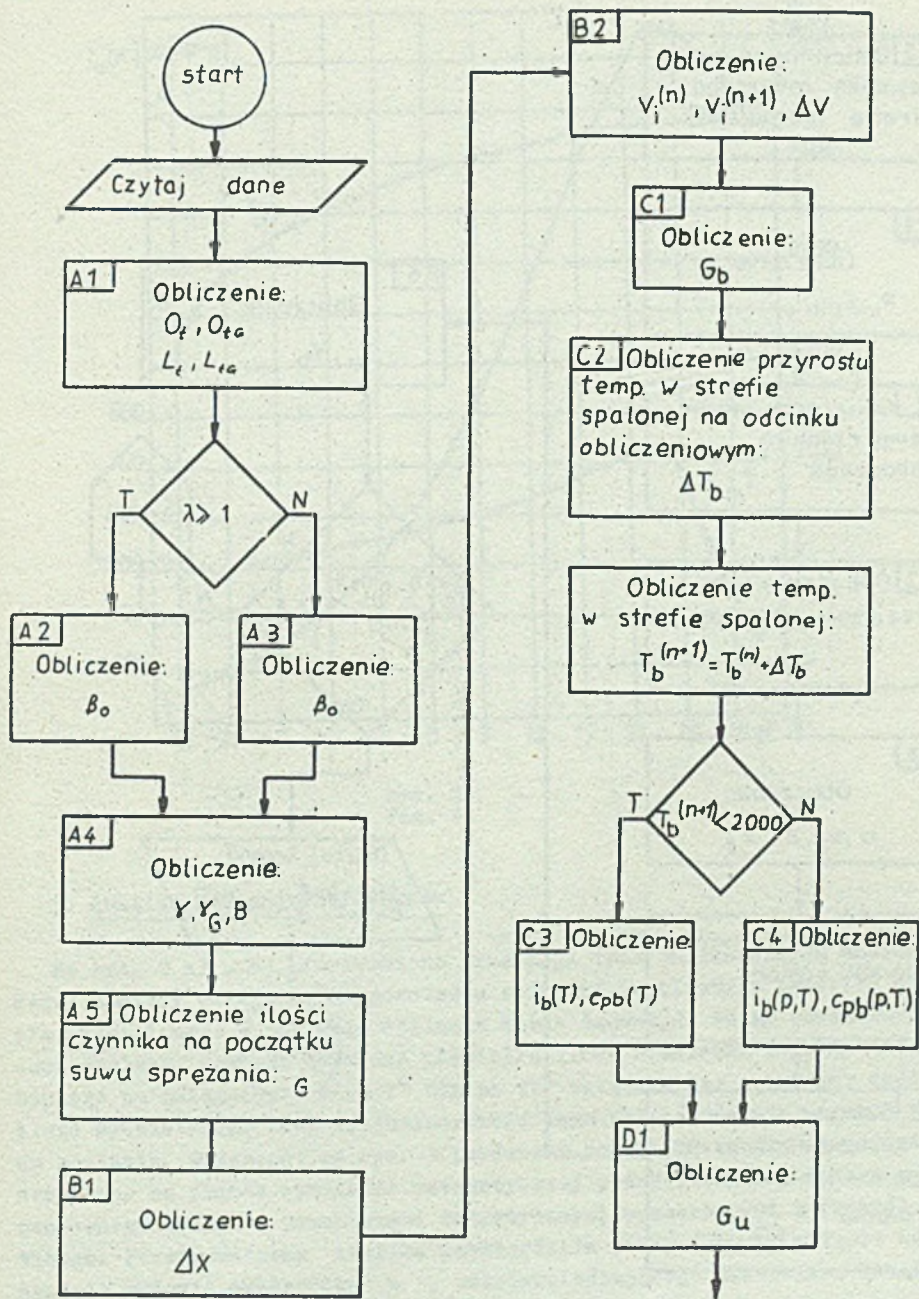
Źródłem istotnej niedokładności może być też ocena długości trwania spalania, odpowiadająca chwili, gdy 99,9% paliwa ulegnie spalaniu, często można stwierdzić to nawet w momencie otwarcia zaworu wylotowego wywiązania ciepła nie jest jeszcze tak pełne. Dlatego problem opracowania metody analitycznego ujęcia wywiązywania się ciepła wymaga dalszych prac, mających na celu zwiększenie zgodności uzyskanych tą drogą wyników z eksperymentem.

2. Program obliczeniowy

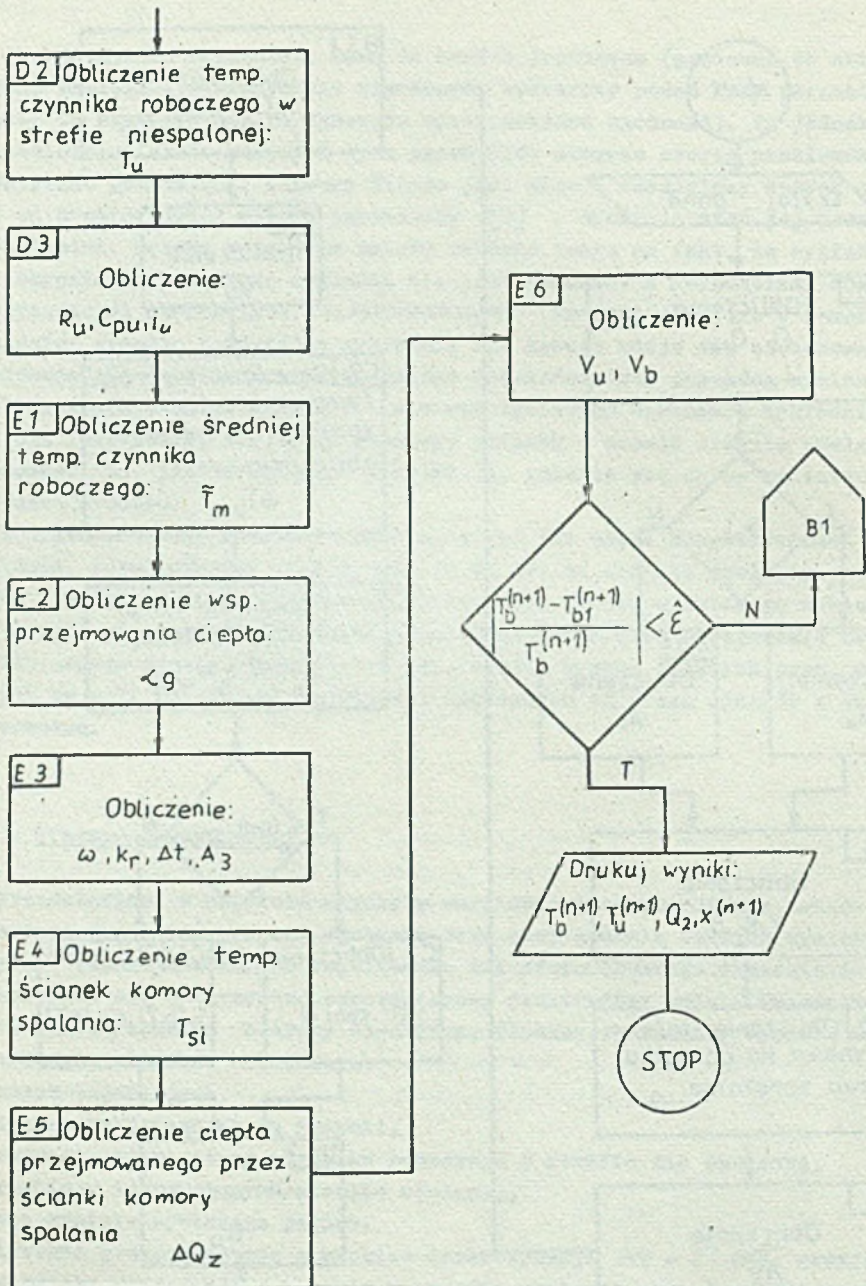
Przedstawiony w artykule algorytm umożliwia przeprowadzenie termodynamicznej analizy procesu spalania oraz skorygowanie stałych występujących w równaniu Wibe. Do rozwiązania tak sformułowanego zagadnienia zdecydowano się wykorzystać zerowymiarowy dwustrefowy model. Przedstawiony na rys. 1 schemat blokowy algorytmu, służący do analizy wykresu indikatorowego, obejmuje obliczenie:

- danych wejściowych,
- ciepła przejętego przez ścianki,
- przyrostu temperatury czynnika roboczego w strefie nie spalanej,
- przebiegu temperatury w strefie spalanej,
- oraz udziału spalonego paliwa.

Obliczenia przeprowadzono z krokiem dyskretyzacji $\Delta\varphi = 2^\circ$ OWK, przyjęto, że zjawisko dysocjacji występuje w strefie spalanej przy temperaturze 2000 K. Do obliczeń ciepła przejętego przez ścianki zastosowano wzór Woschniego. Występujące w algorytmie wzory obliczeniowe przedstawiono w załączniku 1. Natomiast założenia oraz dane wejściowe zostały zamieszczone w załączniku 2.

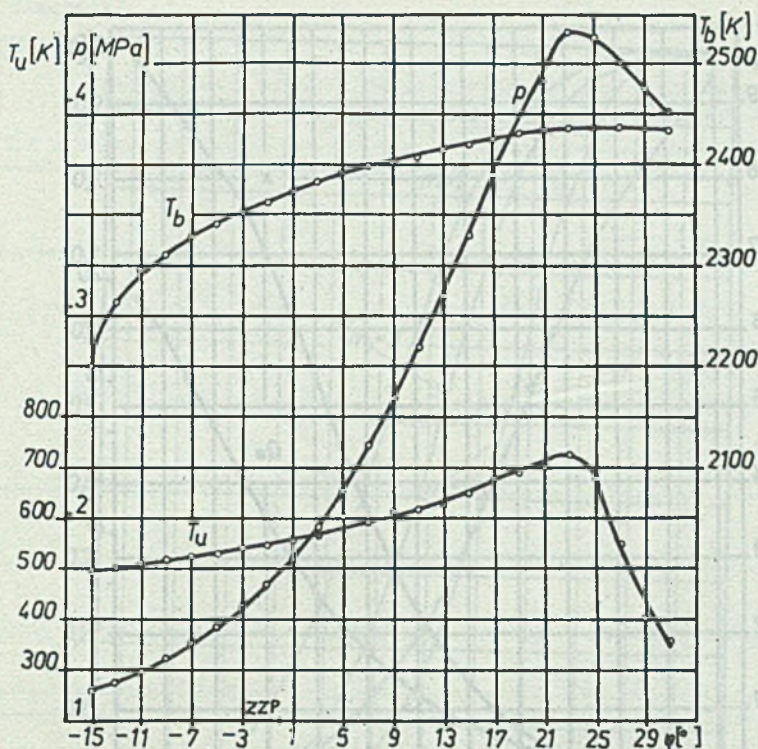


Rys. 1



Rys. 1. Schemat blokowy algorytmu numerycznego obliczenia parametrów procesu spalania wg modelu dwustrefowego

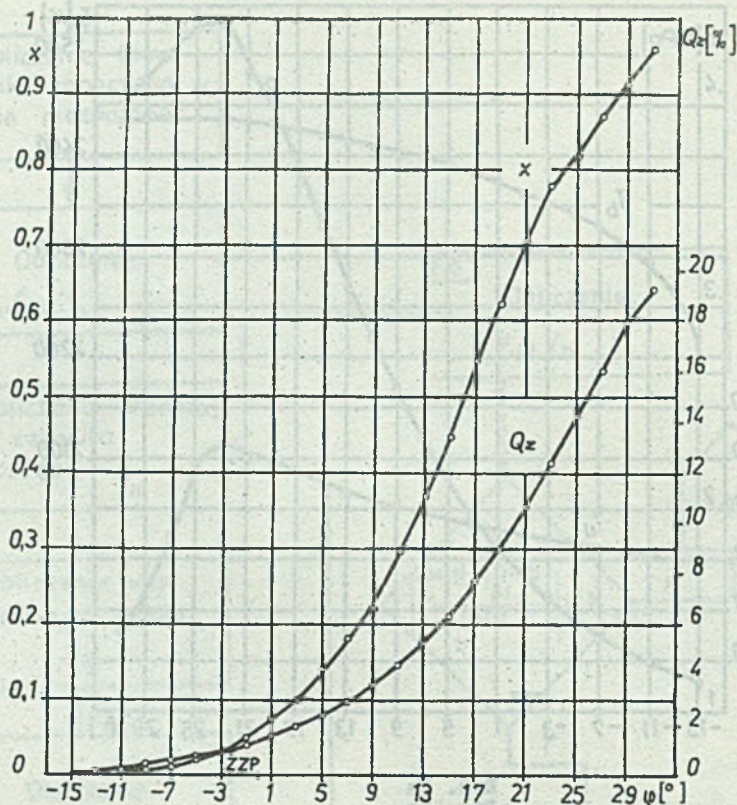
Fig. 1. Block diagram of the algorithm of numerical calculations of combustion process parameters according to the two-zone model



Rys. 2a
Fig. 2a

3. Analiza otrzymanych wyników

Na rys. 2 a) + b) przedstawiono przebiegi tych analizowanych wielkości, które zostały otrzymane na podstawie obliczeń. Analizując przebieg ciepła wydzielonego w procesie spalania można zauważyć, że na początku procesu spalania została wypalona niewielka ilość mieszanki (ok. 8% do ZZP). Dopiero po osiągnięciu kąta 7° OWK po ZZP zwiększa się w znaczny sposób ilość wydzielonego ciepła. Intensywność tego procesu maleje nieco w końcu spalania. Natomiast na rys. 3 porównano przebiegi wypalania paliwa otrzymane za pomocą symulacji matematycznej przeprowadzonej według zaproponowanego modelu z przebiegami teoretycznymi wyznaczonymi z funkcji Wibego. Przeprowadzona analiza potwierdziła poczynione na wstępie założenie o zmianie wykładnika m , odzwierciedlającego jakościową kinetykę procesu spalania w czasie jego trwania.



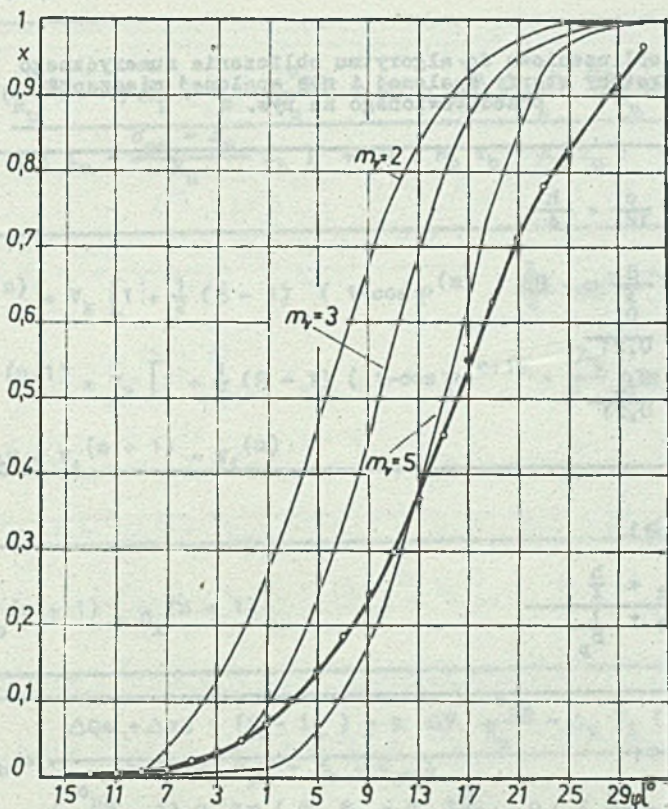
Rys. 2. Zarejestrowany w trakcie badań stanowiskowych przebieg ciśnienia spalania silnika z samochodu PF 126p, pracującego przy $n=3500$ obr/min, z zaznaczeniem wyników obliczeń parametrów procesu spalania.

Fig. 2. Function of the combustion pressure of the Polish Fiat 126p engine running at $n = 3500$ rpm with the combustion process parameters calculation results being marked.

W omówionym przypadku wyraźnie duży wkładnik należy przyjąć w okresie rozpoczęcia spalania, które w przypadku odpowiadającemu na rys. 2 przebiegowi ciśnienia trwa bardzo długo oraz znacznie krócej (rzędu 2) w czasie trwania spalania.

4. Wniosek

Formuła Wibego w aktualnej postaci przedstawia bardzo ogólnie przebieg funkcji wydzielania ciepła. Aby otrzymać kształt możliwie najbardziej zbliżony do rzeczywistego, należy stałą m określającą "charakter spalania" uzależnić od wielu procesów, które w rzeczywistości kształtują przebieg spalania.



Rys. 3. Porównanie przebiegu spalania paliwa otrzymanego za pomocą zaproponowanej symulacji matematycznej z wynikami uzyskanymi według równania sformułowanego przez Wibe'go przy założeniu różnych wykładników

Fig. 3. Comparison of the fuel combustion function obtained by means of the suggested mathematical simulation with the results obtained according to Wibe's equation for different exponents.

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że w badanym silniku stała m początkowo powinna mieć wartość dużą, np. 5, a następnie stopniowo maleć. Otrzymane wyniki należy jednak traktować z pewną rezerwą, bowiem w proponowanym modelu poczyniono również szereg założeń, np. dotyczących wartości parametrów czynnika biorącego udział w przemianie, zatem otrzymane wyniki mogą również odbiegać od rzeczywistości.

LITERATURA

- [1] I. Wibe; Nowoje o roboczim cikle dwigatielej, Maszgiz, Moskwa 1962.
- [2] M. Zabłocki; Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych WKŁ, Warszawa 1976.
- [3] K. Prescher; Zwei-Zonen Rechenmodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation, ATZ 2/1983.

Wzory obliczeniowe do algorytmu obliczenia numerycznego temperatury stery spalonej i nie spalonej mieszanki, przedstawionego na rys. 1

A1	$O_t = \frac{c}{12} + \frac{h}{4}$
	$O_{tG} = \frac{8}{3} c + 8h$ $L_t = \frac{O_t}{0,21}$ $L_{tG} = \frac{O_{tG}}{0,21}$
A2	<p>dla $\lambda \geq 1$</p> $\beta_o = \frac{\lambda L_t + \frac{h}{4}}{\lambda L_t + \frac{1}{M_p}}$
A3	<p>dla $\lambda < 1$</p> $\beta_o = \frac{(1 + \frac{79}{21} \lambda) O_t + \frac{h}{4}}{\lambda \cdot L_t + \frac{1}{M_p}}$
A4	$\gamma = \frac{P_{rs} \cdot T_o}{(\epsilon - 1) \eta_v \cdot P_o \cdot T_{rs}}$ $\gamma_G = \frac{\gamma}{\beta_o}$ $B = \frac{v_s \eta_v}{\lambda \cdot L_t}$
A5	$G = (1 + \gamma_G) (\lambda \cdot L_{tG} + 1) B$

B1	$\Delta x = \frac{\left(\frac{c_{pu}}{R_u} - 1\right) \Delta_p \cdot v_1 + \frac{c_{pu}}{R_u} \cdot p \Delta v - \frac{v_u}{v_1} + \frac{v_b}{v_1} \frac{c_{pu} - R_u}{R_u} \cdot \Delta Qz}{G \left(i_u - \frac{c_{pu} - R_u}{R_u} i_b \right) + G \left(R_b T_b - R_u T_u \right)}$
B2	$v_1^{(n)} = v_k \left[1 + \frac{1}{2} (\varepsilon - 1) \left(1 - \cos \varphi^{(n)} + \frac{\lambda_k}{2} \sin^2 \varphi^{(n)} \right) \right]$ $v_1^{(n+1)} = v_k \left[1 + \frac{1}{2} (\varepsilon - 1) \left(1 - \cos \varphi^{(n+1)} + \frac{\lambda_k}{2} \sin^2 \varphi^{(n+1)} \right) \right]$ $\Delta v = v_1^{(n+1)} - v_1^{(n)}$
C1	$g_b^{(n+1)} = g_x^{(n+1)}$
C2	$\Delta T_b = \frac{\Delta Qz + \Delta x G \left(i_u - i_b \right) - p \Delta v \frac{c_{pu}}{R_u} - \Delta_p v_1 \left(\frac{c_{pu}}{R_u} - 1 \right)}{x G \left(R_u c_{pb} - R_b \cdot c_{pu} \right)} +$ $\frac{\left(\frac{c_{pu}}{R_u} - 1 \right) G \Delta x \left(R_b T_b - R_u T_u \right)}{x G \left(R_u c_{pb} - R_b \cdot c_{pu} \right)}$
C3	<p>dla $T_b^{(n+1)} < 2000 \text{ K}$</p> $i_b(T) = a_0 + a_1 T_b^{(n+1)} + a_2 (T_b^{(n+1)})^2 + a_3 / T_b^{(n+1/3)} +$ $+ a_4 / T_b^{(n+1)4} + a_5 / T_b^{(n+1)5}$ $a_i = b_{i0} + b_{i1} + b_{i2} + b_{i3} + b_{i4}$ $i_{pb}(T) = \left(\frac{\partial i_b}{\partial T_b} \right)_{p=1} = a_1 + 2a_2 T_b^{(n+1)} + 3a_3 / T_b^{(n+1/2)} +$ $4a_4 (T_b^{(n+1)})^3 + 5a_5 T_b^{(n+1)4}$

C4 dla $T_b^{(n+1)} \geq 2000 k$

$$i_b(p, T_b) = \sum_{i=0}^5 (T_b^{(n+1)})^i \sum_{j=0}^4 (b_{ij} \cdot p^j)$$

Rozpisując ten wzór otrzymamy:

$$\begin{aligned} i_b(p, T_b) = & (b_{00} p^0 + b_{01} p^1 + b_{02} p^2 + b_{03} p^3 + b_{04} p^4) + \\ & + T_b^{(n+1)} (b_{10} p^0 + b_{11} p^1 + b_{12} p^2 + b_{13} p^3 + b_{14} p^4) + \\ & + (T_b^{(n+1)})^2 (b_{20} p^0 + b_{21} p^1 + b_{22} p^2 + b_{23} p^3 + b_{24} p^4) + \\ & + (T_b^{(n+1)})^3 (b_{30} p^0 + b_{31} p^1 + b_{32} p^2 + b_{33} p^3 + b_{34} p^4) + \\ & + (T_b^{(n+1)})^4 (b_{40} p^0 + b_{41} p^1 + b_{42} p^2 + b_{43} p^3 + b_{44} p^4) + \\ & + (T_b^{(n+1)})^5 (b_{50} p^0 + b_{51} p^1 + b_{52} p^2 + b_{53} p^3 + b_{54} p^4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{pb} = \left(\frac{\partial i_b}{\partial T_b} \right) = & (b_{10} p^0 + b_{11} p^1 + b_{12} p^2 + b_{13} p^3 + b_{14} p^4) + \\ & + 2 T_b^{(n+1)} (b_{20} p^0 + b_{21} p^1 + b_{22} p^2 + b_{23} p^3 + b_{24} p^4) + \\ & + 3 (T_b^{(n+1)})^2 (b_{30} p^0 + b_{31} p^1 + b_{32} p^2 + b_{33} p^3 + b_{34} p^4) + \\ & + 4 (T_b^{(n+1)})^3 (b_{40} p^0 + b_{41} p^1 + b_{42} p^2 + b_{43} p^3 + b_{44} p^4) + \\ & + 5 (T_b^{(n+1)})^4 (b_{50} p^0 + b_{51} p^1 + b_{52} p^2 + b_{53} p^3 + b_{54} p^4) \end{aligned}$$

D1

$$G_u^{(u+1)} = (1 - x^{(n+1)}) G$$

D2

$$T_u^{(n+1)} = \left(\frac{pV_1 - G_b T_b R_b}{G_u R_u} \right)^{(n+1)}$$

D3

$$R_u = R_m = \frac{(x^{(n+1)} + \gamma_G) L_t + x^{(n+1)}}{(1 + \gamma_G) \lambda (L_t + 1)} \quad (R_b - R_m)$$

$$c_{pu} = a + b T_u^{(n+1)}$$

$$i_u = c_{pu} (T_u^{(n+1)} - T_{ot}) + W_u$$

E1

$$T^{(n+1)} = \left(\frac{R_u T_u G_u + R_b T_b G_b}{R_u G_u + R_b G_b} \right)^{(n+1)}$$

E2

$$\alpha_g = 252 D^{-0,2} (p \cdot \bar{\varphi})^{0,8} (T^{(n+1)})^{-0,53}$$

E3

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

$$K_{r1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{o1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_{r1}}}$$

i = 1 - tłok

i = 2 - głowica

i = 3 - tuleja cylindrowa

$$\Delta t = \frac{1}{\omega} \left(\frac{\varphi^{(n+1)} - \varphi^{(n)}}{180} \cdot \pi \right)$$

$$\Delta s = \pi D \cdot r (1 - \cos \varphi^{(n+1)} + \frac{\lambda_k}{2} \sin^2 \varphi^{(n+1)} + \frac{h_t}{r})$$

E4

$$T_{si} = \frac{\alpha_g \bar{T}^{(n+1)} + K_{r1} \cdot T_c}{\alpha_g + K_{r1}}$$

i = 1 - tłok

i = 2 - głowica

i = 3 - tuleja cylindrowa

E5

$$\Delta Qz = \sum_{i=1}^3 \alpha_g A_i (\bar{T}^{(n+1)} + T_{si}) \cdot \Delta t$$

E6

$$v_u^{(n+1)} = \left(\frac{G_u R_u T_u}{p} \right)^{(n+1)}$$

$$v_b^{(n+1)} = v_i^{(n+1)} - v_u^{(n+1)}$$

Dane wejściowe wprowadzone do programu obliczeniowego

W celu przeprowadzenia obliczeń symulacyjnych temperatury mieszanki i spalin wg algorytmu zamieszczonego na rys. 1 wprowadzono do programu obliczeniowego następujące dane wejściowe:	
- pole powierzchni tłoka	$A_1 = 4 \cdot 232 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- pole powierzchni głowicy	$A_2 = 9,579 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
- średnica tłoka	$D = 7,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
- objętość skokowa jednego cylindra	$V_B = 300 \text{ cm}^3$
- objętość komory spalania	$V_k = 4 \cdot 569 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
- współczynnik korbowodowy	$\lambda_k = 0,297$
- promień wykorbienia	$r = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
- wysokość tulei stale omywanej przez spaliny	$h_t = 0 \text{ m}$
- grubość ścianki tłoka	$\delta_1 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- grubość ścianki głowicy	$\delta_2 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- grubość ścianki tulei cylindrowej	$\delta_3 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- współczynnik przewodzenia ciepła ścianki tłoka	$\lambda_{r1} = 165 \text{ W/mK}$
- współczynnik przewodzenia ciepła ścianki głowicy	$\lambda_{r2} = 245 \text{ W/mK}$
- współczynnik przewodzenia ciepła ścianki tulei cylindrowej	$\lambda_{r3} = 41,2 \text{ W/mK}$
- stopień sprężania	$\epsilon = 7,5$
- współczynnik napełniania	$\eta_v = 0,8$
- udział masowy wodoru w paliwie	$h = 0,15$
- udział masowy węgla w paliwie	$c = 0,85$
- współczynnik składu powietrza	$\lambda = 1,2$
- masa cząsteczkowa paliwa	$M_p = 113 \text{ kg/kmol}$
- współczynnik przejmowania ciepła po stronie czynnika chłodzącego	$\alpha_c = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$
- temperatura czynnika chłodzącego	$T_c = 293 \text{ K}$
- temperatura otoczenia	$T_{ot} = 293 \text{ K}$
- temperatura resztek spalin	$T_{rs} = 1000 \text{ K}$
- ciśnienie resztek spalin	$P_{rs} = 0,1 \text{ MPa}$
- ciśnienie otoczenia	$P_{ot} = 0,1 \text{ MPa}$
- współczynniki do obliczania entalpii spalin (3) (tabela 1)	b_{ij}
- współczynniki do obliczania ciepła właściwego w strefie nieśpalonej	$a = 1,031$ $b = 7,78 \cdot 10^{-5}$

- skok tłoka	$S = 7 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
- prędkość obrotowa silnika	$n = 3500 \text{ obr/min}$
- wartość opałowa mieszanki	dla $\lambda = 1,2$ $W_u = 2310 \text{ kJ/kg}$
- założona na początku obliczeń wartość T_b	$T_b = 2200 \text{ K}$
- założona na początku obliczeń wartość x	$x = 0,001$
- wartość średniej masy cząsteczko- wej spalin M przyjęta jako wartość stała	$\bar{M} = 27,7 \text{ kg/kmol}$
- indywidualna stała gazowa spalin	$R_b = 300,1 \text{ J/kg K}$

Współczynniki b_{ij} służące do określenia entalpii właściwej spalin
w zależności od współczynnika składu powietrza [3]

1/j	0	1	2	3	4	
0	1.6975 E4	-1.0600 E3	2.4233 E-1	-2.5098 E-1	9.5172 E-4	$\lambda = 0,9$
1	-4.9741 E-1	2.7379 E-0	-6.2537 E-2	6.4895 E-4	-2.4634 E-6	
2	5.0154 E-2	-2.7552 E-3	6.3248 E-5	-6.5770 E-7	2.4993 E-9	
3	-2.3927 E-5	1.3542 E-6	-3.1250 E-8	-3.2566 E-10	-1.2388 E-12	
4	5.5187 E-9	-3.2366 E-10	7.5108 E-12	-7.8436 E-14	2.8869 E-16	
5	-4.8628 E-13	2.9884 E-14	-6.9758 E-16	7.2999 E-18	-2.7826 E-20	
0	1.6716 E-3	-1.6034 E-2	3.5245 E-0	-3.6304 E-2	1.3749 E-4	$\lambda = 1,0$
1	-1.2206 E-1	4.3947 E-1	-9.7132 E-3	1.0029 E-4	-3.8030 E-7	
2	1.4110 E-2	-4.7293 E-4	1.0508 E-5	-1.0874 E-7	4.1285 E-10	
3	-7.1706 E-6	2.4786 E-7	-5.5343 E-9	5.7388 E-11	-2.1811 E-13	
4	1.7531 E-9	-6.2303 E-11	1.3970 E-12	-1.4511 E-14	5.5195 E-15	
5	-1.5808 E-13	5.8058 E-15	-1.3058 E-16	1.3575 E-18	-5.1659 E-21	
0	7.5335 E-3	-4.9663 E-2	1.1425 E-1	-1.1946 E-1	4.5559 E-4	$\lambda = 1,2$
1	-2.5351 E-1	1.2913 E-0	-2.9822 E-2	3.1231 E-4	-1.1921 E-6	
2	2.6465 E-2	-1.3156 E-3	3.0513 E-5	-3.2009 E-7	1.2228 E-9	
3	-1.2768 E-5	6.5378 E-7	-1.5233 E-8	1.6009 E-10	-6.1213 E-13	
4	2.9700 E-9	-1.5734 E-10	3.6846 E-12	-3.8794 E-14	1.4847 E-16	
5	-2.6042 E-13	1.4474 E-14	-3.4092 E-16	3.5963 E-18	-1.3776 E-20	

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF COMBUSTION PROCESS IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

S u m m a r y

The paper comprises a block diagram of an algorithm of the calculations that make it possible to determinate - on the basis of measured pressures - values of thermodynamic parameters of the working medium present in the Polish Fiat 126p engine combustion chamber.

The method applied is suitable for practical use, eg it has been used in the paper for determining values of the constants occurring in Wibe's function. Calculation formulae and input data inserted additionally in annexes make an unaided execution of the calculations possible. The algorithm presented makes a part of a larger study aiming at creation of a general model which enables calculation of the thermodynamic parameters of the medium taking part in transformation. Since the model presented does not take into account the direction of the flame front propagation, in the world literature it is numbered among zerodimensional models that are particularly often quoted in this literature concerning the accuracy of the results and simplicity of the calculations.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА СЖИГАНИЯ ПРОТЕКАЮЩЕГО В ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРОНИЯ

Р е з ю м е

В статье дается блок-схема алгоритма расчетов, позволяющих на основе измеренного протекания давления, определить величину термодинамических параметров рабочего фактора находящегося в камере сгорания двигателя Польский Фиат 126р.

Примененный метод пригоден к практическому применению, например как это делается в статье - для определения величины постоянных входящих в функцию Вибэ. Представленные в дополнении расчетные формулы и входные данные, позволяют на независимое проведение расчетов. Данный алгоритм является частью большей разработки. Так как представляемая модель не учитывает направления распространения фронта пламени, в мировой литературе ее относят к моделям с нуль размерностью, которые в настоящее время особенно распространены из-за простоты и точности расчетов.