

## SELECTED METHODS OF IDENTIFYING HEAT RELEASE CHARACTERISTICS IN COMPRESSION-IGNITION COMBUSTION ENGINES

**Andrzej Ambrozik**

**Piotr Łagowski**

*Technical University of Kielce*

*Aleja Tysiąclecia Państwa Polskiego 7,25-314 Kielce, Poland*

*Phone: +41 3424344 fax: +41 3424340, e-mail: silspal@tu.kielce.pl*

### **Abstract**

*The paper presents two methods of identifying the characteristics of combustion process heat release in four-stroke piston combustion engine with the use of experimentally obtained indicator diagrams. One of the characteristics was determined after previously stating the self-ignition delay period. The other characteristics was found making an assumption that the complete, perfect combustion process was finished until the instant of the start of exhaust gases outflow from the cylinder.*

*Both methods take into account the change in the quantity of combustion products while the process takes place, the dependence of specific heats on the working medium composition and temperature and convection heat transfer between the working medium and the combustion chamber walls. Calculations were made for indicator diagrams of the engine operating in external speed characteristics regime, fuelled with the same fuel and the same fuel charge per engine cycle.*

## WYBRANE METODY SPORZĄDZANIA CHARAKTERYSTYK WYDZIELANIA CIEPŁA W SILNIKACH SPALINOWYCH O ZS

### **Streszczenie**

*W referacie przedstawiono dwie metody wyznaczania charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania w czterosuwowym, tłokowym silniku spalinowym z wykorzystaniem eksperymentalnie zdjętych wykresów indykatorowy. Jedną z tych charakterystyk wyznaczono po uprzednim wyznaczeniu okresu opóźnienia samozapłonu, drugą zaś przy założeniu, że proces całkowitego i zupełnego spalania został zakończony do chwili rozpoczęcia się procesu wylotu spalin z cylindra.*

*Obie w/w metody uwzględniają zmianę ilości produktów spalania w czasie jego trwania, zależność ciepła właściwych od składu i temperatury czynnika roboczego oraz konwekcyjną wymianę ciepła między czynnikiem roboczym a ściankami komory spalania. Obliczenia prowadzono dla wykresów indykatorowych silnika pracującego wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego tym samym paliwem i tą samą jego dawką przypadającą na cykl pracy silnika.*

### **1. Wprowadzenie**

Jednymi z podstawowych charakterystyk procesu spalania paliwa w silniku są charakterystyki względnej ilości wydzielającego się ciepła. Pod pojęciem charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania rozumiemy zależność ilości i prędkości wydzielania względnej ilości ciepła podczas procesu spalania z uwzględnieniem ciepła wymienianego ze ściankami komory spalania. Przebieg w/w charakterystyk procesu spalania otrzymanych w wyniku analizy rzeczywistego wykresu indykatorowego zależy od dokładności wyznaczenia samego wykresu jak i metody jego analizy.

Wykres indykatorowy jest jednym z dość łatwo uzyskiwanych i wiarygodnych źródeł informacji o przebiegu procesów zachodzących wewnątrz cylindra silnika. Od postaci tego wykresu zależy szereg ważnych wskaźników i parametrów pracy silnika.

Charakterystyki względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania wyznacza się w oparciu o analizę wykresu indykatorowego z zastosowaniem I zasady termodynamiki [1]. Charakterystyki te wykorzystywane są zarówno na etapie opracowywania nowych konstrukcji silników jak i w badaniach, których celem jest ich doskonalenie.

## 2. Cel badań oraz metodyki wyznaczania charakterystyk względnej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania

Celem badań jest opracowanie, ocena i porównanie dwóch metod wyznaczania charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania. Charakterystyki wydzielania ciepła według pierwszej z prezentowanych metod sporządza się po uprzednim wyznaczeniu okresu opóźnienia samozapłonu oraz wartości współczynnika wydzielania ciepła  $\xi$ , który wyznaczono wg metodyki przedstawionej w [2]. W drugiej metodzie zakłada się że całkowita wartość względnej ilości wydzielanego ciepła podczas całkowitego i zupełnego procesu spalania równa  $x = x_i + x_{sc} = 1$ , następuje w czasie procesu rozprężania, do chwili rozpoczęcia się otwierania zaworu wylotowego.

Obie w/w metody uwzględniają zmianę ilości produktów spalania w czasie jego trwania, zmianę ciepł właściwych zależnych od składu i temperatury czynnika roboczego oraz konwekcyjną wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami przestrzeni w której zachodzi proces spalania [1].

Względną ilość ciepła wydzielanego w czasie procesu spalania wyznacza się w oparciu o równanie pierwszej zasady termodynamiki i równanie stanu czynnika roboczego w cylindrze:

$$\left. \begin{aligned} dQ_x &= dU + p dV + dQ_{sc} + dQ_{dys} \\ pV &= M \bar{R} T \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Dzieląc pierwsze równanie tego układu przez całkowitą ilość ciepła wydzielającego się ze spalania dawki paliwa  $Q = \xi g_{cykl} W_u$ , gdzie:  $\xi$  - współczynnik wydzielania ciepła otrzymujemy:

$$dx = dx_i + dx_{sc} + dx_{dys} \quad (2)$$

Chwilową i całkowitą ilość ciepła wydzielonego ze spalanie dawki paliwa  $g_c$  obliczamy z zależności:

$$dQ_x = \xi g_c W_u dx, \quad Q = \xi g_c W_u \quad (4)$$

W zależnościach tych  $W_u$  oznacza wartość opałową paliwa.

Ilość ciepła konwekcyjnie wymienianego ze ściankami komory spalania obliczamy ze wzoru Newtona [1]:

$$dQ_{sc} = \alpha_g F dt \quad (5)$$

Wartość współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_g$  obliczamy według znanych zależności empirycznych podawanych w literaturze specjalistycznej [3]. Wielkość  $F$  jest powierzchnią wymieniającą ciepło, zaś  $dt$  oznacza czas trwania tej wymiany, który można zastąpić wielkością:

$$\Delta t = \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{6 \cdot n} \quad (6)$$

gdzie:  $\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego liczony w °OWK,  
 $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika, w obr/min.

W proponowanej metodyce obliczeń założono, że zjawisko dysocjacji podczas procesu spalania nie występuje, tj.  $Q_{dys} = 0$ . Założenie to jest możliwe do przyjęcia, ponieważ rozważany proces spalania w silniku o zapłonie samoczynnym, zachodzi przy średnich temperaturach spalania nie przekraczających zwykle wartości 2500K, zaś zjawisko dysocjacji rozpoczyna się przy temperaturach wyższych od 1800K i jego intensywność rośnie ze wzrostem temperatury ponad tę wartość.

Wyrażenie  $dU + pdV$  w układzie równań (1), po przekształceniach i zastąpieniu różniczek różnicami skończonymi przyjmuje postać:

$$dU + pdV = \frac{1}{\kappa - 1} \left[ \kappa \frac{p_i + p_{i-1}}{2} (V_i - V_{i-1}) + \frac{V_i + V_{i-1}}{2} (p_i - p_{i-1}) \right]. \quad (7)$$

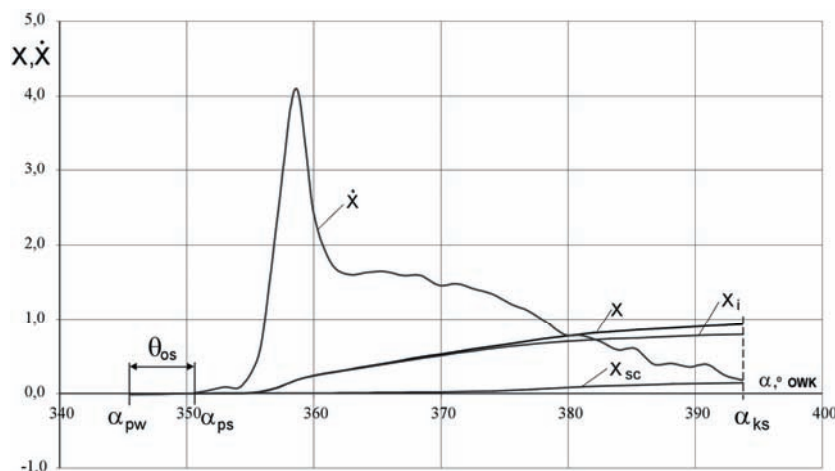
Podstawiając zależności od (4) do (7) do równania (1), a następnie dzieląc pierwsze z tych równań przez całkowitą ilość ciepła wydzielającego się ze spalania dawki paliwa, otrzymujemy zależność pozwalającą obliczyć względną, indykowaną ilość ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania:

$$x_i = \frac{1}{\xi g_c W_u} \left\{ \frac{1}{\kappa - 1} \left[ \kappa \frac{p_i + p_{i-1}}{2} (V_i - V_{i-1}) + \frac{V_i + V_{i-1}}{2} (p_i - p_{i-1}) \right] + \alpha_{gi} F_i \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{6 \cdot n} \right\}. \quad (8)$$

Prędkość wydzielania się względnej ilości ciepła podczas procesu spalania wyznaczamy z zależności:

$$\dot{x}_i = \frac{x_i - x_{i-1}}{\alpha_i - \alpha_{i-1}}. \quad (9)$$

Przykładowy wykres  $\dot{x}$ ,  $x_i$ ,  $x$  oraz  $x_{sc}$  otrzymany w wyniku analizy wykresu indykatorowego silnika AD3.152 pracującego przy:  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ ,  $M_e = 150,21 \text{ Nm}$ ,  $g_c = 4,508 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cykl}$ , i  $\alpha_{ww} = 15 \text{ °OWK}$  przed GMP przedstawiono na rys. 1.



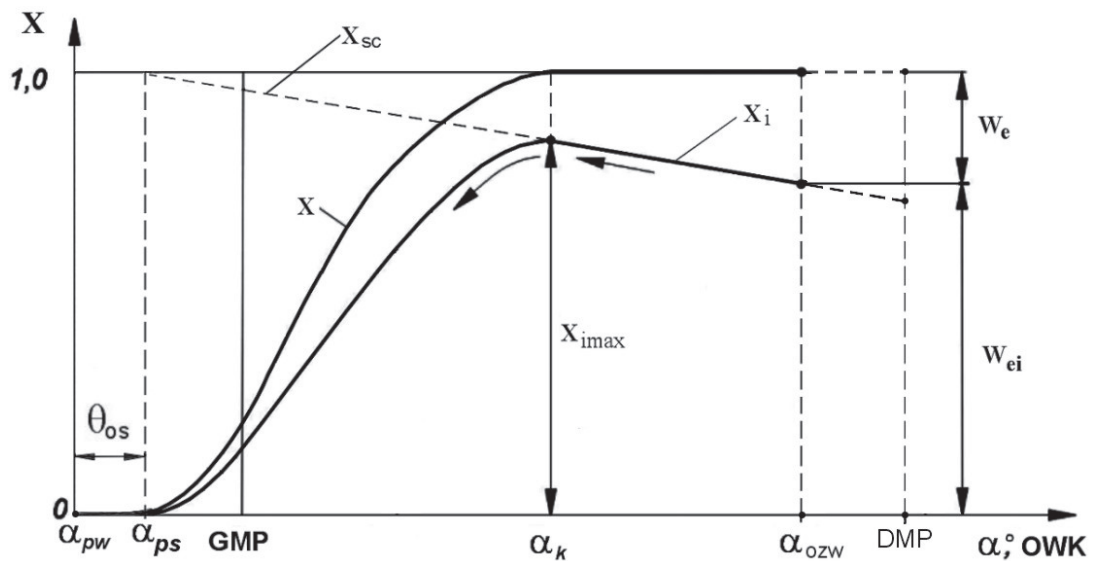
Rys. 1. Względne ilości ciepła wydzielanego podczas procesu spalania oraz prędkość wydzielania się tej ilości ciepła w silniku AD3.152 pracującego przy:  $n=1400 \text{ min}^{-1}$ ,  $M_e = 150,21 \text{ Nm}$ ,  $g_c=4,508 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cykl}$ , oraz  $\alpha_{ww}=15 \text{ °OWK}$  przed GMP

Fig. 1. Relative amounts of heat released in combustion process and the rate of the heat amount release in AD3.152 engine operating at:  $n=1400 \text{ rpm}^{-1}$ ,  $M_e = 150.21 \text{ Nm}$ ,  $g_c=4.508 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cycle}$  and  $\alpha_{ww}=15 \text{ °CA}$  before TDC

Niżej przedstawiono drugą metodę wyznaczania charakterystyk względnej ilości wydzielanego ciepła. Podstawowymi założeniami przyjętymi przy opracowywaniu tej metody są:

- całkowita wartość względnej ilości wydzielonego ciepła podczas procesu spalania  $x = x_i + x_{sc} = 1$ ,
- koniec całkowitego i zupełnego procesu spalania następuje podczas procesu rozprężania, do chwili rozpoczęcia otwierania zaworu wylotowego,
- wartość  $x = 1$  osiągnięta jest w zakresie kąta obrotu wału korbowego znajdującego się w przedziale od  $\alpha_{ozw}^o$  do  $\alpha_k^o$ .

Ilustrację graficzną, tej metody przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Ilustracja graficzna metody wyznaczania charakterystyk  $x$ ,  $x_i$  i  $x_{sc}$  [1]:  $\alpha_{pw}$  - początek procesu spalania,  $\alpha_i$  - bieżąca wartość kąta obrotu wału korbowego,  $\alpha_k$  - koniec procesu spalania,  $\alpha_{ozw}$  - początek otwierania zaworu wylotowego silnika,  $\theta_{os}$  - okres opóźnienia samozapłonu

Fig. 2. Graphic illustration of characteristics  $x$ ,  $x_i$  and  $x_{sc}$  determination method [1]:  $\alpha_{pw}$  - the beginning of combustion process,  $\alpha_i$  - current value of the crankshaft rotation angle,  $\alpha_k$  - the end of combustion process,  $\alpha_{ozw}$  - the beginning of the engine outlet valve opening,  $\theta_{os}$  - self-ignition delay period

Kolejność obliczeń, według drugiej metody jest następująca [1]:

- 1) W oparciu o wartości ciśnień wykresu indykatorowego obliczamy pracę rozprężania czynnika roboczego na odcinku od  $\alpha_{pw}$  - początek wtrysku do  $\alpha_{ozw}$  - otwarcie zaworu wylotowego:

$$L_{pw-ozw} = \sum_{\alpha_{pw}}^{\alpha_{ozw}} p dV,$$

gdzie:  $p = \frac{p_{i-1} + p_i}{2}$ , zaś  $dV = V_i - V_{i-1}$  - zmiana objętości cylindra na obliczeniowym kroku obliczeń, określanym kątem obrotu wału korbowego.

- 2) Wyznaczamy wartości energii wewnętrznej czynnika roboczego w punkcie  $\alpha_{pw}$  i  $\alpha_{ozw}$ , realizując następującą kolejność obliczeń:

$$\bar{c}_{v_{mi}} = a_i + b_i \cdot T_i, \text{ gdzie: } a_i = a_{spr}(1-x) + x a_\gamma, \quad b_i = b_{spr}(1-x) + x b_\gamma.$$

Wielkości:  $a_{spr} = \frac{a_\lambda + \gamma a_\gamma}{1 + \gamma}$  i  $b_{spr} = \frac{b_\lambda + \gamma b_\gamma}{1 + \gamma}$  są współczynnikami ciepła właściwych czynnika roboczego w czasie procesu sprężania, zaś  $\bar{c}_{v_{pw}} = a_{spr} + b_{spr} T_{pw}$  jest molowym ciepłem właściwym czynnika roboczego w punkcie  $\alpha_{pw}$ .

Wartość molowego ciepła właściwego spalin  $c_{vw}$  w chwili otwarcia zaworu wylotowego obliczamy również z powyższych zależności podstawiając do nich  $x = 1$ , czyli:

$$\bar{c}_{v_{ozw}} = a_\gamma + b_\gamma \cdot T_{ozw}, \quad (12)$$

gdzie: wartość temperatury spalin  $T_w$  w chwili otwarcia zaworu wylotowego obliczamy wg równania stanu, znając wartość ciśnienia  $p_w$  w tym punkcie, oraz wartość objętości  $V_{ozw}$  w punkcie  $\alpha_{ozw}$ . Ilość kilomoli czynnika roboczego zawartego w cylindrze silnika obliczamy z zależności:

$$M_i = \beta_x M_{ps}, \quad \text{gdzie: } \beta_x = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma} \cdot x, \quad (13)$$

przy czym dla silnika o ZI:

$$\beta_o = \frac{\frac{H}{4} + \frac{0}{32} - \frac{1}{\mu_{pal}} + 0,209 M_o (1 - \lambda)}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{pal}}}, \quad (14)$$

zaś dla silnika ZS:

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{0}{32} - \frac{1}{\mu_{pal}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{pal}}}. \quad (15)$$

Wartości entalpii paliwa i wartości energii wewnętrznej czynnika roboczego w chwili odpowiadającej początkowi procesu wtrysku paliwa i w chwili rozpoczęcia otwierania się zaworu wylotowego wyznaczamy z zależności:

$$H_{pal} = g_c \cdot c_{pal} \cdot T_{pal}, \quad U_{pw} = M_{pw} \bar{c}_{v_{pw}} T_{pw}, \quad U_{ozw} = M_w \bar{c}_{v_{ozw}} T_{ozw}, \quad (16)$$

$$\text{gdzie: } M_{ozw} = \beta \cdot M_{ps} = \frac{\beta_o + 1}{1 + \gamma} M_{ps}.$$

Względną ilość ciepła odprowadzanego do ścianek cylindra w okresie liczonym od początku wtrysku paliwa do chwili rozpoczęcia otwierania zaworu wylotowego obliczamy ze wzoru:

$$W_e = 1 - W_{ei} = 1 - \frac{U_{ozw} - U_{pw} + L_{pw-ozw} - H_{pal}}{g_c \cdot W_u}. \quad (17)$$

Wartości względnych ilości ciepła odprowadzanego do ścianek komory spalania wyznaczamy przy założeniu ich liniowej zależności od kąta obrotu wału korbowego (linia przerywana na rys. 2) i obliczamy według wzoru:

$$x_{sci} = \frac{W_e}{\alpha_{ozw} - \alpha_{pw}} (\alpha_i - \alpha_{pw}). \quad (18)$$

3) Mając wyznaczone w powyżej opisany sposób, względne ilości ciepła odprowadzanego do ścianek komory spalania, wyznaczamy charakterystykę względnej indykowanej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania oraz kąt odpowiadający rozpoczęciu się procesu spalania. Obliczenia rozpoczynamy od punktu „w” i realizujemy je w kierunku GMP, aż do wyznaczenia kąta odpowiadającego rozpoczęciu się procesu spalania  $\alpha_{ps}$ .

Charakterystykę względnej indykowanej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania wyznaczamy według zależności:

$$x_i = \frac{U_i - U_{pw} + \int_{\alpha_{pw}}^{\alpha_i} p dV}{g_c W_u}, \quad (19)$$

gdzie:  $U_i$  jest zmieniającą się wartością energii wewnętrznej czynnika roboczego obliczaną z zależności:

$$U_i = M_i \bar{c}_{vi} T_i. \quad (20)$$

Przy wyznaczaniu wartości  $x_i$  oraz obliczaniu  $\beta_{xi}$  i ciepł właściwych czynnika roboczego, w kolejnym kroku obliczeń, jako początkową wartość  $x$ , wykorzystuje się wartość obliczoną wcześniej dla punktu leżącego po prawej stronie punktu  $i$ .

W ten sposób obliczana wartość  $x = x_i + x_{sc}$  ma wartość 1 aż do punktu „k” po czym zaczyna maleć do wartości zero. Po obliczeniu w pierwszym przybliżeniu wartości  $x_i$  i wyznaczeniu początku procesu spalania obliczenia powtarzamy wykorzystując zamiast wartości odpowiadających punktowi  $\alpha_{pw}$  (początek wtrysku paliwa), wartość odpowiadającą początkowi procesu spalania  $\alpha_{ps}$ . Mając tak wyznaczoną krzywą wydzielania ciepła możemy obliczyć czas trwania procesu spalania i okresu opóźnienia samozapłonu:

$$\alpha_{spl} = \alpha_k - \alpha_{ps}, \quad \ominus_{os} = \alpha_{ps} - \alpha_{pw}. \quad (21)$$

### 3. Obiekt i zakres badań

Obiektem badań jest silnik o zapłonie samoczynnym Perkins AD3.152 z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania usytuowanej w denku tłoka. Silnik ten stosowany jest w pojazdach samochodowych, jak i w maszynach roboczych.

Zakres analizy obejmuje wykresy indykatorowe silnika pracującego wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej. Charakterystykę tą sporządzono przy zasilaniu silnika paliwem Ekodiesel zimowy „EDZ”.

W Tablicy Nr 1 przedstawiono dane techniczne silnika Perkins AD3.152.

#### 4. Wyniki badań

W Tablicy Nr 2 przedstawiono wskaźniki pracy oraz wyniki obliczeń  $x$ ,  $x_i$  i  $x_{sc}$  otrzymane według dwóch analizowanych metod.

Tabela 1. Dane techniczne silnika Perkins AD3.152

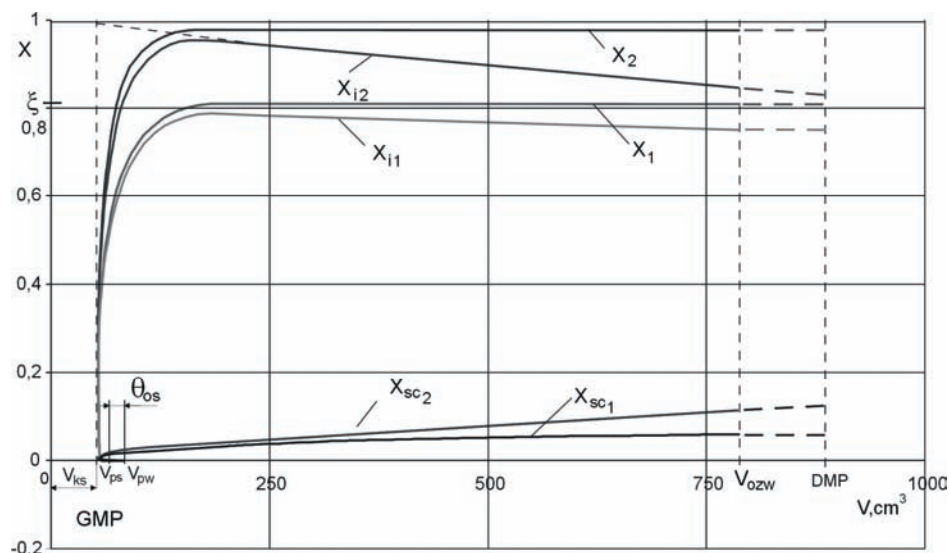
Table 1. Perkins AD3.152 engine technical data

Wielkość	Symbo l	Jednostk a	Wartość
Ilość cylindrów	I	-	3
Średnica cylindra	D	mm	91,44
Skok tłoka	S	mm	127
Pojemność skokowa	V	dm <sup>3</sup>	2,502
Maksymalna moc silnika, przy prędkości obrotowej	N n	kW obr/min	34,5 2000
Maksymalny moment obrotowy przy prędkości obrotowej	M n	Nm obr/min	139 1300-140 0
Stopień sprężania	$\epsilon$	-	16,5
Kąt dynamicznego początku tłoczenia	$\alpha_t$	°OWK	15

Tabela 2. Wartości wybranych wskaźników pracy silnika AD3.152 oraz wartości  $x$ ,  $x_i$  i  $x_{sc}$  obliczone wg I-szej i II-giej metody obliczeń

Table 2. Values of selected characteristics of AD3.152 engine operation and values  $x$ ,  $x_i$  and  $x_{sc}$  computed in accordance with I and II calculation method

n obr/min	$G_e$ kg/h	$\lambda$	$p_{max}$ , MPa	$T_{max}$ , K	Metoda I			Metoda II		
					x	$x_i$	$x_{sc}$	x	$x_i$	$x_{sc}$
1000	4,0	1,62	6,227	1713	0,748	0,694	0,035	0,935	0,845	0,09
1200	4,7	1,53	6,267	1875	0,827	0,769	0,058	0,975	0,851	0,124
1400	5,68	1,44	6,141	1925	0,812	0,762	0,055	0,973	0,869	0,103
1600	6,7	1,33	6,077	2027	0,793	0,74	0,053	0,998	0,889	0,109
1800	7,5	1,274	5,739	2115	0,805	0,753	0,052	1	0,909	0,091
2000	7,9	1,209	5,483	2105	0,777	0,726	0,051	0,958	0,847	0,112



Rys. 3. Przykładowe wyniki obliczeń  $x$ ,  $x_i$  i  $x_{sc}$  oraz prędkości wydzielania się ciepła  $x$  wg dwóch metod w funkcji zmiany objętości dla paliwa EDZ przy prędkości obrotowej  $n=1400 \text{ min}^{-1}$ ,  $M_e=150,21 \text{ Nm}$ ,  $g_c=4,508 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cykl}$ ,  $\alpha_{ww}=15 \text{ }^\circ\text{OWK}$  przed GMP, przedstawione w układzie współrzędnych  $x - V$ ; dolny indeks 1 oznacza wyniki otrzymane wg pierwszej metody zaś indeks 2 dotyczy wyników otrzymanych wg drugiej metody

Fig. 3. Exemplary results of calculations of  $x$ ,  $x_i$  and  $x_{sc}$  and rates of heat  $x$  release in accordance with two methods as a function of volume change for EDZ fuel at the rotational speed  $n=1400 \text{ rpm}^{-1}$ ,  $M_e=150.21 \text{ Nm}$ ,  $g_c=4.508 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cycle}$ ,  $\alpha_{ww}=15 \text{ }^\circ\text{CA}$  before TDC, presented in the co-ordinate system  $x - V$ ; subscript 1 denotes results obtained in accordance with the method I whereas subscript 2 denotes results obtained with the method II

## 5. Wnioski

1. Wartości względnych ilości ciepła  $x$ ,  $x_i$  osiągają największe wartości przy ich obliczaniu wg metody 2 (w której przyjęto, że współczynnik wydzielania ciepła  $\xi=1$ ), przeprowadzonych dla prędkości obrotowej  $n=1800 \text{ obr/min}$ , natomiast  $x_{sc}$  największą wartość osiąga również dla tej metody, lecz przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n=1200 \text{ obr/min}$ .
2. Obliczenia charakterystyk wydzielania ciepła prowadzone wg 1 metody zostały zrealizowane po uprzednim wyznaczeniu wartości współczynnika wydzielania ciepła  $\xi$ .
3. Najmniejsze wartości  $x$ ,  $x_i$  oraz  $x_{sc}$  otrzymano przy obliczaniu ich wg obu metod, przy prędkości obrotowej  $n=1000 \text{ obr/min}$ .
4. Zastosowanie drugiej metody analizy wykresu indykatorowego umożliwia obok wyznaczenia charakterystyk wydzielania ciepła wyznaczenie również okresu opóźnienia samozapłonu jeśli znany kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi procesu wtrysku paliwa do cylindra silnika.

## Literatura

- [1] Ambrozik A., Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2003.
- [2] Ambrozik A., Method of determination of heat emission coefficient in combustion process. Strojnický Casopis, 1/2005, SAV (Słowacka Akademia Nauk), Bratysława s. 60-69.
- [3] Ambrozik A., „Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych”, Silniki Spalinowe nr 4/1987.