

ALGORITHM OF HEAT DISTRIBUTION DETERMINATION ON THE BASIS OF ENGINE INDICATING

Grzegorz Przybyła

Stefan Postrzednik

Institute of Thermal Technology
Silesian University of Technology
ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, Poland
tel.: +48 32 2371332; fax.: +48 32 2372872
e-mail przybyla@itc.polsl.pl

Abstract

This paper includes the possibility of using internal combustion engine's indication results for reference engine's cycle. A special attention was paid on quality assessment of energy conversion process in analyzed system. Presented algorithm was used in calculations of heat distribution number Ψ_i , pressure ratio γ , volume ratio ϕ and internal excellence ξ of reference engine's cycle.

Refer to real internal combustion engine's cycle there is used a reference cycle, which is a basis of combustion engine's work (it is composed of there ideal stages of system's work). Mentioned internal excellence capture differences between a real and reference engine's cycle.

Results of measurements and calculations enable describing an influence of operating parameters of combustion engine on its internal efficiency and internal excellence. In particular authors present in the paper relationship between the engine theoretical and real cycles, the theoretical reference Seiliger -Sabathe cycle, course of pressure changes in the cylinder of SI engine, heat generation in the SI engine cylinder, the number value of the heat distribution in work area of SI engine.

Keywords: combustion engine, reference cycle, internal excellence, heat distribution number, indication

ALGORYTM WYZNACZANIA UMOWNEGO ROZDZIAŁU CIEPŁA W OPARCIU O WYNIKI INDYKACJI SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie

Analizę procesów termodynamicznych zachodzących w komorze spalania silnika spalinowego można prowadzić na podstawie znajomości jego obiegu porównawczego.

Pomiar szybkozmiennego ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego (indykacja) umożliwia określenie ekwiwalentnej liczby rozdziału ciepła Ψ . Prawidłowy dobór rozdziału ciepła (do zaproponowanego obiegu porównawczego) pozwala wyznaczyć wartości takich wielkości jak: iloraz ciśnień γ , iloraz objętości ϕ , stopień doskonałości wewnętrznej ξ . Odpowiednia interpretacja wyników pomiarowych (oraz wartości przeliczonych na podstawie tych wyników) pozwala wyciągnąć wnioski dotyczące możliwości poprawy parametrów pracy silników spalinowych.

W artykule przedstawiono możliwości zastosowań aplikacyjnych indykowania silników spalinowych. Ponadto przeprowadzono analizę wpływu parametrów eksploatacyjnych silnika spalinowego na wartość parametrów charakteryzujących jego obieg porównawczy. W szczególności autorzy prezentują w artykule związek pomiędzy obiegiem teoretycznym i rzeczywistym obiegiem silnika, teoretyczny obieg porównawczy Seiliger-Sabathe'a, przebieg zmian ciśnienia w cylindrze silnika ZI, generacja ciepła w cylindrze silnika ZI, wartość liczby rozdziału ciepła Ψ w polu pracy silnika spalinowego ZI.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, obieg porównawczy, stopień doskonałości wewnętrznej, liczba rozdziału ciepła, indykacja

1. Wprowadzenie

Rozważania związane oceną procesów termodynamicznych zachodzących wewnątrz cylindra silnika spalinowego wymagają prawidłowego doboru parametrów obiegu porównawczego, będącego odniesieniem dla obiegu rzeczywistego.

Teoretyczny obieg porównawczy tłokowego silnika spalinowego ujmuje podstawowe straty energetyczne wynikające z pierwszej oraz drugiej zasady termodynamiki i w ten sposób stanowi odniesienie dla rzeczywistego obiegu silnika spalinowego. Składa się z przemian fizycznych, które przebiegają w sposób wyidealizowany (między innymi bez tarcia), a same przemiany są dobierane w ten sposób, aby odzwierciedlały przebieg procesów rzeczywistych. W obiegu porównawczym proces spalania zastępuje się przemianą fizyczną połączoną z doprowadzaniem ciepła. Ponadto przyjmuje się zwykle szereg założeń upraszczających: - podczas obiegu przemianom podlega niezmienna ilość gazu doskonałego, o określonym składzie chemicznym oraz niezmiennym (albo zależnym od temperatury) cieple właściwym, - kompresja (sprężanie) oraz ekspansja (rozprężanie) czynnika roboczego przebiega adiabatycznie (może to być przemiana odwracalna lub nieodwracalna), - doprowadzanie ciepła do układu odbywa się podczas przemiany izochorycznej (ewentualnie także izobarycznej oraz izotermicznej), a wyprowadzanie ciepła następuje w warunkach izochorycznych.

2. Powiązanie obiegu porównawczego z rzeczywistym obiegiem silnika spalinowego

W rzeczywistym silniku spalinowym wewnątrz komory spalania zmienia się skład czynnika termodynamicznego; do cylindra silnika doprowadza się powietrze i paliwo, a wyprowadza z niego spaliny. Ściśle biorąc czynnik termodynamiczny przy końcu cyklu nie osiąga w pełni parametrów stanu początkowego. Związek teoretycznego obiegu porównawczego z rzeczywistym obiegiem silnika spalinowego ujmuje [4] schematycznie rysunek 1.

Obraz rzeczywistego obiegu silnika spalinowego można uzyskać za pomocą dwóch głównych sposobów:

- a) wychodząc z najbardziej wyidealizowanego teoretycznego obiegu porównawczego „urealnia” się następnie jego kształt oraz parametry, wykorzystując metodę matematycznego modelowania zjawisk zachodzących w układzie,
- b) stosując metodę bezpośredniego pomiaru (indykacji) parametrów obiegu rzeczywistego.

Dodatkowo badania i pomiary hamowniane (Rys. 1) pozwalają na wyznaczenie parametrów efektywnych (użytecznych) silnika spalinowego, w tym: momentu obrotowego $M_{0,e}$, Nm/rad , mocy efektywnej N_e , kW , przy danej prędkości obrotowej n_0 , obr/s .

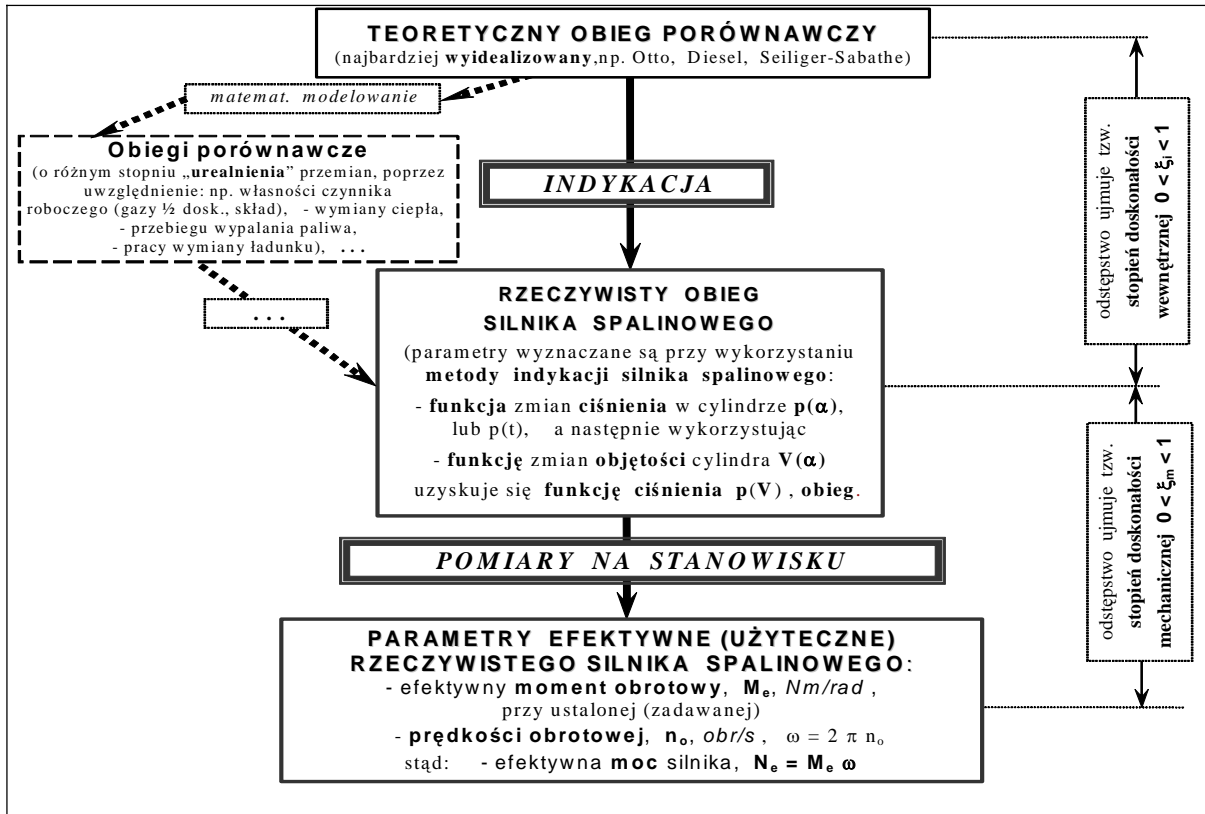
Jakość procesu konwersji energii silnika spalinowego scharakteryzować można posługując się jego efektywną sprawnością energetyczną [1]

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d}, \quad (1)$$

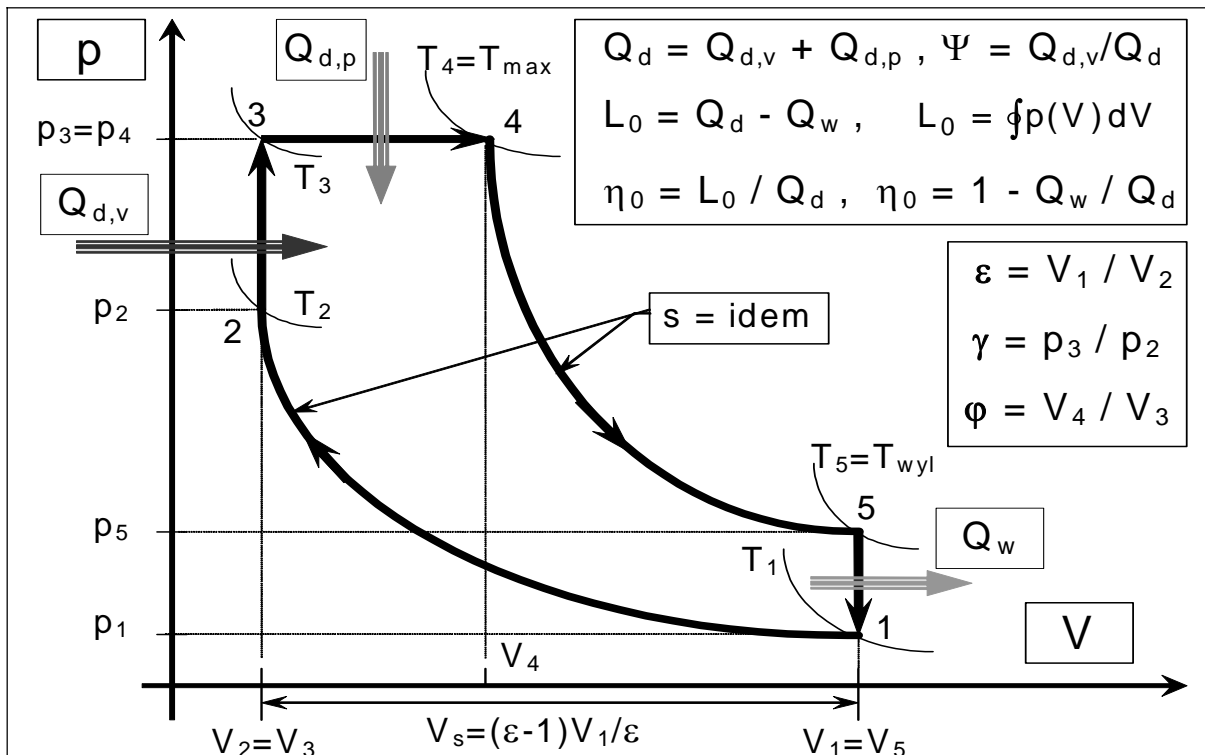
gdzie: N_e , kW – moc efektywna silnika spalinowego,

\dot{m}_p , kg/s – masowy strumień spalanej paliwa, o wartości opałowej W_d , kJ/kg .

Dla silnika ZI jako teoretyczny obieg porównawczy przyjmuje się zwykle obieg Otto, natomiast dla silnika ZS obieg Seiliger – Sabathe’a (obieg Otto jest jego szczególnym przypadkiem) [4], [5], przedstawiony na Rys. 2.



Rys. 1. Związek pomiędzy obiegiem teoretycznym i rzeczywistym obiegiem silnika
Fig. 1. Relationship reference cycle and real internal combustion engine's cycle



Rys. 2. Teoretyczny obieg porównawczy Seiliger-Sabathe'a
Fig. 2. Reference engine cycle Seiliger – Sabathe'a

Strumień doprowadzonego ciepła jest równy energii chemicznej paliwa wyrażonej jako [2]:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_p W_d, \quad (2)$$

i wtedy sprawność obiegu porównawczego wyniesie

$$\eta_o = \frac{N_o}{\dot{Q}_d}, \quad (3)$$

gdzie: N_o , kW – moc teoretycznego obiegu porównawczego.

Związek pomiędzy efektywnością (sprawnością) energetyczną rzeczywistego silnika spalinowego a sprawnością obiegu porównawczego można wyrazić następująco [2]

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m = \eta_i \xi_m, \quad (4)$$

gdzie sprawność wewnętrzna silnika spalinowego wynosi

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{Q}_d}, \quad (5)$$

a stopień doskonałości wewnętrznej ξ_i oraz doskonałości mechanicznej ξ_m wynikają z następujących zależności

$$\xi_i = \frac{N_i}{N_o}, \quad \xi_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad (6), (7)$$

natomiast: N_i , kW – moc wewnętrzna silnika spalinowego (może być wyznaczona na podstawie wyników indykacji silnika).

Za podstawowe parametry opisujące obieg Seiliger – Sabathe'a (Rys. 2) przyjmuje się zwykle iloraz ciśnień oraz iloraz objętości [2], [4]:

$$\gamma = \frac{p_3}{p_2}; \quad \gamma \geq 1, \quad \varphi = \frac{V_1}{V_3}; \quad \varphi \geq 1, \quad (8), (9)$$

przy czym precyzyjne określenie ich wartości dla konkretnego silnika spalinowego stanowi odrębny problem.

Dla obiegu porównawczego Seiliger – Sabathe'a (Rys. 2) ze względów praktycznych wprowadza się tzw. liczbę rozdziału ciepła zdefiniowaną jako

$$\Psi = \frac{df Q_{d,v}}{Q_d}; \quad 0 \leq \Psi \leq 1, \quad (10)$$

oraz bezwymiarowy parametr energetyczno stechiometryczny:

$$E = \frac{df Q_d}{(p_1 V_1)}; \quad E > 0, \quad (11)$$

który po rozwinięciu może być wyrażony w postaci [4]

$$E = \frac{W_d}{(1 + \lambda n'_{a,\min} M_a (1 + \delta_{sp})) R T_1}, \quad (12)$$

gdzie: W_d , kJ/kg – wartość opałowa paliwa,
 λ – stosunek nadmiaru powietrza,
 $n'_{a,\min}$ – minimalne zapotrzebowanie powietrza do spalania,
 M_a , $kg/kmol$ – masa drobinowa powietrza,
 δ_{sp} – udział spalin resztkowych,
 R , kJ/kgK – stała gazowa spalin.

Dla typowych paliw silnikowych maksymalna (przy $\lambda = 1$) wartość parametru E szacowana jest na poziomie $E_{\max} \approx 34$, a wartości rzeczywiste wynoszą $E \leq E_{\max}$.

Wykorzystując definicje (10) i (11) można wyrazić parametry γ oraz φ za pomocą zależności [4]

$$\gamma = 1 + \frac{E \Psi (\kappa - 1)}{\varepsilon^{(\kappa - 1)}}; \quad \gamma \geq 1, \quad (13)$$

$$\varphi = 1 + \frac{(\kappa - 1) E (1 - \Psi)}{\kappa (E \Psi (\kappa - 1) + \varepsilon^{(\kappa - 1)})}; \quad \varphi \geq 1, \quad (14)$$

Sprawność energetyczna obiegu Seiliger-Sabathe'a wynosi [4], [5]:

$$\eta_o = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(\kappa - 1)}} \frac{(\gamma \varphi^\kappa - 1)}{[(\gamma - 1) + \kappa \gamma (\varphi - 1)]}. \quad (15)$$

Wiarygodne określenie parametrów γ , φ , a następnie sprawności obiegu porównawczego możliwe jest jedynie poprzez prawidłowy dobór liczby rozdziału ciepła Ψ . Szukając powiązania obiegu porównawczego oraz rzeczywistego należy zapewnić niezmiennosc parametru stechiometryczno – energetycznego ($E = \text{idem}$), natomiast liczbę rozdziału ciepła Ψ należy wyznaczyć w oparciu o dodatkowe kryterium.

Najczęściej dla silnika ZI jako odniesienie przyjmuje się obieg porównawczy Otto (w obiegu tym $Q_{d,p} = 0 \Rightarrow \Psi = 0$), dla którego zależność (15) sprowadzi się do postaci

$$\eta_{o,\text{OTTO}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(\kappa - 1)}}, \quad (16)$$

gdzie: κ – stosunek ciepł właściwych, ε – stopień kompresji silnika spalinowego.

W rzeczywistości proces spalania zachodzący wewnątrz silnika spalinowego ZI odbywa się przy zmiennych parametrach czynnika roboczego $p(\alpha)$ i $V(\alpha)$. Dlatego konieczne jest określenie umownej wartości liczby rozdziału ciepła Ψ , która będzie wyrażała ekwiwalentną część ciepła doprowadzoną do obiegu przy stałej objętości.

3. Kryterium doboru umownego rozdziału ciepła

Analizując obieg porównawczy Seiliger – Sabathe'a przedstawiony na Rys. 2 można zauważyć, że doprowadzanie ciepła przy stałej objętości odbywa się do momentu osiągnięcia

Strumień doprowadzonego ciepła jest równy energii chemicznej paliwa wyrażonej jako [2]:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_p W_d, \quad (2)$$

i wtedy sprawność obiegu porównawczego wyniesie

$$\eta_o = \frac{N_o}{\dot{Q}_d}, \quad (3)$$

gdzie: N_o , kW – moc teoretycznego obiegu porównawczego.

Związek pomiędzy efektywnością (sprawnością) energetyczną rzeczywistego silnika spalinowego a sprawnością obiegu porównawczego można wyrazić następująco [2]

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m = \eta_i \xi_m, \quad (4)$$

gdzie sprawność wewnętrzna silnika spalinowego wynosi

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{Q}_d}, \quad (5)$$

a stopień doskonałości wewnętrznej ξ_i oraz doskonałości mechanicznej ξ_m wynikają z następujących zależności

$$\xi_i = \frac{N_i}{N_o}, \quad \xi_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad (6), (7)$$

natomiast: N_i , kW – moc wewnętrzna silnika spalinowego (może być wyznaczona na podstawie wyników indykacji silnika).

Za podstawowe parametry opisujące obieg Seiliger – Sabathe’a (Rys. 2) przyjmuje się zwykle iloraz ciśnień oraz iloraz objętości [2], [4]:

$$\gamma = \frac{p_3}{p_2}; \quad \gamma \geq 1, \quad \varphi = \frac{V_1}{V_3}; \quad \varphi \geq 1, \quad (8), (9)$$

przy czym precyzyjne określenie ich wartości dla konkretnego silnika spalinowego stanowi odrębny problem.

Dla obiegu porównawczego Seiliger – Sabathe’a (Rys. 2) ze względów praktycznych wprowadza się tzw. liczbę rozdziału ciepła zdefiniowaną jako

$$\Psi = \frac{df Q_{d,v}}{Q_d}; \quad 0 \leq \Psi \leq 1, \quad (10)$$

oraz bezwymiarowy parametr energetyczno stechiometryczny:

$$E = \frac{df Q_d}{(p_1 V_1)}; \quad E > 0, \quad (11)$$

który po rozwinięciu może być wyrażony w postaci [4]

Procesy zachodzące wewnątrz silnika spalinowego dogodnie jest śledzić względem kąta obrotu wału korbowego, zatem różniczkową postać równania (16) można określić

$$\frac{dQ_x}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} + \frac{dL}{d\alpha} + \frac{dQ_{sc}}{d\alpha}, \quad (17)$$

przy czym zmianę energii wewnętrznej czynnika można wyrazić

$$\frac{dU}{d\alpha} = m c_v \frac{dT}{d\alpha} = m \frac{R}{[\kappa(\alpha) - 1]} \frac{dT}{d\alpha}, \quad (18)$$

natomiast elementarna praca wykonana przez układ

$$\frac{dL}{d\alpha} = p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha}, \quad (19)$$

korzystając dodatkowo z termicznego równania stanu można zapisać

$$p(\alpha)V(\alpha) = mRT(\alpha), \quad V(\alpha) \frac{dp}{d\alpha} + p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha} = mR \frac{dT}{d\alpha}, \quad (20)$$

podstawiając równanie (20) do zależności (18) otrzymuje się

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{1}{[\kappa(\alpha) - 1]} \left(V(\alpha) \frac{dp}{d\alpha} + p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha} \right). \quad (21)$$

Łącząc równania (19), (21) z zależnością (17) otrzymuje się końcową postać wyrażenia umożliwiającego analizę szybkości wywiązywania się ciepła na podstawie zmierzonego ciśnienia $p(\alpha)$

$$\frac{dQ_x}{d\alpha} - \frac{dQ_{sc}}{d\alpha} = \frac{V(\alpha)}{[\kappa(\alpha) - 1]} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{\kappa(\alpha)}{[\kappa(\alpha) - 1]} p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha}, \quad (22)$$

gdzie: $dQ_x, J_{/cyklcycl.}$ – elementarna ilość ciepła doprowadzonego do cylindra,
 $dQ_{sc}, J_{/cyklcycl.}$ – elementarna ilość ciepła traconego przez układ do otoczenia,
 $V(\alpha), m^3$ – chwilowa wartość objętości roboczej cylindra,
 $p(\alpha), Pa$ – chwilowa wartość ciśnienia w cylindrze (indykacja),
 $\kappa(\alpha)$ – stosunek ciepł właściwych.

Dla silnika z zapłonem iskrowym zasilanego benzyną stosunek ciepł właściwych można zapisać zgodnie z [6]

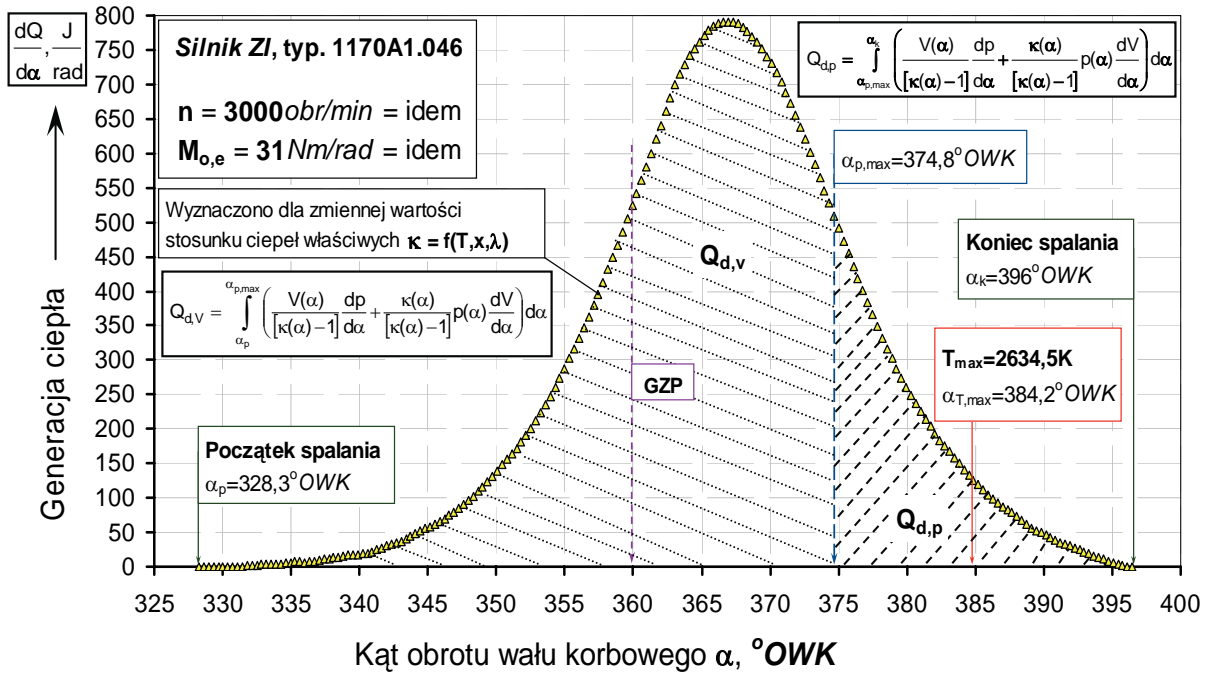
$$\kappa(\alpha) = 1,259 + (76,7 + 0,6x(\alpha)) \frac{1}{T_s(\alpha)} - \left(0,012 + \frac{0,03}{\lambda_o} \right) x(\alpha), \quad (23)$$

gdzie: $T_s(\alpha), K$ – chwilowa wartość temperatury czynnika w cylindrze,
 λ_o – stosunek nadmiaru powietrza,
 $x(\alpha)$ – chwilowa wartość stopnia wypalenia paliwa.

Efektywną ilość ciepła doprowadzonego do cylindra podczas spalania można zapisać na podstawie (22)

$$\frac{dQ}{d\alpha} \stackrel{df}{=} \left(\frac{dQ_x}{d\alpha} - \frac{dQ_{sc}}{d\alpha} \right), \quad \frac{dQ}{d\alpha} = \frac{V(\alpha)}{[\kappa(\alpha)-1]} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{\kappa(\alpha)}{[\kappa(\alpha)-1]} p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha}. \quad (24)$$

Funkcję generacji ciepła, wzór (24), pokazano na Rys. 4; tutaj zilustrowano także sposób postępowania przy doborze liczby rozdziału ciepła Ψ , z zaznaczeniem charakterystycznych punktów towarzyszących procesowi spalania.



Rys. 4. Generacja ciepła w cylindrze silnika ZI
 Fig. 4. Heat release in cylinder of SI engine

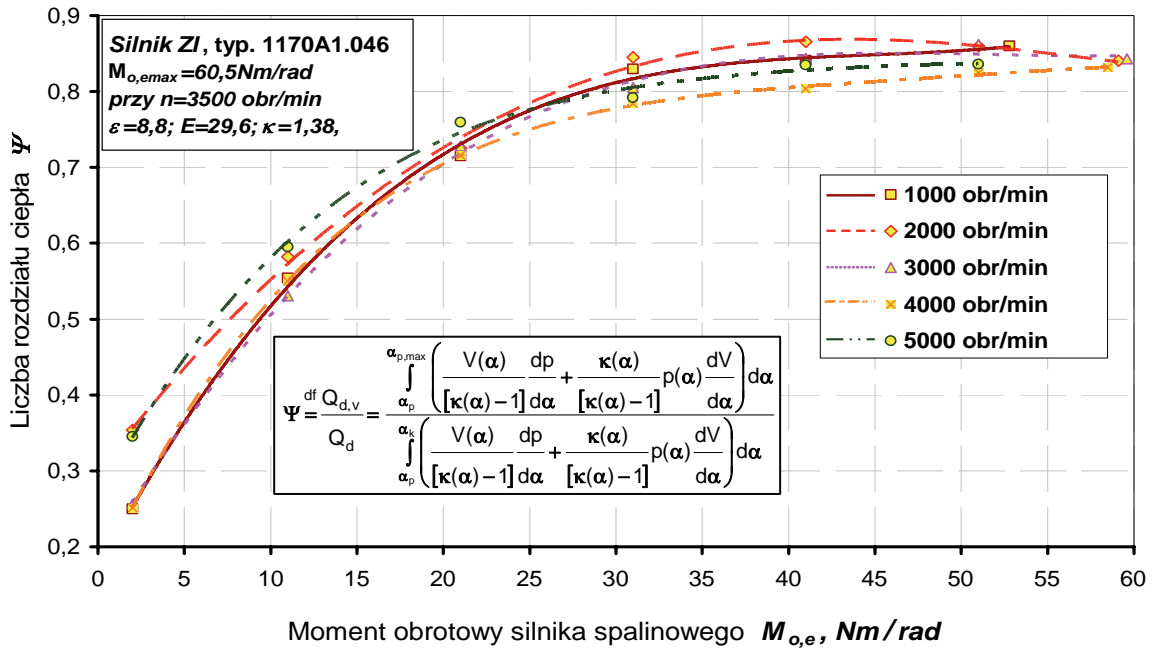
Dokładność uzyskanych wyników obliczeniowych przy wykorzystaniu powyższego modelu zależy w głównej mierze od dokładności przeprowadzonego pomiaru ciśnienia $p(\alpha)$ oraz od przyjętej funkcji do wyznaczania wartości stosunku ciepł właściwych „ κ ”.

W przypadku uproszczonych obliczeń, spaliny można traktować jak gaz doskonały. Takie założenie powoduje, że wspomniany stosunek „ κ ” zależy tylko od składu spalin, czyli udziałów molowch poszczególnych składników. Ten sposób postępowania prowadzi jednak do dużych niedokładności obliczeniowych. Wyznaczona wartość ilości ciepła generowanego w cylindrze przy wspomnianych uproszczeniach jest zdecydowanie zaniżona od rzeczywistej.

W przypadku procesów zachodzących w badanym silniku spalinowym chwilową wartość stosunku „ $\kappa(\alpha)$ ” określano jako funkcję chwilowej temperatury czynnika roboczego, globalnej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 oraz od aktualnego stopnia wypalenia paliwa x .

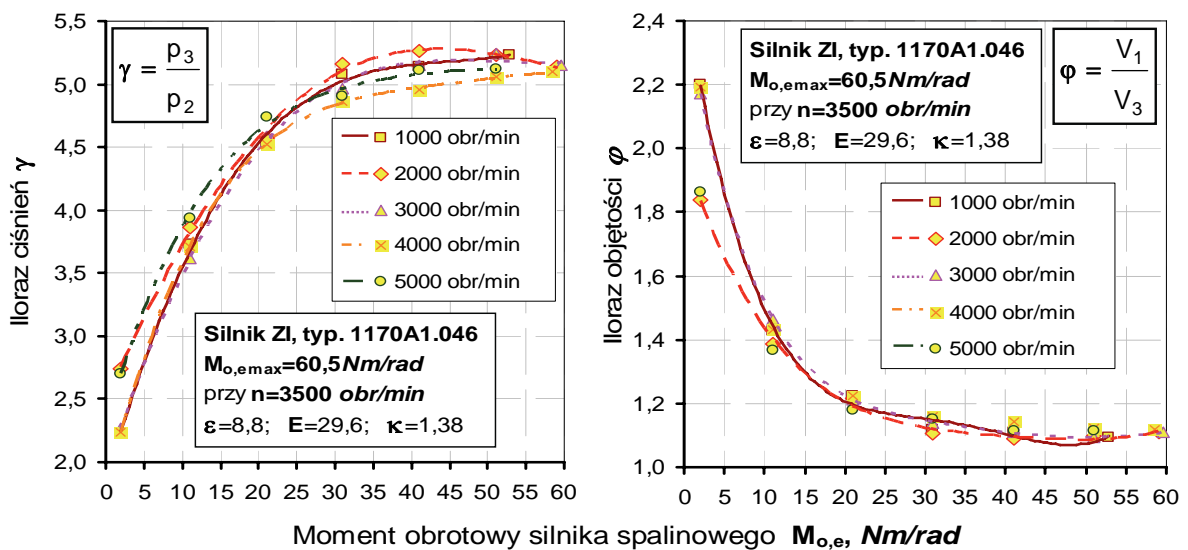
4. Analiza uzyskanych wyników oraz wnioski końcowe

Zaprezentowany algorytm pozwala na określenie umownej wartości liczby rozdziału ciepła dla obiegu porównawczego, odpowiadającego obiegowi rzeczywistemu badanego silnika spalinowego. Aby uzyskać dokładny pogląd na kształtowanie się liczby Ψ , wykorzystano wyniki z indykacji silnika spalinowego ZI w całym polu jego pracy (Rys. 5).



Rys. 5. Wartość liczby rozdziału ciepła Ψ w polu pracy silnika spalinowego ZI
 Fig. 5. Value of heat distribution number Ψ in SI engine work area

Przedstawione wyniki obliczeń dowodzą, że wartość liczby rozdziału ciepła w polu pracy silnika spalinowego zależy w głównej mierze od jego obciążenia. Wpływ prędkości obrotowej na analizowaną wielkość można uznać jako niewielki. Większe wartości liczby rozdziału ciepła w zakresie wyższych obciążeń wynikają głównie z krótszych czasów spalania. Ten fakt powoduje, iż większa część ciepła generowanego w cylindrze silnika spalinowego odbywa się przed powstaniem maksymalnego ciśnienia spalania. Znajomość liczby rozdziału ciepła umożliwia wyznaczenie kolejnych parametrów obiegu γ oraz ϕ (Rys. 6).



Rys. 6. Wartość parametrów γ i ϕ w polu pracy silnika spalinowego ZI
 Fig. 6. Value of γ and ϕ parameters in SI engine work area

Przed przystąpieniem do obliczeń wyniki indykacji zostały uśredniane dla każdego punktu pomiarowego z 60-ciu cykli pracy silnika spalinowego. Pomiar zmian ciśnienia dokonywany był tylko w jednym cylindrze, przyjęto założenie, że przemiany w pozostałych cylindrach przebiegają podobnie. Aby uzyskać akceptowalne do analizy wartości funkcji generacji ciepła (25), uzyskany wykres indykatorowy podlegał obróbce z wykorzystaniem ruchomych obiektów aproksymujących [1].

Dobierając parametry obiegu porównawczego do badanego silnika rzeczywistego, można w pierwszej kolejności na podstawie uzyskanych wyników pomiarowych określić wartości liczby Ψ według zaprezentowanego algorytmu. Ponieważ obieg porównawczy modelowany jest dla nominalnego punktu pracy silnika spalinowego ostateczną ekwiwalentną liczbę rozdziału ciepła należy dobierać z przedziału rozwiązań uzyskanych dla znamionowego punktu pracy badanego silnika.

Literatura

- [1] Polanowski, S., *Obróbka wykresu indykatorowego z zastosowaniem ruchomych obiektów aproksymujących*, Silniki Spalinowe, nr 1/2005 (120).
- [2] Postrzednik, S., *Ograniczenia oraz możliwości poprawy parametrów pracy silników spalinowych*, 29th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES2003.
- [3] Przybyła, G., Postrzednik, S., *Analiza czynników mających wpływ na poprawę procesu konwersji energii w silnikach spalinowych*, 30th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES2004.
- [4] Przybyła, G., Postrzednik, S., *Association parameter reference cycle with real internal combustion engine's cycle*, Congress-2005 The Development of Combustion Engines. PTNSS P05-C102. Bielsko – Biała, Szczyrk 2005.
- [5] Szargut, J., *Termodynamika Techniczna*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 1998.
- [6] Vibbe, I. I., *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*, VEB Verlag Technik Berlin 1970.