

dr hab. inż. Krzysztof Brzozowski, prof. ATH
Katedra Transportu i Informatyki
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała
E-mail: kbrzozowski@ath.eu

dr hab. inż. Jacek Nowakowski, prof. ATH
Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała
E-mail: jnowakow@ath.eu

Model do wyznaczania parametrów pracy silnika o zapłonie samoczynnym

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, identyfikacja, parametry pracy silnika

Streszczenie: Doskonalenie parametrów pracy silnika spalinowego poprzez odpowiednie sterowanie cyklem roboczym wymaga stosowania zarówno prac o charakterze doświadczalnym jak i obliczeniowym. W tym drugim przypadku podstawą wnioskowania są wyniki uzyskiwane z modeli matematycznych. Artykuł przedstawia efektywny obliczeniowo model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym. Model umożliwia analizę cyklu roboczego silnika z elektronicznie sterowanym układem zasilania typu common-rail oraz układem sterowanej recyrkulacji spalin. Parametry modelu dobrano w dwuetapowym procesie identyfikacji bazującym na wynikach badań stanowiskowych. Pierwszy etap identyfikacji parametrów wymagał sformułowania i rozwiązania odpowiedniego zadania optymalizacji dynamicznej dla wielu dyskretnych punktów pracy silnika. W tym celu zastosowano algorytm genetyczny z dodatkowym warunkiem kontroli jakości rozwiązania. W drugim etapie identyfikacji do uogólnienia wyników wykorzystano sztuczne sieci neuronowe. W pracy przedstawiono przykład zastosowania modelu w ocenie udziału fazy spalania kinetycznego wynikającej z realizacji przebiegu procesu wtrysku na przebieg cyklu roboczego oraz przedstawiono dokładność obliczeń w odniesieniu do podstawowych parametrów charakteryzujących cykl roboczy.

1. Wstęp

W zastosowaniach praktycznych powszechnie wykorzystywane są modele empiryczne procesów rzeczywistych, których użyteczność warunkuje znajomość wartości szeregu parametrów, zwanych dalej parametrami modelu. Stosowanie tego typu modeli wynika z konieczności zapewnienia wymaganej efektywności czasowej przeprowadzanych obliczeń numerycznych. W ostatnich latach modele tego typu zaprezentowano między innymi w pracach [3, 12, 14-16], z których większość obejmowała założenie, że przedmiotem badań są uśrednione wartości ciśnienia i temperatury w całej komorze spalania. Takie założenie prowadzi do formułowania modeli zerowymiarowych, charakteryzujących się odpowiednią efektywnością numeryczną ze względu na czas obliczeń będący kluczowym parametrem decydującym o ewentualnej przydatności modelu w zadaniach sterowania. W zerowymiarowych modelach empirycznych podstawowym problemem w obliczeniach cyklu roboczego jest przyjęcie funkcji opisującej dynamikę procesu spalania wtryskiwanej dawki paliwa. Postać tej funkcji może być uzyskana na drodze opracowania wyników bezpośrednich pomiarów ciśnienia w cylindrze, jak w pracach [3, 12]. Częściej jednak punktem wyjścia jest jedna z tradycyjnie stosowanych funkcji opisujących proces spalania, której parametry wyznaczone są w taki sposób, aby stosunkowo najlepiej odwzorowywała wyniki badań stanowiskowych. Podejście takie zastosowano między innymi w pracy [18] a także, wykorzystując złożenie dwóch funkcji tego typu w pracy [15].

Parametry modeli zerowymiarowych są funkcjami zadanego wymuszenia a dobór odpowiednich wartości tych parametrów jest zadaniem kluczowym ze względu na dokładność obliczeń. Problem wyznaczania parametrów empirycznych modeli cyklu roboczego silnika analizowano w pracy [11]. Zadanie to może zostać sformułowane jako zadanie optymalizacji dynamicznej, tak jak w niniejszej pracy, w której w celu doboru wartości parametrów modelu cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym zaproponowano i zastosowano algorytm ewolucyjny. Algorytmy ewolucyjne należą do metod tzw. inteligencji obliczeniowej zajmującej się rozwiązywaniem zagadnień efektywnie niealgorytmizowalnych stanowiąc uzupełnienie klasycznych metod obliczeniowych. Znane są ich zastosowania w zagadnieniach dotyczących procesu roboczego i sterowania silnikami spalinowymi, między innymi w pracach [1, 6, 7, 10, 13, 19]. Popularnymi algorytmami ewolucyjnymi są przy tym algorytmy genetyczne, które znajdują zastosowanie w tych problemach optymalizacji, gdzie nie jest możliwe łatwe zastosowanie metod wyspecjalizowanych, a przestrzeń rozwiązań jest zbyt rozległa dla algorytmów klasycznych. Również w przedstawionej pracy wykorzystano algorytm genetyczny do doboru wartości parametrów modelu bazujący na wynikach rzeczywistych pomiarów przeprowadzonych na stanowisku badawczym.

2. Model cyklu roboczego oraz zakres badań stanowiskowych

W przypadku modelu zerowymiarowego cyklu roboczego silnika, zjawiska zachodzące w cylindrze silnika opisywane są równaniami różniczkowymi zwyczajnymi, nieliniowymi, wynikającymi z zasady zachowania masy i bilansu energii [4]. Rozpatrywany model matematyczny cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym, stosując indeks dolny „d” i „w” odpowiednio dla wielkości dotyczących układu dolotowego i wylotowego, można zapisać w postaci [10]:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_d}{d\varphi} - \frac{dm_w}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi}, \quad (1)$$

$$B_0 W_0 \frac{dx_B}{d\varphi} + \frac{30}{\pi n} h_c A_c (T_{sc} - T) + c_{pd} T_d \frac{dm_d}{d\varphi} = c_v T \frac{dm}{d\varphi} + c_v m \frac{dT}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} + c_{pw} T_w \frac{dm_w}{d\varphi}, \quad (2)$$

$$\frac{dm_d}{d\varphi} = f(n, \mu_d p_d, p, T_d), \quad (3)$$

$$\frac{dm_w}{d\varphi} = f(n, \mu_w p_w, p, T), \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dx_B}{d\varphi} = & \beta \left\{ -e_2 \left[1 - \left(\frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta\varphi_s} \right)^{e_1\tau} \right]^{e_2-1} \cdot (-e_1\tau) \left(\frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta\varphi_s} \right)^{e_1\tau-1} \right\} + \\ & + (1 - \beta) \left\{ -\exp \left[-e_3\lambda \left(\frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta\varphi_s} \right)^{e_4} \right] \cdot (-e_3\lambda) e_4 \left(\frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta\varphi_s} \right)^{e_4-1} \right\}. \end{aligned} \quad (5)$$

Powyższe równania są uzupełnione o zależności algebraiczne wynikające z przyjęcia, że czynnik roboczy jest gazem półdoskonałym oraz, że intensywność wymiany ciepła pomiędzy ścianką cylindra a czynnikiem roboczym jest obliczana jako funkcja parametrów stanu oraz parametrów konstrukcyjnych silnika [5]:

$$h_c = e_5 V^{e_6} p^{e_7} T^{e_8} (c_m + 1,4)^{0.8}, \quad (6)$$

gdzie c_m jest średnią prędkością tłoka.

W dalszych rozważaniach przyjmuje się, że wektor niezależnych parametrów wejściowych modelu to wektor parametrów regulacyjnych silnika postaci:

$$\mathbf{X} = [n, B_0, \varphi_w, X_{EGR}]^T, \quad (7)$$

gdzie X_{EGR} jest stopniem recyrkulacji spalin a φ_w jest kątem wyprzedzenia wtrysku.

Wielkościami wejściowymi zależnymi od wektora parametrów regulacyjnych X są ciśnienie i temperatura czynnika w układzie dolotowym i wylotowym oraz współczynnik nadmiaru powietrza. Wartości tych wielkości stanowią elementy wektora parametrów pomocniczych postaci:

$$\mathbf{G} = [p_d, T_d, p_w, T_w, \lambda]^T, \quad (8)$$

gdzie λ jest współczynnikiem nadmiaru powietrza.

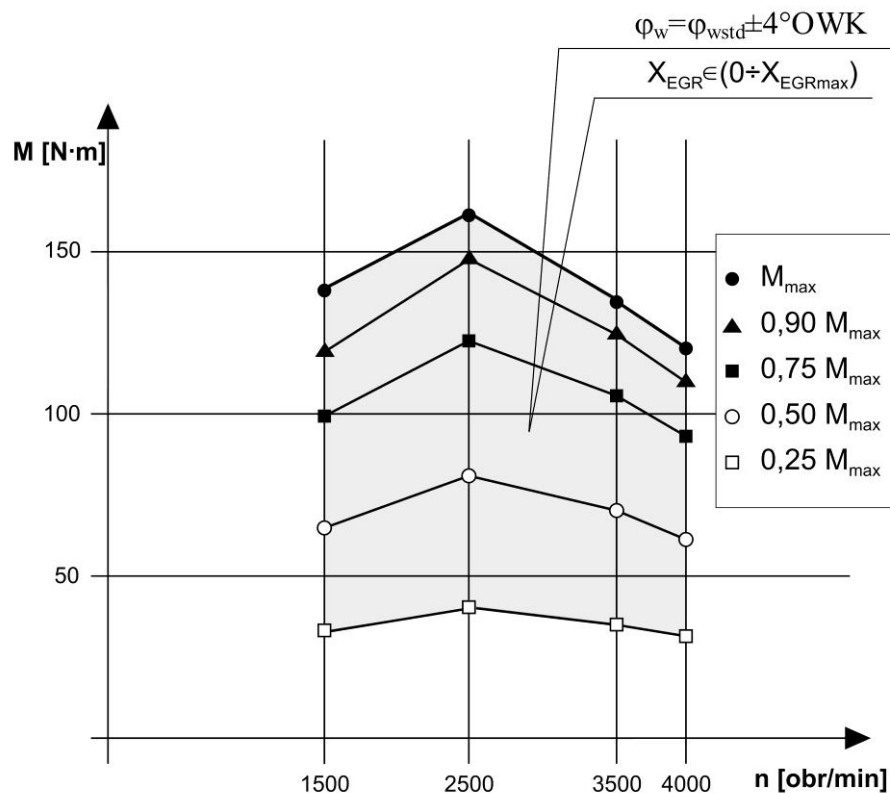
Ponieważ sformułowany model korzysta z kilku zależności i współczynników empirycznych, ważnym etapem jest właściwy dobór ich wartości, zależnych od rozwiązania konstrukcyjnego danego silnika. Współczynniki te w dalszej kolejności nazywane są parametrami modelu, a ich wartości stanowią elementy wektora parametrów modelu postaci:

$$\mathbf{E} = [\mu_d, \mu_w, \Delta\varphi_s, \varphi_z, \beta, e_1 \dots e_8]^T. \quad (9)$$

Zastosowanie w praktyce sformułowanego modelu cyklu roboczego silnika wymaga znajomości funkcji opisujących zależność parametrów modelu od wartości parametrów regulacyjnych we wszystkich technicznie możliwych do realizacji stanach pracy silnika. Wyznaczenie tych funkcji stanowi zadanie identyfikacji i jest realizowane dwuetapowo.

Pierwszy etap stanowi identyfikacja wartości poszczególnych składowych wektora parametrów modelu dla dyskretnych stanów pracy silnika. W tym celu wymagane jest przeprowadzenie odpowiednich badań stanowiskowych. Opracowując program badań należy wyznaczyć dyskretne punkty pracy silnika w taki sposób, aby przeprowadzona rejestracja parametrów pracy silnika oraz układu wymiany ładunku obejmowała możliwie szeroki zakres rzeczywistych stanów pracy. Wzorując się na doborze obciążeń w teście ESC [2], wartości momentu obrotowego obciążającego silnik przyjęto jako częściowe wartości momentu maksymalnego uzyskanego dla poszczególnych wartości prędkości obrotowej. Na podstawie wyników wcześniejszych prac [10, 17], dyskretne punkty pracy silnika wyznaczano dla czterech ustalonych wartości prędkości obrotowej. Dla każdej z prędkości obrotowych zrealizowano badania przy zmiennym obciążeniu zadając każdorazowo pięć różnych wartości momentu hamującego. Badania przeprowadzono od najmniejszych do największych obciążeń silnika oraz dla różnych stopni recyrkulacji spalin w danym punkcie pomiarowym, rozpoczynając od zerowego stopnia recyrkulacji. Następnie stopień recyrkulacji zwiększano kolejno o 5% do czasu osiągnięcia maksymalnego stopnia recyrkulacji w danym punkcie pomiarowym. Za maksymalny stopień recyrkulacji w danym punkcie przyjęto największą z możliwych wartości stopnia recyrkulacji, przy której silnik rozwijał założony moment obrotowy. Dla maksymalnych obciążeń system recyrkulacji spalin był nie aktywny. W trakcie badań silnik pracował z wykorzystaniem podziału dawki na: stałą dawkę pilotującą i zmienną dawkę główną. Dla każdego z punktów wykonano pomiary przy standardowym kącie wyprzedzenia wtrysku (określonym przez fabryczny mikrokontroler sterujący pracą silnika) oraz dla kąta przyspieszonego

i opóźnionego odpowiednio o 2 i 4°OWK w odniesieniu do wartości standardowej. W całym zakresie obciążeń częściowych regulowano pracę silnika tak, aby utrzymać założoną stałą prędkość obrotową i stałą wartość momentu obrotowego. Taka regulacja umożliwiła analizę parametrów pracy silnika, przy stałym ciśnieniu użytecznym. Spadek (lub wzrost) momentu obrotowego wywołany zmianą kąta wyprzedzenia wtrysku oraz zmianą stopnia recyrkulacji był kompensowany przez zmianę dawki paliwa. Na rys. 1 przedstawiono schematycznie proponowany sposób wyboru dyskretnych punktów pracy silnika, dla których przeprowadzono badania.



Rys. 1 Schemat zakresu badań stanowiskowych wykorzystanych do pierwszego etapu identyfikacji parametrów modelu

Dla każdego punktu pracy rejestrowano przebieg ciśnienia w cylindrze oraz parametry charakterystyczne cyklu pracy. W wyniku realizacji badań zgromadzono dane o parametrach pracy układu wymiany ładunku oraz parametrach cyklu roboczego dla czterystu różnych zestawów wartości parametrów regulacyjnych, przyjmując jako obiekt badań aktualnie produkowany czterocylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym przeznaczony do napędu pojazdu samochodowego. Charakterystykę danych technicznych silnika dla którego przeprowadzono badania oraz w dalszej kolejności identyfikację parametrów modelu zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Dane techniczne silnika

Silnik	silnik o zapłonie samoczynnym, układ zasilania C-R, doładowany zespołem turbosprężarkowym, z chłodzeniem powietrza doładowującego, z recyrkulacją spalin
Układ / Liczba cylindrów	rzędowy / cztery
Rozrząd / Zawory na cylinder	dwa wałki rozrządu w głowicy / cztery
Średnica cylindra	69,6 mm
Skok tłoka	82 mm
Objętość skokowa	1248 cm ³
Stopień sprężania	16,8
Moc maksymalna	55,2 kW przy 4000 obr/min
Moment obrotowy maksymalny	190 N·m przy 1500 obr/min

Drugi etap zadania identyfikacji parametrów modelu obejmuje z kolei zadanie uogólnienia wyników dyskretnej identyfikacji poprzez uzyskanie zależności postaci:

$$\mathbf{E} = f_E(\mathbf{X}), \quad (10)$$

oraz

$$\mathbf{G} = f_G(\mathbf{X}). \quad (11)$$

Proponowany sposób dwuetapowej identyfikacji parametrów modelu problemu przedstawiono w kolejnych rozdziale.

3. Wyznaczenie parametrów modelu

Pierwszy etap identyfikacji wartości parametrów modelu przeprowadzany jest dla $i = 1, \dots, n$ dyskretnych stanów pracy silnika i polega na wyznaczaniu wartości składowych wektora \mathbf{E} . Zadanie można sformułować jako zadanie minimalizacji funkcjonału postaci:

$$\Omega(\mathbf{X}, \mathbf{E}, \mathbf{G}) = c_1 \int_0^{4\pi} [p_E(\varphi) - p_F(\varphi)]^2 d\varphi + c_2 (\max p_E(\varphi) - \max p_F(\varphi))^2 \rightarrow \min, \quad (12)$$

gdzie: $p_F(\varphi)$ – przebieg ciśnienia obliczonego według modelu cyklu roboczego

$p_E(\varphi)$ – wygładzony przebieg ciśnienia z badań stanowiskowych:

$$p_F = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{m_j} a_j \cos \frac{j\varphi}{2} + b_j \sin \frac{j\varphi}{2},$$

$$m_j = 60,$$

$$a_j = \frac{1}{2\pi} \int_0^{4\pi} p(\varphi) \cos \frac{j\varphi}{2} d\varphi, \quad j = 0, 1, \dots, n,$$

$$b_j = \frac{1}{2\pi} \int_0^{4\pi} p(\varphi) \sin \frac{j\varphi}{2} d\varphi, \quad j = 1, \dots, n,$$

φ – kąt obrotu wału korbowego,

c_1, c_2 – stałe współczynniki wagowe.

Rozwiązanie tak sformułowanego zadania wymaga w każdym z $i = 1, \dots, n$ dyskretnych stanów pracy silnika znajomości rzeczywistego przebiegu ciśnienia w cylindrze, dla parametrów regulacyjnych $\mathbf{X}^{(i)}$ oraz parametrów pomocniczych $\mathbf{G}^{(i)}$. Z kolei obliczanie przebiegu ciśnienia $p_F(\varphi)$ wiąże się z koniecznością całkowania równań modelu (1÷5) dla każdej kombinacji parametrów modelu. Zadanie rozwiązano wykorzystując algorytm genetyczny zapewniając tym samym współbieżne poszukiwanie zbioru rozwiązań, przyjmując funkcję celu postaci:

$$\Phi(\mathbf{X}, \mathbf{E}, \mathbf{G}) = \frac{1}{\Omega(\mathbf{X}, \mathbf{E}, \mathbf{G})} \rightarrow \max. \quad (13)$$

Zastosowano algorytm genetyczny z kodowaniem rzeczywistym, co oznacza, że chromosom danego osobnika ma postać:

$$\mathbf{Z} = [z_1, \dots, z_{13}]^T, \quad (14)$$

gdzie $z_1 = \mu_d, z_2 = \mu_w, z_3 = \Delta\varphi_s, z_4 = \varphi_z, z_5 = \beta, z_{5+i} = e_i$ dla $i = 1..8$.

Dla każdego z genów z_i zdefiniowano dopuszczalne przedziały wartości, odpowiednio $z_{i,\min}$, $z_{i,\max}$ które zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Przedział dopuszczalnych wartości poszczególnych genów chromosomu \mathbf{Z}

z_i	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	$z_6 \div z_8$	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}
$z_{i,\min}$	0,1	0,1	15°	343°	0	0	0,5	10 ⁻³	-0,1	0	-1
$z_{i,\max}$	0,4	0,95	36°	375°	0,3	5	5	5	0	1	0

Wartości początkowe wygenerowano stosując strategię losową a operację selekcji realizowano bezpośrednią metodą turniejową zastosowana dla par chromosomów. Jako operatory genetyczne zastosowano krzyżowanie arytmetyczne i operator mutacji niejednorodnej [8]. Zbiór chromosomów wykorzystywanych w kolejnym kroku algorytmu ustalano w sposób zdeterminowany na podstawie rankingu najlepszych osobników. W związku z zastosowaniem stosunkowo nielicznej populacji

osobników ($n_p = 24$) założono, iż w ramach ograniczonej liczby iteracji algorytmu ($k_{\max} = 15$) może nie zostać uzyskane w pełni satysfakcjonujące rozwiązanie pojedynczego zadania identyfikacji postaci (12). W wyniku przyjętego założenia wprowadzono dodatkowe kryterium determinujące powtórzenie procedury identyfikacji w postaci różnicy względnej pomiędzy średnim ciśnieniem indykowanym zarejestrowanym eksperymentalnie $p_{i(r)E}$ a wartością średniego ciśnienia indykowanego obliczoną $p_{i(r)F}$ dla najlepiej dopasowanego chromosomu w części roboczej obiegu, tzn:

$$\Psi = \frac{|p_{i(r)E} - p_{i(r)F}|}{p_{i(r)E}} \leq 5\% . \quad (15)$$

Zastosowanie kryterium restartu procedury identyfikacyjnej umożliwiło uzyskanie satysfakcjonujących rozwiązań dla całego zbioru analizowanych stanów pracy silnika. Średnia liczba koniecznych powtórzeń procedury identyfikacyjnej dla kolejno realizowanych blisko czterystu zadań identyfikacji wyniosła 4,5.

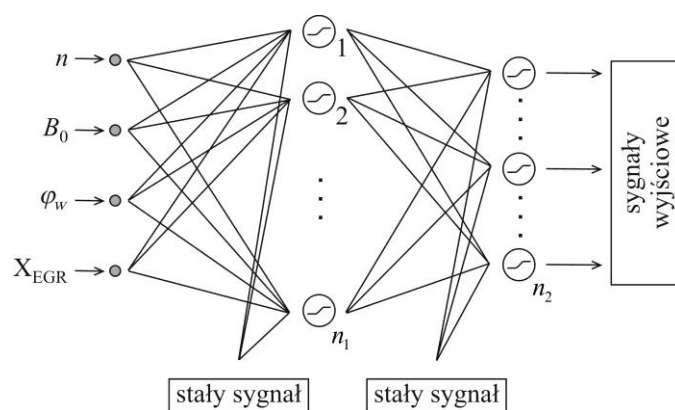
W drugim etapie identyfikacji w celu określenia odpowiednich funkcji $f_E(\mathbf{X})$ oraz $f_G(\mathbf{X})$, sformułowano i rozwiązano odpowiednie zadanie aproksymacji wyników uzyskanych dla identyfikacji dyskretnej. W przypadku parametrów wymaganych do obliczenia współczynnika wymiany ciepła $e_5 \div e_8$, ze względu na bardzo zbliżone wartości tych współczynników uzyskanych w zadaniu dyskretnej identyfikacji, w celu uogólnienia wystarczy uśrednić otrzymane wartości. Pozostałe parametry modelu aproksymować można stosując sztuczne sieci neuronowe. Na podstawie szeregu eksperymentów numerycznych stwierdzono, że zadanie określenia $f_E(\mathbf{X})$ oraz $f_G(\mathbf{X})$ wymaga zastosowania dwóch osobnych jednokierunkowych sieci wielowarstwowych (rys. 2) :

sieć I:

$$\mathbf{X} = [n, B_0, \varphi_w, X_{EGR}]^T \rightarrow Out_1 = [p_d, T_d, p_w, T_w, \lambda, \mu_d, \mu_w, \Delta\varphi_s, \varphi_z]^T, \quad (16)$$

sieć II:

$$\mathbf{X} = [n, B_0, \varphi_w, X_{EGR}]^T \rightarrow Out_2 = [\beta, e_1, e_2, e_3, e_4]^T. \quad (17)$$



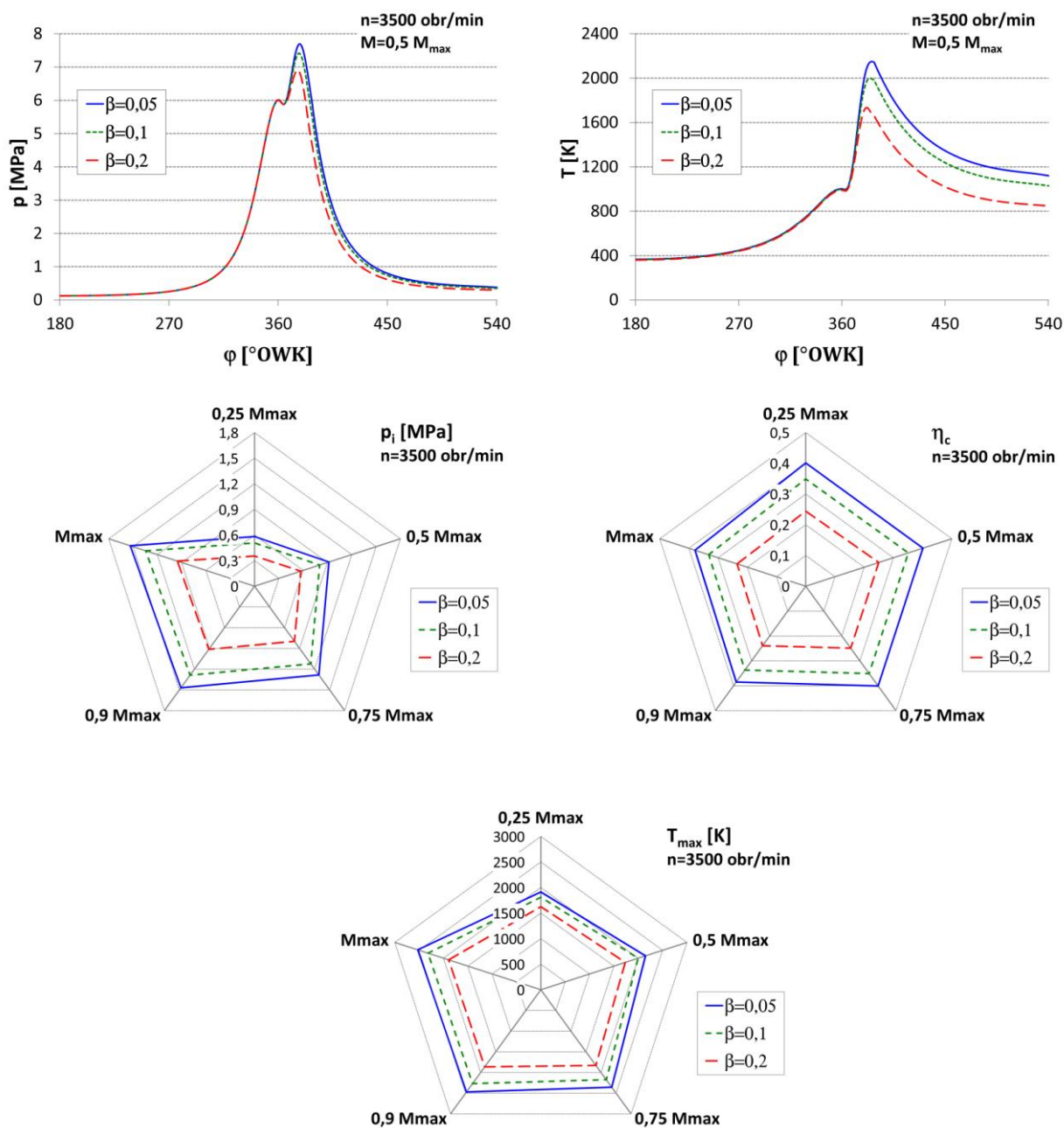
Rys. 2. Schemat architektury sztucznej sieci neuronowej wykorzystanej w pracy

W wyniku przeprowadzonego procesu uczenia sieci ustalono architekturę 15:9 ($n_1:n_2$) dla sieci I oraz 31:5 dla sieci II odwzorowującej parametry funkcji Watsona, w obu sieciach wykorzystując unipolarną funkcję aktywacji neuronów.

4. Obliczanie parametrów charakterystycznych obiegu

Sformułowany model umożliwia ocenę parametrów charakterystycznych cyklu roboczego dla dowolnych stanów silnika, a więc dowolnego, technicznie realizowalnego wektora parametrów regulacyjnych. Tym samym stanowi narzędzie przydatne w analizie możliwości kształtowania cyklu roboczego w rzeczywistym silniku z elektronicznie sterowanym układem zasilania typu common-rail oraz układem sterowanej recyrkulacji spalin. Jednym z zastosowań modelu jest ocena wpływu udziału fazy spalania kinetycznego wynikającej z realizacji przebiegu procesu wtrysku na proces roboczy silnika. Analiza obejmuje obliczane przebiegi ciśnienia i temperatury czynnika w cylindrze oraz zmiany wartości charakterystycznych parametrów cyklu roboczego, takich jak: średnie ciśnienie indykowane p_i , sprawność cieplna η_c i maksymalna temperatura czynnika T_{\max} .

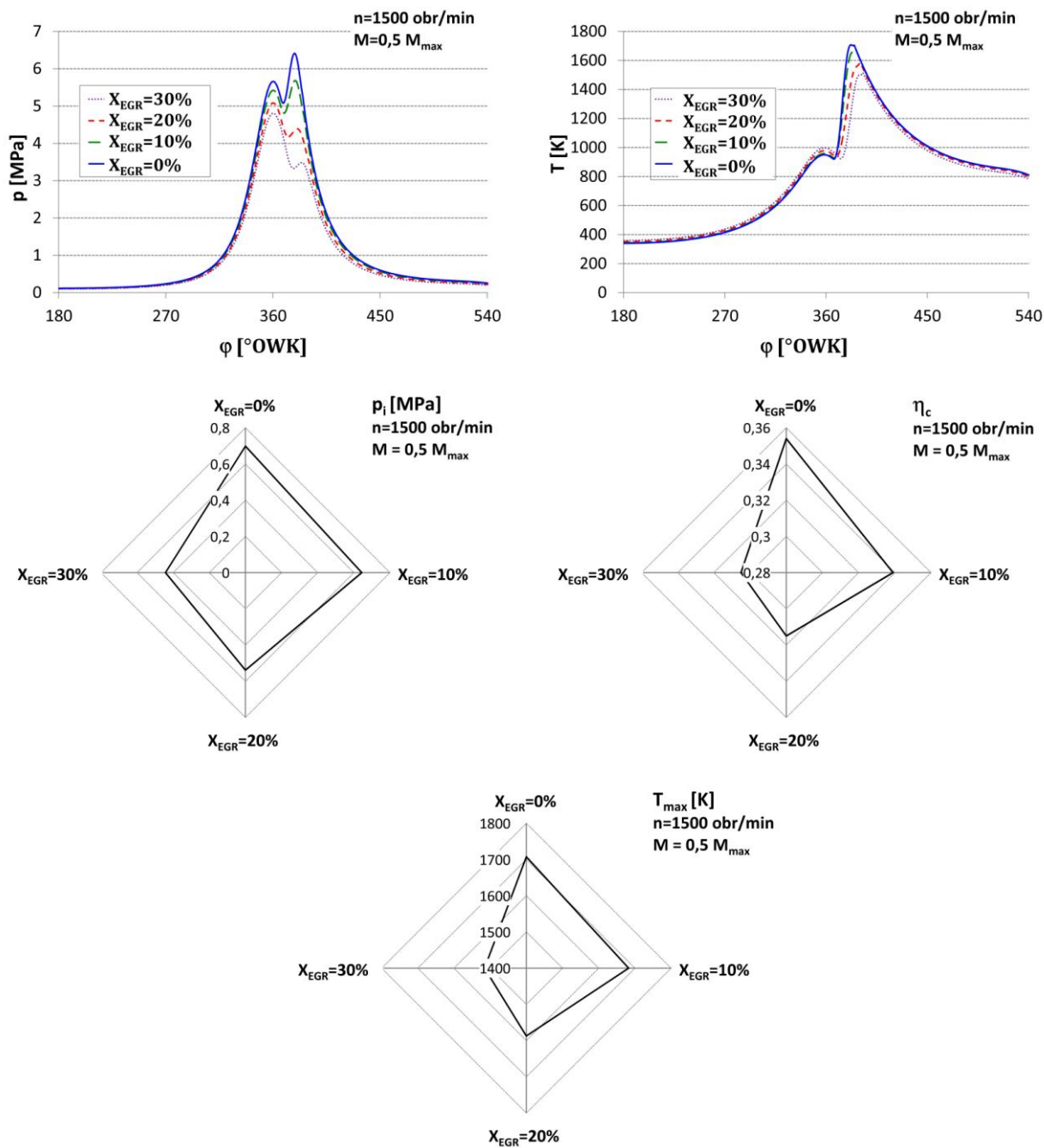
Przebieg wydzielania ciepła, a więc udział fazy spalania kinetycznego i dyfuzyjnego może być regulowany przez podział dawki wtryskiwanej do cylindra na poszczególne dawki składowe zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Szczególnie istotny jest dobór wartości dawki pilotującej, odstęp czasu pomiędzy dawką pilotującą a dawką główną oraz kąt wyprzedzenia wtrysku dawki głównej. Ilustrację wpływu ograniczania udziału fazy spalania kinetycznego na parametry cyklu roboczego w wybranym punkcie pracy silnika dla ustalonych wartości parametrów regulacyjnych przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Wpływ udziału fazy spalania kinetycznego na cykl roboczy dla prędkości obrotowej 3500 obr/min

Analogicznie model umożliwia ocenę wpływu stopnia recyrkulacji na cykl roboczy. Wartość maksymalnego stopnia recyrkulacji spalin jest zależna od ciśnienia doładowania silnika, rozwiązań konstrukcyjnych układów recyrkulacji oraz stanowi kompromis między możliwością ograniczenia emisji tlenków azotu, emisją cząstek stałych (a więc również zadymieniem spalin) a spadkiem parametrów pracy silnika. Na rysunku 4 przedstawiono ilustrację wpływu stopnia recyrkulacji na

parametry cyklu roboczego w wybranym punkcie pracy dla ustalonych pozostałych wartości parametrów regulacyjnych.

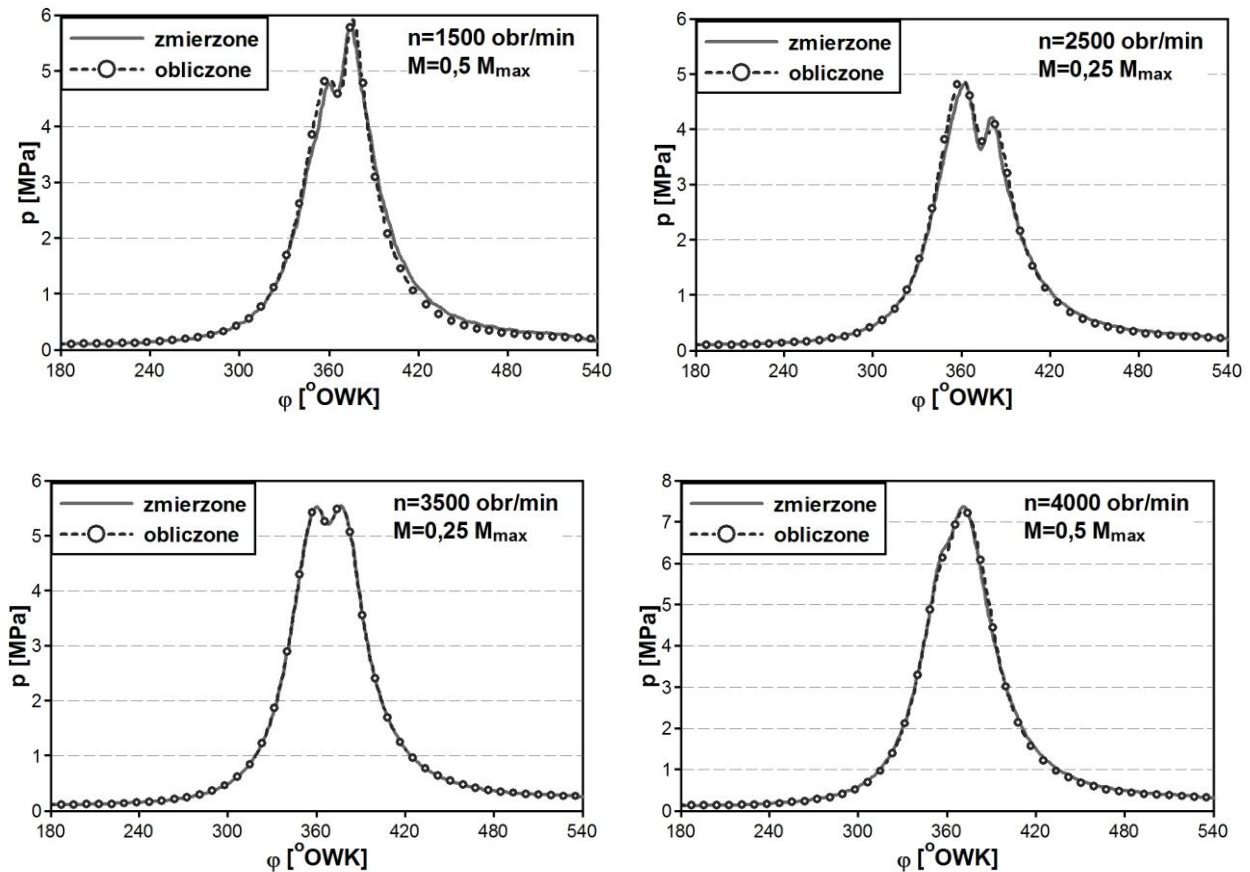


Rys. 4. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na cykl roboczy dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i 50% obciążenia maksymalnego

5. Podsumowanie

Przedstawiony w pracy model umożliwia realizację szeregu obliczeń związanych z oceną cyklu roboczego silnika. Błąd obliczeń można określić porównując obliczane i rejestrowane

doświadczalnie przebiegi ciśnienia w cylindrze dla wybranych punktów pracy silnika. Przykładowe porównania przebiegów ciśnienia w cylindrze w wybranych punktach pracy silnika (stanowiących elementy zbioru wykorzystywanego do weryfikacji jakości aproksymacji parametrów modelu z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych), przedstawiono na rys. 5.

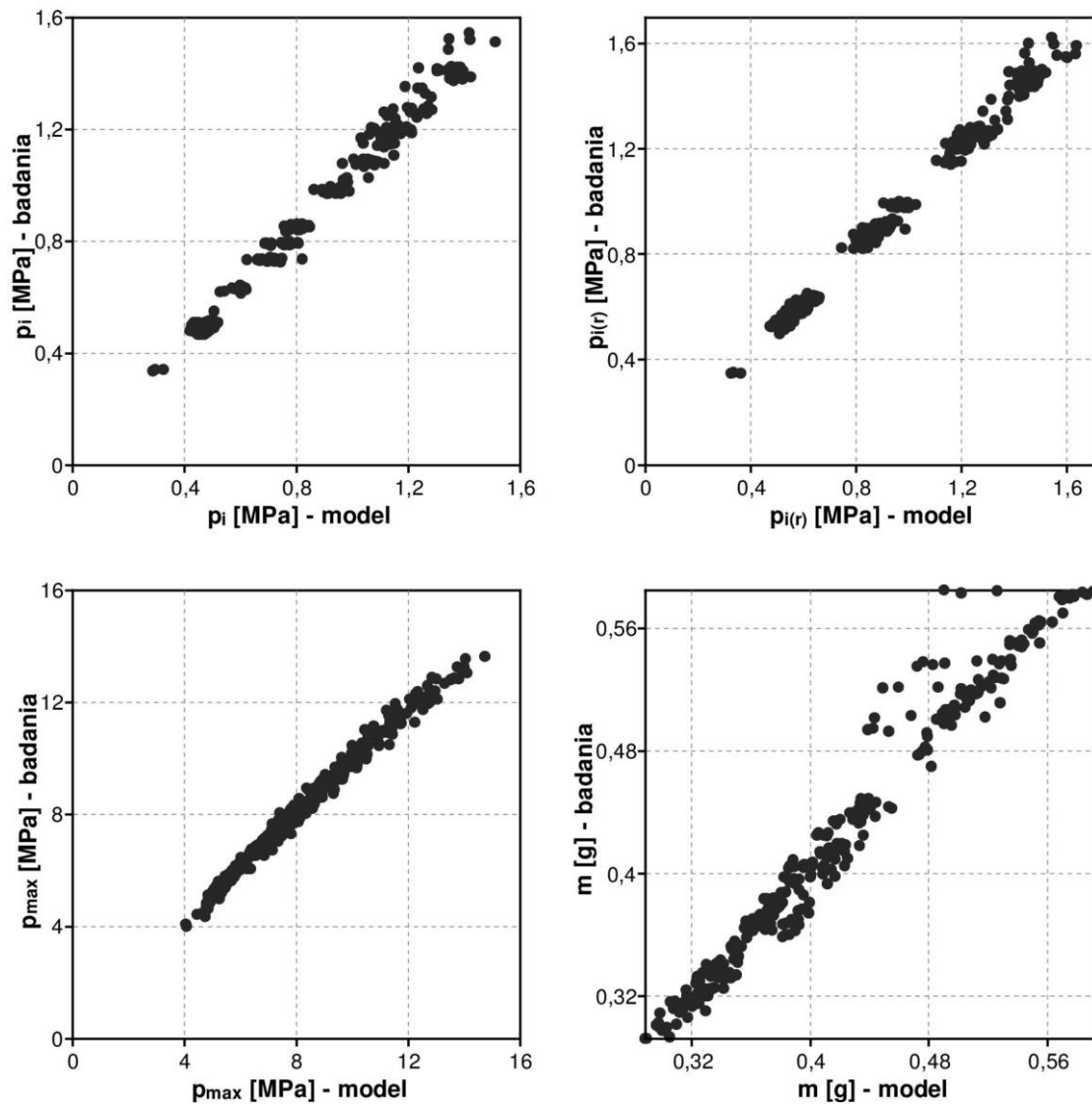


Rys. 5. Porównanie zarejestrowanych eksperymentalnie i obliczonych przebiegów ciśnienia dla wybranych stanów pracy silnika

Dokładność modelu można określić porównując wartości obliczonych i rejestrowanych eksperymentalnie parametrów, takich jak: średnie ciśnienie indykowane p_i , średnie ciśnienie indykowane w części roboczej cyklu $p_{i(r)}$, maksymalne ciśnienie obiegu p_{max} , masa ładunku w cylindrze m_0 . Na rysunku 6 porównano wartości wymienionych parametrów charakterystycznych cyklu roboczego uzyskane podczas badań stanowiskowych z wynikami obliczeń według modelu. Wartości średniego błędu względnego określonego jako różnica wartości zmierzonej i obliczonej, odniesiona do wartości zmierzonej, dla poszczególnych wielkości zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Średni błąd względny obliczenia poszczególnych parametrów charakterystycznych cyklu roboczego

Parametr	p_i	$p_{i(r)}$	p_{\max}	m_c
Wartość średniego błędu względnego [%]	5,02	2,74	2,7	2,18
R^2	0,989	0,992	0,988	0,971



Rys. 6. Porównanie wartości średniego ciśnienia indykowanego p_i , średniego ciśnienia indykowanego w części roboczej cyklu $p_{i(r)}$, maksymalnego ciśnienia obiegu p_{\max} , masy ładunku w cylindrze m_c

Na podstawie wartości uzyskanych średnich błędów względnych oraz interpretacji porównań wartości poszczególnych parametrów charakterystycznych cyklu roboczego można stwierdzić, że

rzeczywiste przebiegi ciśnień są przez model poprawnie odwzorowane w przebiegach obliczonych. Oznacza to, że model z akceptowalnym błędem pozwala wyznaczyć przebieg ciśnienia i określić wielkości charakteryzujące cykl roboczy odpowiadający danemu punktowi pracy silnika. Maksymalne błędy względne nie przekraczają w żadnym przypadku 15% dla wszystkich analizowanych charakterystycznych parametrów cyklu roboczego, przy czym średni błąd, jak zestawiono w tabeli 3 dla trzech z czterech rozważanych parametrów charakterystycznych, nie przekracza 3%.

Literatura

1. Atashkari K, Nariman-Zadeh N, Gölcü M, Khalkhali A, Jamali A. Modelling and multi-objective optimization of a variable valve-timing spark-ignition engine using polynomial neural networks and evolutionary algorithms. *Energy Conversion and Management* 2007; 48: 1029-1041.
2. Directive 1999/96/EC of the European Parliament and of the Council of 13 December 1999. *Official Journal of the European Communities* 1999.
3. Gambarotta A, Lucchetti Ing G. Control-oriented crank-angle based modeling of automotive engines. *SAE Technical Paper* 2011; 2011-24-0144.
4. Heywood JB. *International combustion engine fundamentals*. New York: Mc-Graw-Hill, 1988.
5. Hohenberg G. Advanced approaches for heat transfer calculations. *SAE Technical Paper* 1979; 790825.
6. Kesgin U. Genetic algorithm and artificial neural network for engine optimization of efficiency and NOx emission. *Fuel* 2004; 83: 885-895.
7. Ma F, Wang J, Wang Y, Wang Y, Zhong Z, Ding S. An investigation of optimum control of a spark ignition engine fueled by NG and hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy* 2008; 33: 7592-7606.
8. Michalewicz Z. *Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs*. 3rd ed. London: Springer, 1996.
9. Nowakowski J. *Model of a CI engine's working cycle and its application to choice of control parameters*. Bielsko-Biala: University Press (Dissertation in Polish), 2006.
10. Nowakowski J, Brzozowski K. Mathematical model for simulation of a working cycle of compression-ignition engine based on experimental measurements. In *proceedings of FISITA 2010 World Automotive Congress* 2010; 229: 1-8.
11. Pirker G, Chmela F, Wimmer A. Automated parameter determination for IC engine simulation models. *SAE International Journal of Engines* 2009; 2(1): 539-547.

12. Ponti F, Corti E, Serra G, De Cesare M. Common rail multi-jet diesel engine combustion model development for control purposes. SAE Technical Paper 2007; 2007-01-0383.
13. Radziszewski L, Kekez M. Application of a genetic-fuzzy system to diesel engine pressure modeling. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 2010; 46: 1-9.
14. Rezaei R, Eckert P, Seebode J, Behnk K. Zero-dimensional modeling of combustion and heat release rate in DI diesel engines. SAE International Journal of Engines 2012; 5(3): 874-885.
15. Saad C, Maroteaux F, Millet J, Aubertin F. Combustion modeling of a direct injection diesel engine using double Wiebe functions: application to HiL real-time simulations. SAE Technical Paper 2011; 2011-24-0143.
16. Savva N, Hountalas D. Detailed evaluation of a new semi-empirical multi-zone NO_x model by application on various diesel engine configurations. SAE Technical Paper 2012; 2012-01-1156.
17. Sobieszczanski M, Brzozowski K, Nowakowski J, Tekielak M. The impact of SI engine controlling parameters on the content of toxic components and smokiness of exhaust gases. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2008; 3: 53-61.
18. Thor M, Andersson I, McKelvey T. Parameterized diesel engine heat release modeling for combustion phasing analysis. SAE Technical Paper 2009; 2009-01-0368.
19. Togun NK, Baysec S. Genetic programming approach to predict torque and brake specific fuel consumption of a gasoline engine. Applied Energy 2010; 87: 3401-3408.

Oznaczenia

A_c	pole powierzchni wymiany ciepła [m ²],
B_0	dawka wtrysku [kg],
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu [kJ/ (kg·K)],
c_v	ciepło właściwe przy stałej objętości [kJ/ (kg·K)],
c_m	średnia prędkość tłoka [m/s],
c_1, c_2	stałe współczynniki wagowe,
e_i	parametry modelu,
h_c	współczynnik wymiany ciepła [W/(m ² ·K)],
m	masa czynnika [kg],
m_B	masa paliwa [kg],
n	prędkość obrotowa wału korbowego [obr/min],
p	ciśnienie [Pa],
p_i	średnie ciśnienie indykowane [Pa],
$p_{i(r)}$	średnie ciśnienie indykowane w fazie roboczej cyklu [Pa],
T	temperatura [K],
T_{sc}	temperatura ścianki [K],
V	objętość [m ³],
W_0	wartość opałowa paliwa [kJ/kg],
x_B	funkcja opisująca dynamikę procesu spalania,

X_{EGR} stopień recyrkulacji spalin,
 z_i geny w chromosomie,

Litery greckie

β współczynnik udziału fazy spalania kinetycznego,
 η_c sprawność cieplna,
 λ współczynnik nadmiaru powietrza,
 μ współczynnik przepływu,
 τ czas opóźnienia zapłonu [s].
 φ kąt obrotu wału korbowego [°OWK],
 φ_w kąt wyprzedzenia wtrysku [°OWK],
 φ_z kąt początku spalania [°OWK],
 $\Delta\varphi_s$ kąt spalania [°OWK],

Indeksy

d układ dolotowy,
 w układ wylotowy.