

6. Banerji A., Lukitsch M. J., McClory B., White D.R., Alpas A.T.: Effect of iron oxides on sliding friction of thermally sprayed 1010 steel coated cylinder bores. *Wear*, 376, 858-868, 2017.
7. Gul H., Uysal M., Akbulut H., Alp A.: Effect of PC electrodeposition on the structure and tribological behavior of Ni-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanocomposite coatings. *Surface & Coatings Technology*, 258, 1202-1211, 2014.
8. Bara M., Kmita T., Korzekwa J.: Microstructure and properties of composite coatings obtained on aluminium alloys. *Archives of Metallurgy and Materials*, 61 (3) 1107-1112, 2016.
9. Góral A., Litynska-Dobrzynska L., Kot M.: Effect of surface roughness and structure features on tribological properties of electrodeposited nanocrystalline Ni and Ni/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> coatings. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 26 (5) 2118-2128, 2017.
10. Góral A.: Nanoscale structural defects in electrodeposited Ni/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> composite coatings. *Surface & Coatings Technology*, 319, 23-32, 2017.
11. Slattery B. E., Perry T., Edrisky A.: Microstructural evolution of a eutectic Al-Si engine subjected to severe running conditions. *Materials Science and Engineering A-Structural Materials Properties Microstructure and Processing*, 512 (1-2) 76-81, 2009.
12. Slattery B.E., Edrisky A., Perry T.: Investigation of wear induced surface and subsurface deformation in a linerless Al-Si engine. *Wear*, 269 (3-4) 298-309, 2010.
13. Humienny Z. (red.): *Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) Podręcznik europejski*. WNT, Warszawa 2004.
14. Adamczak S.: *Pomiary geometryczne powierzchni, zarysy kształtu, falistość i chropowatość*. Wydawnictwa Naukowo Techniczne WNT, Warszawa 2008.
15. Norma PN-EN ISO 12180-1:2012: *Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) - Walcowość - Część 1: Terminologia i parametry kształtu walcowego*, Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa 2012.
16. Norma PN-EN ISO 12180-2:2012: *Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) - Walcowość - Część 2: Operatory specyfikacji*, Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa 2012.

**УДК 629.113**

## **METODY OCENY PODSTAWOWYCH PARAMETRÓW PROCESU SPALANIA W TŁOKOWYCH SILNIKACH SPALINOWYCH**

### **METHODS OF EVALUATION OF BASIC PARAMETERS OF COMBUSTION PROCESS IN PISTON COMBUSTION ENGINES**

**Kazimierz Lejda<sup>1</sup>, Michał Warianek<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza  
Aleja Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów*

<sup>2</sup>*Kielce University of Technology  
Aleja Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce*

*W artykule przedstawiono wybrane metody oceny podstawowych parametrów procesu spalania, dokonano oceny użyteczności i ograniczeń stosowania metod służących do określania inicjacji oraz końca procesu spalania w tłokowych silnikach spalinowych. Rozpatrywane metody bazują na danych zawartych w rzeczywistych, rozwiniętych wykresach indykatorowych. Omówione zostały ponadto podstawowe założenia termodynamiczne i zakres stosowania metody oceny procesu spalania na podstawie rzeczywistego cyklu pracy tłokowego silnika spalinowego sporządzonego w podwójnej skali logarytmicznej.*

#### **Wprowadzenie**

Proces spalania w tłokowym silniku spalinowym jest jednym z podstawowych procesów cyklu pracy silnika. Jego ocena wymaga zastosowania odpowiednich metod badawczych opartych na analizie rzeczywistego cyklu pracy. W celu osiągnięcia możliwie najkorzystniejszego efektu konwersji energii zawartej w paliwie na pracę mechaniczną wymagane jest precyzyjne sterowanie

procesami roboczymi zachodzącymi w cylindrze silnika [7]. Istotnym zagadnieniem wyżej wymienionego obszaru jest ocena oraz sterowanie procesem spalania. Tematyka ta jest poruszana przez wielu badaczy na całym świecie, a jej złożoność związana jest głównie z ilością niezależnych czynników wpływających bezpośrednio na sprawność oraz średnie ciśnienie teoretyczne cyklu pracy silnika [1,12]. Istnieje wiele metod badawczych oceny cykli pracy silników, przedstawionych i szeroko opisanych w pracach badaczy środków napędu pojazdów [7,11,15]. Stosowanie nowych paliw, dążenie do dywersyfikacji ropy naftowej oraz polityka Unii Europejskiej, zakładająca racjonalną gospodarkę energetyczną, w której transport stanowi jedną z kluczowych gałęzi przemysłu, wymaga coraz szerszego stosowania paliw nowej generacji oraz zakłada również stosowanie sprężonego gazu ziemnego CNG [16]. W Polsce zasilanie pojazdów gazem CNG nie jest zbyt rozpowszechnione, choć według wielu specjalistów jest to paliwo perspektywiczne [10]. Wymaga to przystosowania obecnie eksploatowanych oraz produkowanych silników do zasilania tymi paliwami i konieczności lepszego poznania procesu tworzenia mieszanin palnych i samego procesu ich spalania. Pociąga to za sobą konieczność opracowania i analizy metod oceny procesu spalania, które będą mogły zostać wykorzystane w procesie dalszego doskonalenia silników, głównie pod kątem sterowania, odgrywającego kluczową rolę w osiągnięciu wymaganego efektu energetycznego i zachowaniu możliwie najniższego stężenia szkodliwych składników spalin [13]. Metody oceny procesu spalania dostarczają informacji na temat wielu wskaźników odgrywających istotną rolę w ocenie sterowania silnikiem, które mogą być również wykorzystane do diagnozowania procesów wewnątrzcyldrowych [8,9]. Efektem procesów termodynamicznych, termochemicznych i wymiany ciepła, zachodzących w cylindrze tłokowego silnika wewnętrznego spalania jest wykres indykatorowy. Stanowi on ilościowe i jakościowe źródło informacji o tych procesach. Jego analiza umożliwia wyznaczenie wskaźników indykowanych silnika, charakterystyki wydzielania ciepła podczas procesu spalania, składu czynnika roboczego w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz wielu innych o mniejszym znaczeniu. Jego przebieg wpływa także na hałaśliwość pracy silnika. Przebieg krzywej wykresu indykatorowego zależy przede wszystkim od jakości oraz przebiegu procesu rozpylenia paliwa, mającego decydujący wpływ na jakość mieszanki paliwowo-powietrznej oraz właściwości aerodynamiczne powietrza i sposobu jego doprowadzania do cylindra [4]. Rozwinięty wykres indykatorowy tłokowego silnika spalinowego stanowi podstawę stosowania opisywanych metod oceny parametrów procesu spalania.

Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne układów sterowania i regulacji silników umożliwiają w szerokim zakresie modelowanie procesów składowych cykli pracy [3,6]. Różnice we właściwościach fizyko-chemicznych nowoczesnych paliw, w tym biopaliw i paliw gazowych, dyktują konieczność wnikliwej oceny wpływu zasilania nimi silników na charakterystyki ich pracy. Niewielkie odchylenie od stechiometrycznego składu mieszanki palnej w znacznym stopniu przyczynia się do zwiększenia emisji szkodliwych składników spalin [13]. Możliwość precyzyjnego dawkowania paliwa gazowego oraz zachowanie dobrego rozpylenia warunkuje prawidłowy przebieg spalania mieszanki paliwowo – powietrznej [14]. W artykule przedstawiono i scharakteryzowano kilka metod oceny procesu spalania na podstawie rozwiniętego wykresu indykatorowego. Podstawowymi parametrami jest początek i koniec trwania procesu spalania oraz czas jego trwania.

#### **Przygotowanie rzeczywistego wykresu indykatorowego do analizy**

Ocena parametrów procesu spalania na podstawie rzeczywistego wykresu indykatorowego wymaga uzyskania wiarygodnych wartości przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika. Niepowtarzalność cykli pracy otrzymywanych kolejno podczas rejestracji przebiegu ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego wymaga wstępnej obróbki danych, polegającej na uśrednieniu zdjętych doświadczalnie wykresów. Według [2] minimalna liczba cykli pracy nie powinna być mniejsza niż 33. Obecna technologia archiwizacji danych oraz oprogramowania komputerowe umożliwiają zapis sygnału ciśnienia z częstością wynoszącą 0,1° obrotu wału korbowego (°OWK)

oraz zapis znacznie większej liczby kolejnych przebiegów ciśnienia. Przygotowanie do analizy eksperymentalnie zdjętego wykresu indykatorowego musi uwzględniać dokładne i wiarygodne określenie na wykresie indykatorowym położenie tłoka w górnym zwrotnym położeniu (GZP) [2]. Uzyskany w ten sposób wykres poddawany jest dalszej obróbce, umożliwiającej wyznaczenie na jego podstawie początku i końca procesu spalania oraz czas trwania procesu spalania zależnie od zastosowanej metody analizy. Wprowadzenie dodatkowych wyników określających moment wtrysku paliwa w przypadku silników o zapłonie samoczynnym lub określenie momentu przeskoku iskry na elektrodach świecy zapłonowej w przypadku silników o zapłonie wymuszonym, umożliwia odpowiednio uzyskanie informacji o czasie trwania okresu opóźnienia samozapłonu oraz czasie trwania okresu opóźnienia zapłonu. Otrzymane wyniki mogą być obciążone błędem powodowanym przez wysokoczęstotliwościowe zakłócenia w postaci szumu. Stosowanie metod filtracji sygnału lub wygładzania zniekształca pierwotnie otrzymane informacje.

### **Charakterystyka metod analizy parametrów procesu spalania**

Istnieje wiele metod oceny parametrów procesu spalania w tłokowym silniku spalinowym. Do podstawowych sposobów oceny parametrów procesu spalania zaliczamy metodę pomiarową z zastosowaniem metod optycznych, umożliwiających określenie momentu pojawienia się i położenia płomienia oraz metody bazujące na analizie rzeczywistego wykresu indykatorowego zarejestrowanego podczas eksperymentu. W kolejnych punktach artykułu od 3.1 do 3.7 przedstawiono opis siedmiu wybranych metod oceny podstawowych parametrów procesu spalania opartych na analizie wykresu indykatorowego:

- metoda analizy procesu spalania na podstawie wykresu sporządzonego w podwójnej skali logarytmicznej,
- metoda bezpośredniego porównania ciśnień w cylindrze,
- metoda porównania pierwszej pochodnej ciśnienia w cylindrze  $dP$ ,
- metoda pochodnej logarytmicznej zmiany ciśnienia w cylindrze  $d\ln P$ ,
- metoda wykładnika politropy  $k$ ,
- metoda pierwszej pochodnej wykładnika politropy  $dk$ ,
- metoda stałych wartości wykładnika politropy  $k_c$ .

Metoda oceny parametrów procesu spalania na podstawie bezpośredniego porównania ciśnienia w cylindrze silnika (pkt 3.2) oraz bezpośredniego porównania pierwszej pochodnej ciśnienia w cylindrze (pkt 3.3) nie umożliwiają wyznaczenia końca procesu spalania, tym samym nie jest możliwe wyznaczenie czasu trwania całego procesu. W metodzie analizy procesu spalania na podstawie wykresu indykatorowego sporządzonego w podwójnej skali logarytmicznej można rozpatrywać dwa przypadki. Pierwszy opisuje parametry procesu spalania w przypadku wystąpienia początku procesu spalania przed górnym zwrotnym położeniem tłoka, natomiast drugi opisuje szczególnie przypadek podczas pracy silnika z inicjacją procesu spalania za górnym zwrotnym położeniem. Graficzną interpretację opisywanych przypadków przedstawiono na rysunku 3.1a oraz 3.1b. (podrozdział 3.1). Niektóre metody wymagają skomplikowanych obliczeń, a interpretacja otrzymanych wyników jest utrudniona. Problemy widoczne są w szczególności podczas analizy z wykorzystaniem metod  $dk$  oraz  $k_c$ , bardzo wrażliwych na szum. Wszystkie z wymienionych wyżej metod oparte są na analizie wyników uzyskanych podczas indykowania ciśnienia w cylindrze silnika. Obliczenia przeprowadzane są z wykorzystaniem wcześniej sporządzonego, uśrednionego wykresu indykatorowego.

### **Metoda analizy procesu spalania na podstawie wykresu sporządzonego w podwójnej skali logarytmicznej**

Ocena parametrów procesu spalania z wykorzystaniem wykresu indykatorowego sporządzonego w podwójnej skali logarytmicznej wymaga wprowadzenia założenia, że cylinder silnika stanowi zamknięty układ termodynamiczny, czyli brak jest upustu czynnika roboczego przez nieszczelności złożeń tłok–pierścienie–cylinder oraz brak występowania nieszczelności na

zaworach dolotowych i wylotowych. Założenie umożliwia traktowanie procesów wewnątrzcyldrowych w postaci przemian politropowych kompresji i ekspansji opisywanych równaniem [5]:

$$pV^n = B = \text{const.} \quad (1)$$

gdzie:  $p$  – ciśnienie,  $V$  – objętość,  $n$  – wykładnik politropy.

Do powyższego równania wprowadzono wartości bezwymiarowe ciśnienia  $\bar{p}$  oraz objętości  $\bar{V}$  w celu możliwości matematycznej interpretacji uzyskanych wartości [1]:

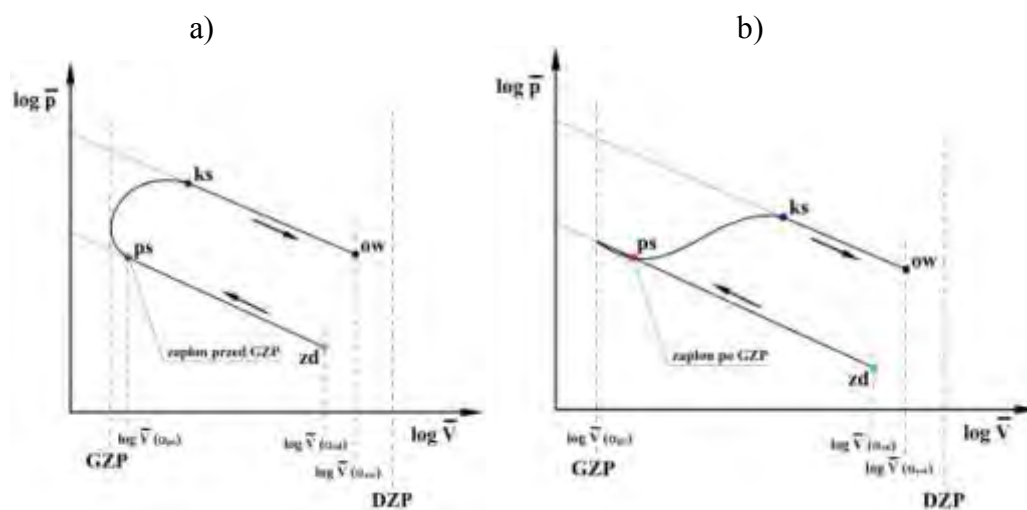
$$\bar{p} = \frac{p}{p_o} \quad \text{oraz} \quad \bar{V} = \frac{V}{V_c} \quad (2)$$

gdzie:  $p_o$  – ciśnienie otoczenia,  $V_c$  – objętość komory spalania,  $p$ ,  $V$  – chwilowe wartości ciśnienia i objętości cylindra.

Stosując uzyskane wartości bezwymiarowe w równaniu (1), a następnie je logarytmując i porządkując, otrzymano równanie linii prostej postaci:

$$\log \bar{p} = -n \log \bar{V} + C \quad (3)$$

Postać równania (3) wskazuje, że wartość wykładnika przemiany politropowej jest tangensem kąta nachylenia prostej do osi odciętej układu logarytmicznego. Procesy kompresji i ekspansji rzeczywistego wykresu indykatorowego przedstawione w podwójnej skali logarytmicznej umożliwiają wyznaczenie wartości wykładników przemian politropowych. Początek procesu spalania będzie określony punktem oderwania krzywej logarytmów bezwymiarowych wartości ciśnienia w cylindrze od wyznaczonej prostej dla przypadku zainicjowania procesu spalania przed GZP (rys. 1a), lub punktem przecięcia krzywej logarytmów z tą prostą w przypadku wystąpienia zapłonu za górnym zwrotnym położeniem tłoka GZP (rys. 1b).



Rys. 1. Graficzne przedstawienie metody oceny parametrów procesu spalania; wystąpienie zapłonu przed górnym zwrotnym położeniem tłoka (a) oraz za górnym zwrotnym położeniem tłoka (b): ps – początek procesu spalania, ks – koniec procesu spalania, zd – zamknięcie zaworu dolotowego, ow – otwarcie zawodu wylotowego

### Metoda bezpośredniego porównania ciśnień w cylindrze

Metoda bezpośredniego porównania ciśnień w cylindrze jest jedną z metod badawczych wykorzystujących dane pomiarowe uzyskane podczas indykowania silnika. Służy do wyznaczenia momentu inicjacji procesu spalania oraz opóźnienia zapłonu. Nie jest natomiast możliwe wyznaczenie tą metodą czasu trwania procesu spalania. Wyznaczenie momentu inicjacji procesu spalania określone jest jako punkt gwałtownego odchylenia krzywej ciśnienia cyklu ze spalaniem od krzywej ciśnienia cyklu bez spalania. Ilustrację metody przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Graficzne przedstawienie metody bezpośredniego porównania ciśnień w cylindrze:  $\alpha_{pw}$  – kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa,  $\alpha_{os}$  – kąt opóźnienia samozapłonu

Metoda ta wymaga sporządzenia przebiegów ciśnienia w cylindrze zarówno dla cyklu pracy silnika ze spalaniem i bez spalania. Wymagane jest specjalistyczne wyposażenie stanowiska umożliwiające przeprowadzenie cyklu bez spalania. Uzyskane w ten sposób wyniki dla cyklu bez spalania mogą nie być miarodajne do uzyskanych dla cyklu ze spalaniem. Celowość pozyskania wyników dla cyklu bez spalania przy użyciu wymaganego wyposażenia stanowi ingerencję w pracę silnika. Analiza porównawcza wartości przebiegów ciśnienia pochodzących z cyklu ze spalaniem i bez spalania może być obciążona błędem, gdyż porównuje się wyniki uzyskane z dwóch znacznie odmiennych stanów silnika. Szумы mogą powodować utrudnienia porównywania rozrzutów wartości przebiegów ciśnienia. Dlatego też przyjęto wprowadzenie kryterium różnic wartości porównywanych ciśnień. Kryterium porównawcze dla metody P znajduje się w przedziale od 3% do 10%. Zgodnie z kryterium 3% uznaje się wystąpienie zapłonu (gdy wartość różnicy ciśnienia cyklu ze spalaniem i bez spalania osiągnie 3%).

#### Metoda porównania pierwszej pochodnej ciśnienia w cylindrze dP

Okres opóźnienia samozapłonu w niniejszej metodzie wyznaczany jest w oparciu o porównanie przebiegu pierwszej pochodnej ciśnienia podczas cyklu ze spalaniem i pierwszej pochodnej ciśnienia cyklu bez spalania. Początek procesu spalania określany jest przez odchylenie pierwszej pochodnej zmiany ciśnienia cyklu ze spalaniem od krzywej reprezentującej wartość pierwszej pochodnej ciśnienia cyklu bez spalania. Opcjonalnie, można wykorzystać do obliczeń przebiegi drugiej pochodnej ciśnienia w cylindrze silnika. Graficzną ilustrację metody przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Graficzne przedstawienie metody wyznaczania opóźnienia samozapłonu na podstawie przebiegu wartości pierwszej pochodnej ciśnienia w cylindrze:  $\alpha_{pw}$  – kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa,  $\alpha_{os}$  – kąt opóźnienia samozapłonu

Podobnie jak w metodzie P, również w tej wymagane jest posiadanie przebiegu ciśnienia w cylindrze cyklu bez procesu spalania. Wadą metody jest brak możliwości wyznaczenia końca procesu spalania.

### Metoda pochodnej logarytmicznej zmiany ciśnienia w cylindrze $dlnP$

Idea metody opiera się o wykorzystanie pochodnej logarytmicznej przebiegu zmiany ciśnienia w cylindrze silnika. Początek i koniec procesu spalania określony jest za pomocą dwóch punktów charakterystycznych przebiegu pochodnej logarytmicznej zmiany ciśnienia, którymi są dwie lokalne wartości minimalne krzywej  $dlnP$  sporządzonej w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Przebieg wartości tej krzywej opisuje równanie:

$$\frac{d(lnp)}{d\alpha} = \frac{lnp_{i+1} - ln p_i}{\alpha_{i+1} - \alpha_i} \quad (4)$$

gdzie:  $p$ ,  $\alpha$  – wielkości bezwymiarowe.

Na rysunku 4 przedstawiono graficzną ilustrację metody.



Rys. 4. Graficzna interpretacja wyznaczania parametrów procesu spalania na podstawie przebiegów pochodnej logarytmicznej zmiany ciśnienia w cylindrze silnika:  $\alpha_{pw}$  – kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa,  $\alpha_{os}$  – kąt opóźnienia samozapłonu

W metodzie tej do określenia parametrów spalania nie jest wymagane posiadanie przebiegu ciśnienia w cylindrze z cyklu bez spalania. Metoda  $dlnP$  pozwala wyznaczyć zarówno początek i koniec procesu spalania. Wadą metody jest występujące duże rozproszenie danych. Dla dużych kątów wyprzedzenia zapłonu metoda ta daje wyniki obarczone znacznym błędem, gdyż następuje zanikanie pierwszego szczytu minimum wyznaczającego początek spalania. Nasilenie szumów przy pomiarach dla dużych kątów wyprzedzenia zapłonu również utrudnia odnalezienie charakterystycznego lokalnego minimum, wskazującego punkt inicjacji procesu spalania. Wprowadza to również błędy w określeniu opóźnienia zapłonu i czasu trwania procesu spalania.

### Metoda wykładnika politropy $k$

W metodzie tej wyznaczenie parametrów spalania oparte jest o wartości wykładnika politropy  $k$ . Wartość wykładnika politropy wyznaczana jest ze wzoru:

$$k = - \frac{\frac{dp}{p}}{\frac{dV}{V}} \quad (5)$$

gdzie:  $p$  – ciśnienie w cylindrze silnika,  $V$  – objętość czynnika roboczego w cylindrze,  $dp$  – pierwsza pochodna ciśnienia w cylindrze,  $dV$  – pierwsza pochodna objętości cylindra.

W celu określenia parametrów spalania porównuje się przebiegi wykładnika politropy dla cyklu pracy silnika ze spalaniem i bez spalania. Początek procesu spalania określony jest poprzez

punkt rozchodzenia się krzywych, natomiast koniec procesu spalania wyznacza punkt ponownego złączenia przebiegów. Metoda ta została przedstawiona na rysunku 5.



Rys. 5. Graficzna interpretacja wyznaczania parametrów procesu spalania z wykorzystaniem metody wykładnika politropy  $k$ :  $\alpha_{pw}$  – kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa,  $\alpha_{os}$  – kąt opóźnienia samozapłonu

Wadą tej metody jest duży wpływ jakości danych pomiarowych na ostateczny wynik. Dzieje się tak głównie dlatego, że w algorytmie obliczeń używa się funkcji różniczkowania. Różniczkowanie jest działaniem matematycznym eksponującym różnice wartości wejściowych. Dlatego pozornie łagodny przebieg po przeprowadzeniu operacji różniczkowania ujawnia wszelkiego rodzaju minimalne zaburzenia, np. szumy sygnału wejściowego.

#### Metoda pierwszej pochodnej wykładnika politropy $dk$

Metoda bazuje na danych otrzymanych w wyniku indykowania silnika. Służą one do wyznaczenia przebiegu wartości wykładnika politropy sprężania  $k$ . W metodzie tej wykorzystuje się pochodną wykładnika politropy sprężania. Wzór służący do wyznaczenia wartości wykładnika politropy ma następującą postać:

$$k_i = \frac{\log \frac{p_i}{p_{i-1}}}{\log \frac{V_{i-1}}{V_i}} \quad (6)$$

gdzie:  $p_{i-1}$  – rzeczywista wartość ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego  $\alpha_{i-1}$ ,  $p_i$  – rzeczywista wartość ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego  $\alpha_i$ ,  $V_{i-1}$  – obliczeniowa wartość objętości cylindra dla kąta obrotu wału korbowego  $\alpha_{i-1}$ ,  $V_i$  – obliczeniowa wartość objętości cylindra dla kąta obrotu wału korbowego  $\alpha_i$ .

Otrzymane na podstawie wzoru (6) wartości wykładnika politropy, są następnie poddawane operacji różniczkowania:

$$dk(\alpha) = \frac{dk_i}{d\alpha} \quad (7)$$

Wynikiem równania (7) jest przebieg pochodnej politropy sprężania w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika. W oparciu o otrzymany przebieg możliwe jest wyznaczenie okresu opóźnienia samozapłonu. Metodę stosuje się w celu wyznaczenia granic procesu spalania w silniku. Jako punkty początku i końca procesu spalania przyjmujemy momenty, dla których krzywa  $dk/d\alpha$  przyjmuje wartość zero. Metoda ta nie wymaga posiadania przebiegu wykładnika politropy sprężania dla cyklu bez spalania, czyli niepotrzebne są również przebiegi ciśnienia procesu kompresji. Graficzną ilustrację przedstawiającą opisywaną metodę umieszczono na rysunku 6.



Rys. 6. Ilustracja metody oceny parametrów procesu spalania z wykorzystaniem wartości pierwszej pochodnej wykładnika politropy  $dk$ :  $\alpha_{pw}$  – kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa,  $\alpha_{os}$  – kąt opóźnienia samozapłonu

### Metoda stałych wartości wykładnika politropy $kc$

Wyznacznikiem początku i końca procesu spalania są odpowiednio punkty oderwania krzywej  $\frac{dk}{d\alpha}$  od wartości stałej (zainicjowanie procesu spalania) i ponownego przyjęcia przez nią wartości stałej (koniec procesu spalania). Jak w uprzednio omawianych metodach, również i w tej korzystamy z wyników otrzymanych w procesie indykowania silnika (rzeczywistej wartości ciśnienia w cylindrze i odpowiadającego jej kąta obrotu wału korbowego). Na rysunku 7 przedstawiono graficznie opisywaną metodę.

Dla różnych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu zebrane dane odznaczają się dość dużym rozrzutem. Stwarza to trudności w określeniu punktów oderwania i powrotu do prostej poziomej przyjmującej stałą wartość, która jest odpowiednikiem początku i końca procesu spalania.



Rys. 7. Graficzne przedstawienie metody wyznaczania rozpoczęcia oraz zakończenia procesu spalania w oparciu o stałe wartości wykładnika politropy  $kc$ , umożliwiającą określenie opóźnienia samozapłonu:  $\alpha_{pw}$  – kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa,  $\alpha_{os}$  – kąt opóźnienia samozapłonu

### Podsumowanie

Ocena procesu spalania w tłokowym silniku spalinowym jest problemem bardzo złożonym i nadal stanowi przedmiot licznych prac naukowo – badawczych. Ciągłe dążenie do zmniejszenia szkodliwego oddziaływania silników na środowisko podyktowane obostrzeniami norm emisji spalin oraz racjonalizacja procesów wewnątrzcyldrowych zmierzająca w kierunku uzyskania jak największej efektywności konwersji energii chemicznej zawartej w paliwie, wymaga dostosowania



narzędzi umożliwiających ocenę podstawowych parametrów procesów zachodzących w cylindrze. Są nimi metody oceny jednego z najistotniejszych składowych cyklu pracy, czyli procesu spalania, który w zasadniczy sposób wpływa na tworzenie szkodliwych składników spalin w cylindrze i odgrywa kluczową rolę w sprawności silnika. Spośród charakteryzowanych metod wyróżnić możemy te, które wymagają cykli pracy silnika ze spalaniem i bez spalania. Zaliczamy do nich metodę bezpośredniego porównania ciśnienia w cylindrze oraz metodę porównania pierwszej pochodnej ciśnienia. Te proste metody pozwalają na wyznaczenie jedynie momentu zainicjowania procesu spalania oraz wyznaczenie okresu opóźnienia zapłonu mieszanki palnej. Metody wykładnika politropy  $k$ , stałej wartości wykładnika politropy  $k_c$  oraz pierwszej pochodnej wykładnika politropy  $dk$ , są wrażliwe na poziom szumu. Ograniczeniem w stosowaniu metody pochodnej logarytmicznej zmiany ciśnienia w cylindrze silnika  $dlnP$  jest praca silnika przy dużych kątach wyprzedzenia zapłonu oraz spalanie mieszanek ubogich. Przedstawione w artykule metody oceny podstawowych parametrów procesu spalania wykazują wady oraz zalety, dlatego ich wykorzystaniu musi towarzyszyć intuicja badacza oraz rzetelna ocena i weryfikacja otrzymywanych wyników.

### Literatura

1. Ambrozik A.: Analiza cykli pracy czterosurowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2010.
2. Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
3. Ambrozik A., Kurczyński D., Łagowski P, Warianek M.: External speed – torque characteristics of Fiat 0,9 TwinAir petrol and CNG fuelled engine, *Combustion Engines*, 2017, 171(4).
4. Ambrozik A., Ambrozik T., Kurczyński D., Łagowski P.: Interpolacja rzeczywistego wykresu indykatorowego silnika o zapłonie samoczynnym za pomocą funkcji sklepanych, *Autobusy*, 2012, nr 4.
5. Ambrozik T., Kosno M.: Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na okres opóźnienia samozapłonu w silniku o zapłonie samoczynnym, *Logistyka*, 2014, nr 6.
6. Chen D., Sun R., Wu Y., Wang B.: A research on compressed natural gas engine fuel supply system for prototyping based on AMEsim, *Applied Energy Technology*, 724–725, 2013.
7. Coney M.W., Linnemann C., Abdallah H. S.: A thermodynamic analysis of a novel high efficiency reciprocating internal combustion engine - the isoengine, *Energy* 2004, 29(12).
8. Gajek A., Juda Z.: Czujniki, WKiŁ, Warszawa 2015.
9. Kneba Z., Makowski S. S.: Zasilanie i sterowanie silników. WKiŁ, Warszawa 2004.
10. Kurczyński Sz., Liszka K., Łaciak M., Kyc K., Olinyk A., Szurlej A.: Wpływ zastosowania paliw alternatywnych w transporcie, ze szczególnym uwzględnieniem CNG, na ograniczenie emisji zanieczyszczeń powietrza, *Energy – Policy Journal*, Volume 19, 2016, Pages 91-104.
11. Oppenheim A. K.: *Combustion In Piston Engines, Technology, Evolution, Diagnosis and Control*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2004.
12. Paden B. A., Snyder S., Paden B. E.: Modeling and control of an electromagnetic variable valve actuation system. *Ieee-Asme Trans Mechatronics*, 2015, 20(6).
13. Przybyła G.: Studium stosowania biopaliw gazowych do zasilania silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2015.
14. Romaniszyn K.: Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG, WNT, Warszawa 2007.
15. Zervas E.: Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine, *Energy*, Volume 30, 2005, Pages 1803-1816.
16. <http://eur-lex.europa.eu>: Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/94/UE z dnia 22 października 2014 r. w sprawie rozwoju infrastruktury paliw alternatywnych.