

# SPOSÓB OCENY PRZEBIEGU WYDZIELANIA CIEPŁA W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM Z WTRYSKIEM BEZPOŚREDNIM

**Marek J. Staś**

*Katedra Ciepłych Maszyn Tłokowych  
Politechnika Łódzka Filia w Bielsku-Białej  
ul. Kustronia 99*

*43-309 Bielsko-Biała*

*Tel.: (033) 814 35 31, Fax: (033) 814 79 64*

*e-mail: [stasmjmm@aristo.pb.bielsko.pl](mailto:stasmjmm@aristo.pb.bielsko.pl)*

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono sposób pozwalający na szybką ocenę procesu wydzielania ciepła realizowanego w silniku, obliczonego w oparciu o zmierzony wykres indykatorowy. Do oceny zastosowano obieg porównawczy składający się z politrop sprężania i rozprężania o stałych wykładnikach, oraz doprowadzania ciepła przy quasi-stałych: objętości, ciśnieniu i temperaturze. Analiza obiegu porównawczego wykazała, że zarówno początek jak i okres trwania spalania powinny być dobierane w zależności od wielkości wykładnika politropy rozprężania oraz ilości ciepła wydzielonego podczas spalania (obciążenia silnika). Ocena procesu wydzielania ciepła polega zatem na sprawdzeniu, czy jest on optymalny z punktu widzenia jednostkowego zużycia paliwa dla danego wykładnika politropy rozprężania i obciążenia silnika. Praktyczne wykorzystanie przedstawionego sposobu oceny przebiegu wydzielania ciepła zostało przedstawione na przykładach zmierzonych wykresów indykatorowych turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym, z wtryskiem bezpośrednim.

## 1. Wprowadzenie

Ocena przebiegu wydzielania ciepła stanowi zasadniczy element całości analizy procesów zachodzących w silniku, bowiem początek i okres trwania spalania decydują w zasadzie o jakości procesu zamiany energii cieplnej na pracę.

Jednym z częściej stosowanych sposobów energetycznej oceny procesu spalania jest metoda oparta na określeniu położenia środka ciężkości pola wykresu przebiegu wydzielania ciepła względem górnego martwego punktu (GMP) tłoka. [1] Podstawą tej metody jest doświadczalny wniosek, że środek ciężkości wykresu przebiegu wydzielania ciepła optymalnego z punktu widzenia sprawności, powinien znajdować się w obszarze od 6 do 10<sup>0</sup>OWK po GMP. Parametr ten jest na tyle uniwersalny, że może być wykorzystany również jako wielkość sterująca kątem wyprzedzenia zapłonu. Metoda ta ma jednakże zastosowanie w przypadku silników o zapłonie iskrowym (ZI), bowiem przebieg wydzielania ciepła w tych silnikach wydłuża się w miarę spadku obciążenia (przymykania przepustnicy) a ponadto, charakteryzuje się symetrią tzn. maksymalna szybkość wydzielania ciepła osiągana jest mniej więcej w połowie procesu. Właściwość taka powoduje, że podany wyżej zakres optymalnego położenia środka ciężkości jest stosunkowo wąski.

Wspomniana właściwość wykresu wydzielania ciepła nie występuje w przypadku silników o zapłonie samoczynnym (ZS). Chociaż środek ciężkości dla tych wykresów jest również wyznaczany i stanowi jeden z elementów oceny procesu spalania, to jednak jego położenie względem GMP nie stanowi jednoznacznego kryterium dla uzyskania optymalnej sprawności

w danych warunkach pracy silnika. Ocena przebiegu wydzielania ciepła w tych silnikach obejmuje zatem więcej parametrów, jak np.: początek i kąt trwania spalania, kąty obrotu wału korbowego (OWK) przy których spalona została jakaś określona część paliwa np.: 2, 5, 10, 50, 90 procent. Wielkości te same w sobie opisują wprawdzie spalanie, lecz nie pozwalają na wyciągnięcie wniosków ilościowych dotyczących zmian sprawności obiegu. Próbą ominięcia tej wady jest różnicowa metoda analizy przebiegu ciśnienia, przy czym służy ona raczej do porównywania różnych przebiegów między sobą niż do bezwzględnej oceny. [2]

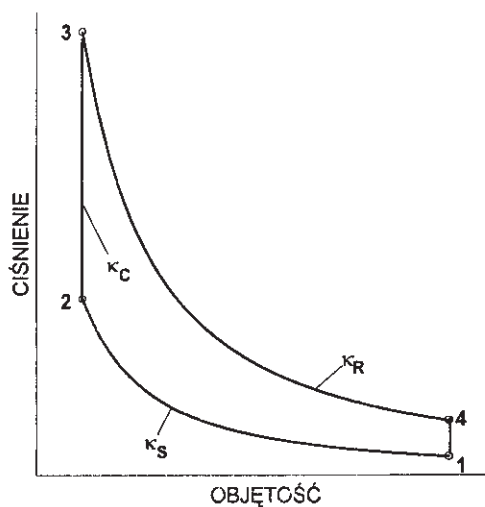
Ogólnie biorąc, analizy procesu spalania dokonywane w oparciu o przebieg wydzielania ciepła mają jedną wspólną słabość. Nie pozwalają one na ustalenie, czy proces spalania został przeprowadzony w sposób optymalny tzn. tak, aby uzyskać największą możliwą sprawność obiegu w warunkach panujących w silniku. Bezwzględna ocena procesu spalania polega raczej na określeniu, w jakim stopniu przebieg wydzielania ciepła jest odległy od idealnego sposobu doprowadzania ciepła przy stałej objętości wynikającego z analizy tzw. obiegu teoretycznego Otto. [3]

Rozważania przeprowadzone przez autora wykazały, że ta słaba strona analiz procesu spalania ma swoje źródło już w samym sposobie podejścia do obiegów porównawczych. [4], [5] W oparciu o rozważania termodynamiczne określony został obieg porównawczy dla procesu rzeczywistego, umożliwiającą ocenę przebiegu wydzielania ciepła w silniku.

## 2. Obieg porównawczy silnika

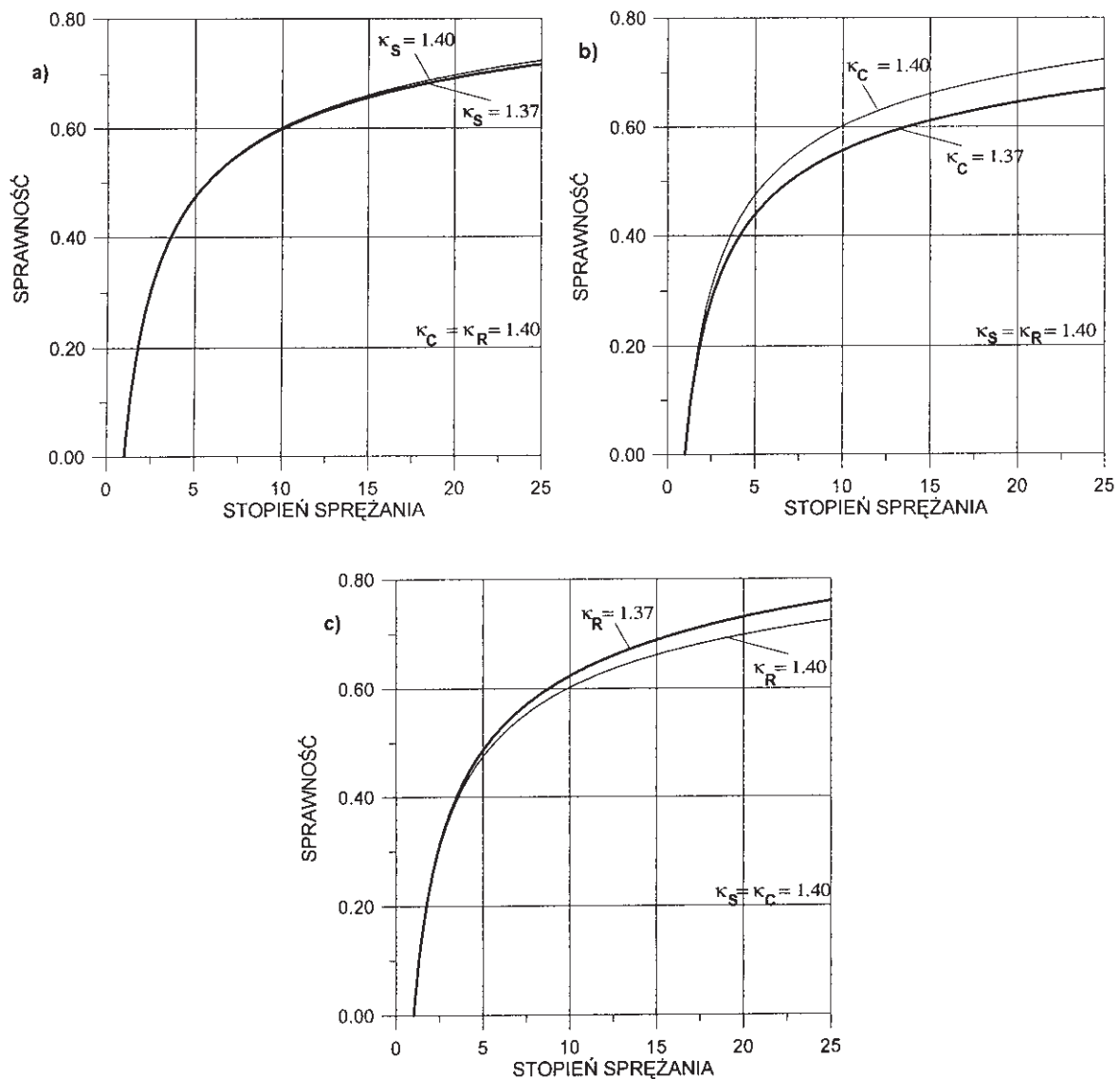
### 2.1. Podstawy teoretyczne

Obieg porównawczy silnika zdefiniowany został w oparciu o analizę sprawności obiegu teoretycznego z doprowadzaniem ciepła przy stałej objętości, która szczegółowo przedstawiona jest w publikacjach [4] i [5] Obieg taki pokazany został na rys. 1. W odróżnieniu od klasycznego obiegu Otto, dopuszczono tutaj zróżnicowanie wielkości wykładnika  $\kappa = c_p/c_v$  w poszczególnych głównych fazach obiegu tzn. podczas sprężania 1-2  $\kappa_S$ , doprowadzania ciepła 2-3  $\kappa_C$  oraz rozprężania 3-4  $\kappa_R$ . W ten sposób uwzględniona jest jakość procesów zachodzących w silniku. Wszystkie pozostałe założenia pozostały bez zmian.



Rys. 1. Obieg teoretyczny z doprowadzaniem ciepła przy stałej objętości

Podobnie jak dla obiegu Otto, sprawność obiegu na rys. 1 wzrasta wraz ze zwiększaniem stopnia sprężania  $\varepsilon$ . Zróżnicowany, i nie tak oczywisty jak w obiegu Otto, jest natomiast wpływ poszczególnych wykładników na sprawność. Został on przykładowo zilustrowany na rys. 2. Sprawność obliczana jest tutaj jako stosunek różnicy pomiędzy pracą rozprężania 3-4 a pracą sprężania 1-2 odniesionej do ilości doprowadzonego ciepła.



Rys. 2. Wpływ wielkości wykładników  $\kappa_S$  (a),  $\kappa_C$  (b) i  $\kappa_R$  (c) na sprawność obiegu teoretycznego z doprowadzaniem ciepła przy stałej objętości

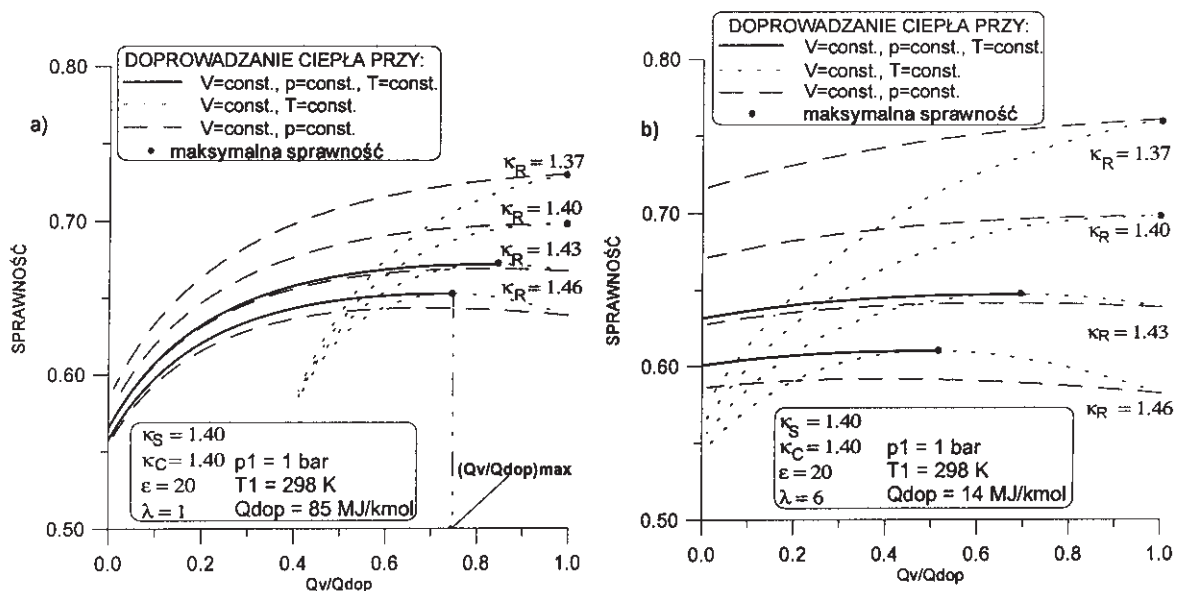
Sprawność obiegu rośnie gdy:

- **rośnie** wykładnik  $\kappa_S$  podczas sprężania (rys. 2a)
- **rośnie** wykładnik  $\kappa_C$  podczas doprowadzania ciepła (rys. 2b), oraz
- **maleje** wykładnik  $\kappa_R$  podczas rozprężania (rys. 2c)

Wpływ ilościowy wykładnika  $\kappa_S$  podczas sprężania jest niewielki w porównaniu z dwoma pozostałymi. Wykładniki  $\kappa_C$  i  $\kappa_R$  odnoszą się do następujących po sobie faz obiegu (doprowadzania ciepła i rozprężania) a wymagania w stosunku do ich wielkości są

przeciwstawne tzn. pierwszy powinien być możliwie duży, drugi zaś – możliwie mały. Uzyskanie największej możliwej sprawności obiegu wymaga zatem znalezienia kompromisu pomiędzy wartościami  $\kappa_C$  i  $\kappa_R$ . Intuicja podpowiada, że znaczącą rolę w poszukiwaniu takiego kompromisu będą odgrywały inne sposoby doprowadzania ciepła niż tylko przy stałej objętości tzn. przy stałym ciśnieniu i stałej temperaturze.

Wyniki obliczeń i analiz przeprowadzone w pracy [5] wykazały, że sposób doprowadzania ciepła dla uzyskania największej możliwej sprawności obiegu, jest uzależniony od wzajemnej relacji pomiędzy wykładnikami  $\kappa_C$  i  $\kappa_R$ . Zależność ta zilustrowana jest na rys. 3.



Rys. 3. Zależność sprawności obiegu od udziału ciepła doprowadzonego przy stałej objętości  $Q_v/Q_{DOP}$  dla dużej (a) i małej (b) ilości doprowadzonego ciepła

Na rys. 3 przedstawiono zależności pomiędzy sprawnością obiegu a udziałem ciepła doprowadzonego przy stałej objętości w stosunku do całości doprowadzonego ciepła  $Q_v/Q_{DOP}$ . Jeżeli  $Q_v/Q_{DOP}$  jest równe jeden, wówczas całość ciepła doprowadzana jest przy stałej objętości. Jeżeli zaś  $Q_v/Q_{DOP}$  jest mniejsze niż jeden, wówczas pozostała ilość ciepła doprowadzana jest bądź tylko przy stałej temperaturze (linia kropkowana), bądź tylko przy stałym ciśnieniu (linia przerywana), bądź też przy ich kombinacji (linia ciągła) dającej największą sprawność.

Z rys. 3 widać, że doprowadzenie całości ciepła przy stałej objętości daje największą sprawność (zaznaczoną punktami) jedynie w przypadkach, gdy wykładnik podczas doprowadzania ciepła  $\kappa_C$  jest większy lub równy wykładnikowi podczas rozprężania  $\kappa_R$  (dwa pierwsze przypadki od góry na obu wykresach). Jeżeli natomiast wykładnik  $\kappa_C$  jest mniejszy niż wykładnik  $\kappa_R$ , wówczas największa sprawność uzyskiwana jest dla doprowadzania ciepła częściowo przy stałej objętości, częściowo zaś – przy stałej temperaturze.

Wielkość wykładnika  $\kappa$  jest zależna głównie od składu gazu roboczego w cylindrze oraz jego temperatury. [3] Ponieważ w silniku średnia temperatura gazu podczas rozprężania jest niższa niż średnia temperatura podczas doprowadzania ciepła (spalania), można zatem przyjąć, że średni wykładnik podczas doprowadzania ciepła  $\kappa_C$  jest mniejszy niż średni wykładnik podczas rozprężania  $\kappa_R$ . Dlatego też, największa sprawność uzyskiwana jest przy doprowadzaniu ciepła częściowo przy stałej objętości i częściowo przy stałej temperaturze.

Udział ciepła doprowadzonego przy stałej objętości odpowiadający każdorazowo maksymalnej sprawności oznaczono jako  $(Q_V/Q_{DOP})_{MAX}$  (rys. 3a). Udział ten zmniejsza się w miarę wzrostu różnicy pomiędzy wykładnikami  $\kappa_R - \kappa_C$ .

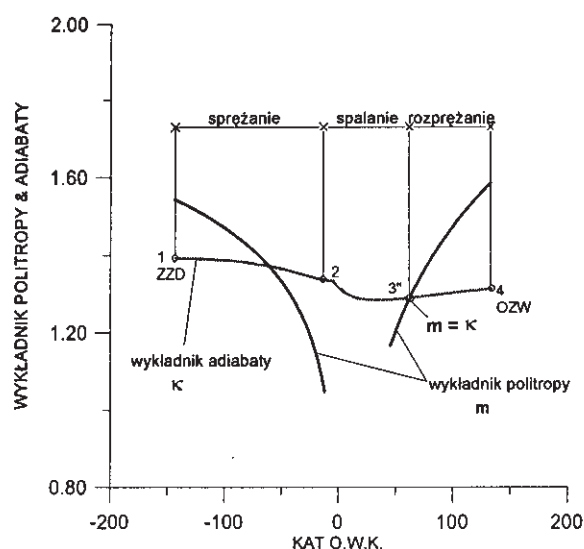
Z wykresów na rys. 3 wynika, że przebieg wydzielania ciepła musi być realizowany w zależności od warunków występujących podczas rozprężania, które wyrażone są poprzez wielkość wykładnika adiabaty  $\kappa_R$ . Jednakże, w obiegu porównawczym służącym do oceny rzeczywistego procesu należy w miejsce wykładników adiabaty wprowadzić wykładniki politropy, które zawierają także wymianę ciepła.

## 2.2. Obieg porównawczy silnika

Obieg porównawczy silnika musi uwzględniać zjawiska występujące w rzeczywistym silniku. Chodzi tutaj głównie o wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem a ściankami przestrzeni spalania oraz straty występujące podczas spalania. W miejsce dotychczasowych wykładników adiabaty podczas sprężania  $\kappa_S$  i rozprężania  $\kappa_R$  zostaną zatem wprowadzone średnie wykładniki politropy, odpowiednio, sprężania  $m_S$  i rozprężania  $m_R$ . Sformułowane w p. 2.1. wnioski dotyczące pożądaných wartości  $\kappa_S$  i  $\kappa_R$  odnoszą się teraz do wykładników, odpowiednio,  $m_S$  i  $m_R$  tzn.  $m_S$  powinien być możliwie duży a  $m_R$  – możliwie mały. Różnica pomiędzy wartościami wykładnika politropy  $m$  i wykładnika adiabaty  $\kappa$  informuje o wielkości strat wymiany ciepła. Znak tej różnicy wskazuje natomiast na kierunek przepływu ciepła. Jednakże, konieczne jest tutaj rozróżnienie pomiędzy sprężaniem i rozprężaniem, i tak:

- ciepło jest oddawane od gazu roboczego do ścianek jeżeli: dla sprężania  $m_S < \kappa_S$  a dla rozprężania  $m_R > \kappa_R$
- ciepło jest doprowadzane do gazu roboczego jeżeli: dla sprężania  $m_S > \kappa_S$  a dla rozprężania  $m_R < \kappa_R$
- jeżeli  $m_S = \kappa_S$  bądź też  $m_R = \kappa_R$ , wówczas brak jest wymiany ciepła tzn. przemiana jest adiabatyczna

Wykładniki politropy można wyznaczyć na podstawie zmierzonego wykresu indykatorowego. Na rys. 4 przedstawiono przykładowe przebiegi chwilowych wartości wykładników politropy  $m$  oraz adiabaty  $\kappa$  w funkcji kąta obrotu wału korbowego (OWK).



Rys. 4. Chwilowe wartości wykładników politropy  $m$  i adiabaty  $\kappa$

Średnie wartości wykładników politropy sprężania  $m_s$  i rozprężania  $m_R$  wyznaczyć można z przekształconych równań politropy, odpowiednio:

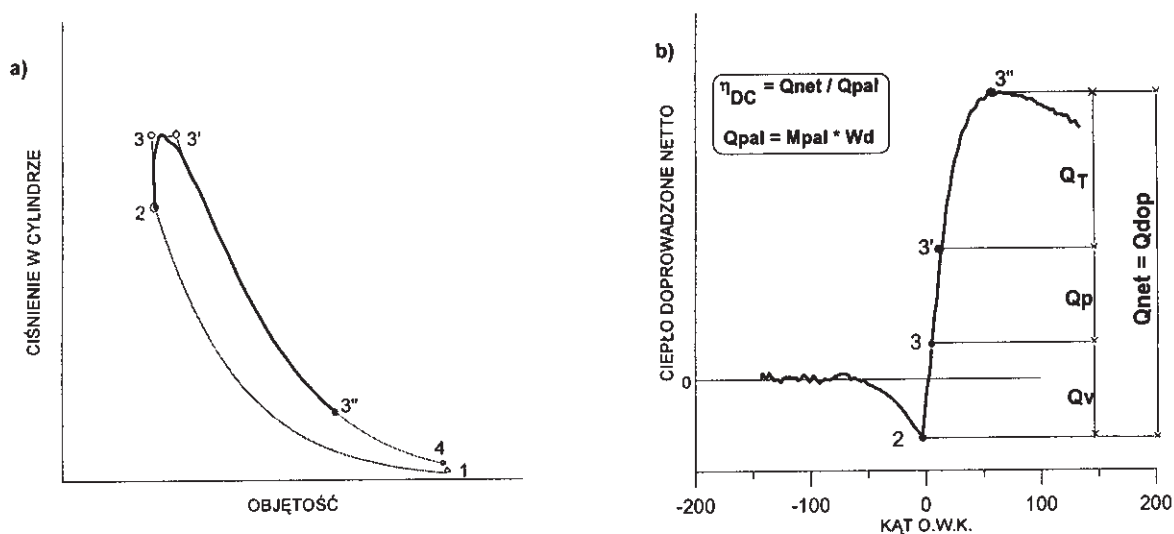
$$m_s = \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log V_1 - \log V_2} \quad \text{oraz} \quad m_R = \frac{\log p_{3''} - \log p_4}{\log V_4 - \log V_{3''}} \quad (1)$$

Indeksy dla wartości ciśnień  $p$  oraz objętości  $V$  w równaniach (1) odpowiadają następującym położeniom kątowemu wału korbowego:

- 1 – zamknięcie zaworu dolotowego (ZZD)
- 2 – początek spalania (wydzielania ciepła)
- 3'' – koniec wydzielania ciepła (chwilowe wartości  $m$  i  $\kappa$  są równe)
- 4 – otwarcie zaworu wylotowego (OZW)

Na rys. 5 przedstawiono zasadę opisu zmierzonego wykresu indykatorowego za pomocą obiegu porównawczego (rys. 5a) oraz podziału ciepła wydzielonego netto  $Q_{net}$  na część doprowadzoną przy stałej objętości  $Q_v$  (2-3) przy stałym ciśnieniu  $Q_p$  (3-3') oraz przy stałej temperaturze  $Q_T$  (3'-3'').

Straty występujące podczas spalania (wymiana ciepła, dysocjacja) są uwzględnione poprzez sprawność doprowadzania ciepła zdefiniowaną na rys. 5b jako stosunek ciepła doprowadzonego netto  $Q_{net}$  do całości ciepła doprowadzonego z dawką paliwa  $Q_{pal} = \text{masa paliwa} \times \text{wartość opałowa}$ .



Rys. 5. Opis obiegu rzeczywistego przy pomocy obiegu porównawczego

Położenia kątowe punktów 2, 3, 3' i 3'' wyznaczane są z następujących warunków:

- punkt 2

$$\frac{dQ_{net}}{d\varphi} = 0 \quad (2)$$

- punkt 3

$$T_3 = \frac{p_3 V_2}{M_k R} \quad (3)$$

gdzie ciśnienie  $p_3$  odpowiada maksymalnemu ciśnieniu w cylindrze  $p_{max}$



- punkt 3'

$$V_{3'} = \frac{M_k R T_{3'}}{p_3} \quad (4)$$

gdzie temperatura  $T_{3'}$  odpowiada maksymalnej temperaturze  $T_{\max}$

- punkt 3''

$$m = \kappa \quad (5)$$

Ilość ciepła netto  $Q_{\text{net}}$  jest obliczana na podstawie równania bilansu 1. zasady termodynamiki:

$$Q_{\text{net}} = \int_{\varphi_2}^{\varphi_3''} \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} p dV + \frac{1}{\kappa-1} V dp \right) \quad (6)$$

gdzie:  $\kappa$  - wykładnik adiabaty gazu w cylindrze w funkcji temperatury i składu gazu

Stopień sprężania  $\varepsilon$  w obiegu porównawczym jest wyznaczany indywidualnie dla każdego rozpatrywanego przypadku jako stosunek objętości cylindra dla położenia tłoka w dolnym martwym punkcie  $V_{\text{DMP}}$  do objętości w punkcie 2 tzn. kiedy rozpoczyna się proces spalania  $V_2$ :

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{DMP}}}{V_2} \quad (7)$$

Wykładnik adiabaty podczas spalania  $\kappa_c$  jest średnią wartością z przedziału pomiędzy początkiem spalania (punkt 2) a końcem doprowadzania ciepła przy stałym ciśnieniu (punkt 3'). Praca wykonana podczas wysokociśnieniowej części obiegu jest sumą: (rys. 5a)

- 1) pracy wykonanej podczas doprowadzania ciepła przy stałym ciśnieniu (3-3'):

$$W_p = p_3 (V_{3'} - v_3) \quad (8)$$

- 2) pracy wykonanej podczas doprowadzania ciepła przy stałej temperaturze (3'-3''):

$$W_T = T_{3'} R \ln \frac{V_{3''}}{V_{3'}} \quad (9)$$

gdzie:  $R$  – stała gazowa

- 3) pracy wykonanej podczas właściwego rozprężania (3''-4)

$$W_R = \frac{R}{m_R - 1} (T_{3''} - T_4) \quad (10)$$

4) pracy wykonanej podczas sprężania (1-2) (ujemna)

$$W_s = \frac{R}{m_s - 1} (T_2 - T_1) \quad (11)$$

Sprawność wysokociśnieniowej części obiegu obliczana jest jako stosunek sumy prac  $W_P + W_T + W_R - W_S$  do ilości ciepła doprowadzonego z dawką paliwa  $Q_{pal}$ :

$$\eta = \frac{W_P + W_T + W_R - W_S}{Q_{PAL}} \quad (12)$$

### 3. Przykład analizy obiegu silnika o ZS

Analiza obiegów zilustrowana została w oparciu o zmierzone wykresy indykatorowe szybkoobrotowego turbodoładowanego silnika o ZS z wtryskiem bezpośrednim o następujących danych geometrycznych:

- średnica cylindra 0.082 m
- skok tłoka 0.090 m
- długość korbowodu 0.145 m
- geometryczny stopień sprężania 20.2

Na podstawie wykresów indykatorowych oraz danych geometrycznych przeprowadzono obliczenia przebiegu wydzielania ciepła netto zdefiniowanego równaniem (6). W obliczeniach wykorzystano zależności wykładników adiabaty  $\kappa$  od temperatury dla powietrza i spalin stechiometrycznych podane w [3]. W dalszym ciągu wyznaczone zostały parametry obiegu porównawczego zdefiniowane w p. 2.2. tzn.:

- sprawność doprowadzania ciepła (rys. 5b)  $\eta_{DC}$
- średni wykładnik politropy sprężania (równ. (1))  $m_S$
- średni wykładnik politropy rozprężania (równ. (1))  $m_R$
- termodynamiczny stopień sprężania (równ. (7))  $\varepsilon$
- średni wykładnik adiabaty podczas spalania  $\kappa_C$

Wykorzystując zależności (2)-(5) określone zostały najpierw punkty 2, 3, 3' i 3'', a następnie – udziały ciepła doprowadzonego przy stałej objętości  $Q_v$ , przy stałym ciśnieniu  $Q_P$  oraz przy stałej temperaturze  $Q_T$  (rys. 5b).

W oparciu o wyznaczone parametry dla każdego z obiegów porównawczych obliczano sprawność części wysokociśnieniowej obiegu korzystając z równań (8)-(12). Należy podkreślić, że sprawności obliczone z modelu obiegu porównawczego były porównywane z wielkościami wynikającymi z całkowania pola pracy wysokociśnieniowej części obiegu. Występowanie pewnych nieznaczących różnic jest oczywiste, bowiem model obiegu porównawczego jest jednak przybliżeniem obiegu rzeczywistego. Pomimo tego, stwierdzono pełną jakościową zgodność wyników obu sposobów obliczania sprawności.

Przykłady wykresów wszystkich wspomnianych parametrów obiegów porównawczych przedstawiono na rysunkach zamieszczonych w Załączniku A. Ilustrują one zmiany każdego z parametrów w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza, dla trzech prędkości obrotowych: 1000, 2500 i 4250 obr/min. Pełna analiza tych wykresów jest zamieszczona w publikacjach [4] i [5].

Przedstawiony model obiegu porównawczego umożliwia przeprowadzenie prostych i szybkich analiz zarówno zmierzonego obiegu jak i nowych koncepcji obiegów silnika. Jedną

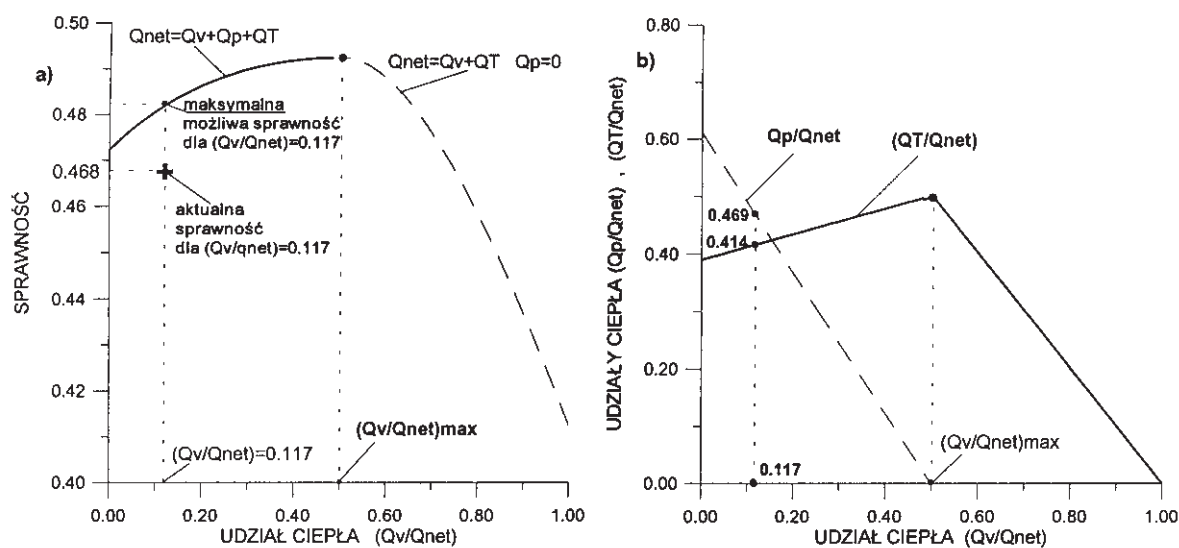


z możliwości jest tutaj ocena realizowanego przebiegu wydzielania ciepła netto. Chodzi tutaj o ustalenie, czy w danych warunkach istnieje jeszcze możliwość obniżenia zużycia paliwa poprzez modernizację przebiegu wydzielania ciepła.

Procedura oceny przebiegu wydzielania ciepła zilustrowana zostanie na przykładzie punktu pracy silnika przy prędkości obrotowej  $n=2500$  obr/min. oraz obciążeniu  $p_e=4$  bar, co odpowiada współczynnikowi nadmiaru powietrza  $\lambda=3.28$ . Pozostałe wielkości parametrów obiegu porównawczego dla tego punktu pracy silnika wynoszą:

- $\eta_{DC}=0.967$      $Q_{pal}=600$  J     $Q_{net}=580$  J
- $m_S=1.321$
- $m_R=1.485$
- $\varepsilon=16.69$
- $\kappa_C=1.319$
- $Q_V=68$  J     $Q_P=344$  J     $Q_T=168$  J
- $Q_V/Q_{net}=0.117$      $Q_P/Q_{net}=0.593$      $Q_T/Q_{net}=0.290$

Sprawność części wysokociśnieniowej obiegu obliczona w oparciu o parametry modelu jest równa 0.471 (p. równanie (12)), zaś sprawność wyznaczona na podstawie całkowania pola pracy wynosi 0.468. Wyrażając te wielkości sprawności w postaci jednostkowego zużycia paliwa, wynoszą one, odpowiednio, 178.4 oraz 179.5 g/kWh.

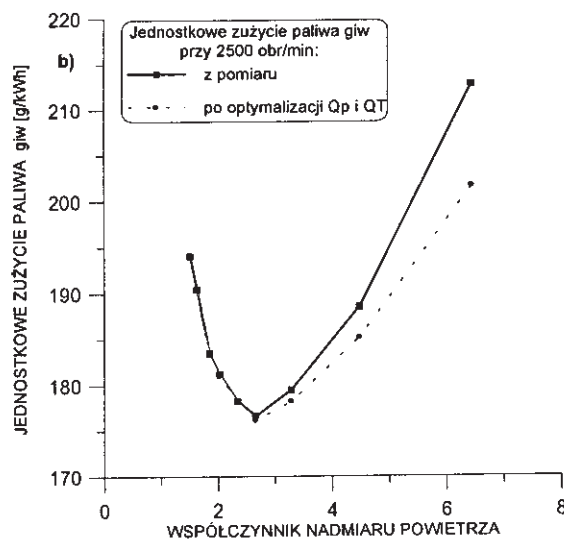


Rys. 6. Wykres maksymalnej możliwej sprawności (a) i odpowiadających jej udziałów ciepła netto doprowadzonego przy stałej objętości, ciśnieniu i temperaturze (b)

W oparciu o wnioski wynikające z rozważań przeprowadzonych w p. 1.1. (rys. 3) sporządzony został wykres przebiegu maksymalnej możliwej do uzyskania w rozpatrywanym przypadku sprawności w zależności od udziału ciepła doprowadzonego przy stałej objętości  $Q_v/Q_{net}$ . Wykres ten przedstawiono na rys. 6a. Dla danych wielkości  $m_S$ ,  $m_R$ ,  $\kappa_C$ ,  $\varepsilon$  oraz  $Q_{net}$  maksymalna sprawność (oznaczona punktem na rys. 6a) mogłaby wynieść 0.492 (170.7 g/kWh) przy doprowadzeniu części ciepła przy stałej objętości ( $(Q_v/Q_{net})_{MAX}=0.5$ ) a pozostałej części – przy stałej temperaturze ( $Q_T/Q_{net}=0.5$ ). Dla przypadków gdy  $Q_v/Q_{net}$  jest większe niż  $(Q_v/Q_{net})_{MAX}$  (linia przerywana), ciepło powinno być doprowadzane przy stałej objętości i stałej temperaturze. Maksymalna możliwa sprawność spada wówczas do wielkości 0.412 przy całości ciepła doprowadzonego przy stałej objętości tzn.  $Q_v/Q_{net}=1$ . Jeżeli  $Q_v/Q_{net}$  jest mniejsze niż  $(Q_v/Q_{net})_{MAX}$  (linia ciągła), wówczas ciepło powinno być doprowadzane

przy stałej objętości, stałym ciśnieniu i stałej temperaturze. Aby uzyskać przebieg maksymalnej możliwej sprawności (linia ciągła na rys. 6a), wówczas udziały poszczególnych sposobów doprowadzania ciepła w funkcji udziału ciepła doprowadzonego przy stałej objętości powinny odpowiadać liniom  $Q_P/Q_{net}$  i  $Q_T/Q_{net}$  na rys. 6b. Ponieważ udział ciepła doprowadzonego przy stałej objętości wynosi w rozpatrywanym przypadku  $(Q_V/Q_{net})=0.117$ , pozostałe udziały powinny wynosić:  $(Q_P/Q_{net})=0.469$  i  $(Q_T/Q_{net})=0.414$  (rys. 6b). Sprawność części wysokociśnieniowej byłaby wówczas równa 0.482, co odpowiada 174.3 g/kWh tzn. o 4-5 g/kWh mniej od wielkości zmierzonej (oznaczonej krzyżykiem na rys. 6a).

Z przeprowadzonej analizy wynika, że w badanym przypadku pracy silnika istnieją możliwości obniżenia zużycia paliwa poprzez modernizację przebiegu wydzielania ciepła netto. Przy takim samym udziale ciepła doprowadzonego przy stałej objętości  $Q_V/Q_{net}$  należałoby zmniejszyć udział ciepła doprowadzonego przy stałym ciśnieniu  $Q_P/Q_{net}$  zwiększając jednocześnie udział ciepła przy stałej temperaturze  $Q_T/Q_{net}$ . Oznacza to wydłużenie procesu spalania.



Rys. 7. Możliwości obniżenia jednostkowego zużycia paliwa poprzez optymalizację doprowadzania ciepła przy stałym udziale ciepła doprowadzonego przy  $V=const$ .

Na rys. 7. zilustrowano możliwości obniżenia jednostkowego zużycia paliwa poprzez optymalizację sposobu doprowadzania ciepła, przy zachowaniu stałych udziałów ciepła doprowadzonego przy stałej objętości tzn. takich jakie występowały podczas pomiaru przy prędkości obrotowej 2500 obr/min. W zakresie wyższych obciążeń przebiegi wydzielania ciepła netto są dobrane optymalnie do parametrów obiegu porównawczego (obie linie pokrywają się). W zakresie niższych obciążeń ( $\lambda > 2.5$ ) istnieją natomiast możliwości obniżenia zużycia paliwa, które jednakże wiążą się z koniecznością wydłużenia procesu spalania. Tak, jak to było w rozpatrywanym wyżej przypadku, konieczne jest ograniczenie udziałów ciepła doprowadzonego przy stałym ciśnieniu przy jednoczesnym zwiększeniu udziałów ciepła doprowadzonego przy stałej temperaturze.

## 4. Uwagi końcowe

W artykule zaprezentowano nowy sposób podejścia do analizy obiegu polegający na jego podziale na trzy zasadnicze części: sprężanie, doprowadzanie i rozprężanie. Pozwoliło to na opracowanie modelu obiegu porównawczego służącego do szybkiej oceny procesu spalania realizowanego w silniku. Opis obiegu rzeczywistego przy pomocy prostych, a przede wszystkim szybkich do wyznaczenia, parametrów pozwala uzyskać informacje o tym, czy proces spalania jest optymalny z punktu widzenia największej sprawności wysokociśnieniowej części obiegu. Jeżeli proces spalania nie jest optymalny, wówczas wyniki analizy wskazują, w których częściach proces ten powinien zostać zmodernizowany.

Zaletą opracowanej metody jest szybkość wyznaczania parametrów obiegu porównawczego oraz dostarczania informacji. Dlatego też, może ona znaleźć zastosowanie przy sporządzaniu tzw. map sterowania układami zasilania silników czy też w systemach diagnostycznych. Zagadnienia te będą tematem dalszym prac nad zaprezentowaną tutaj metodą.

## Bibliografia

- [1] Bargende M. "Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klopfkennung"  
MTZ 10 (1995)
- [2] Wurms R. "Differenzierte Druckverlaufsanalyse (DDA) – eine einfache aber höchst wirkungsvolle Methode zur Interpretation von Zylinderdruckverläufen"  
3. Internationales Indiziersymposium, Darmstadt, 1998
- [3] Pischinger R. "Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine" Springer Verlag, 1989
- [4] Staś M.J. "A New Method of Efficiency Analysis in Internal Combustion Engines"  
SAE Paper No. 2000-01-1181, Kongres SAE 2000, Detroit
- [5] Staś M.J. "Nowe aspekty analizy sprawności obiegu tłokowego silnika spalinowego"  
(Praca habilitacyjna) Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej Filii w Bielsku-Białej,  
Rozprawy naukowe, Zeszyt nr 54, ISBN-83-87087-37-8

### **A Method of Estimation the Net Heat Release in Direct Injection Diesel Engine**

**Abstract.** In the paper a method for estimation the net heat release being obtained from measured indicator diagram has been presented. For this estimation a model cycle consisting of polytropic compression and expansion with constant indices, and heat addition at quasi-constant volume, pressure and temperature, has been used. Analysis of the model cycle has shown that both beginning and duration of the combustion process should be chosen dependently on the polytropic index during expansion and the amount of heat (engine load). Thus, the estimation of the heat release process consists in checking if it is optimal from the view-point of specific fuel consumption for the given polytropic index and engine load.

Practical using of the developed method has been shown on some examples of measured indicator diagrams taken from a turbocharged direct injection Diesel engine.

# Załącznik A

