

Jacek MAĆKOWSKI

Instytut Transportu  
Politechnika Śląska

OCENA CHWILOWEJ WARTOŚCI CIEPŁA  
PRZYJĘTEGO PRZEZ ŚCIANKI KOMORY SPALANIA  
SILNIKA SPALINOWEGO

**Streszczenie.** Analiza dokładności wyników otrzymanych z poszczególnych modeli procesu spalania przebiegającego w silnikach spalinowych zależy w znacznym stopniu od dokładności zastosowanych w nim pod modeli. W modelu zerowymiarowym jednym z takich pod modeli jest model umożliwiający określenie ilości ciepła przyjętego przez ścianki otaczające komorę spalania.

W artykule przedstawiono problemy, jakie należy rozwiązać w celu wyznaczenia chwilowej wartości strumienia ciepła orzekazywanego do ścianek komory spalania w czasie jednego cyklu pracy silnika spalinowego. Analizowane problemy przedstawiono omawiając wielkości występujące we wzorze Newtona. I tak kolejno omówiono problemy związane z wyznaczeniem średnich temperatur ścianek otaczających komorę spalania, dobór współczynnika przejmowania ciepła oraz poruszono wiele innych zagadnień.

Ocena otrzymanych wyników przeprowadzona pod kątem zastosowania omawianego pod modelu do wyznaczenia ilości przejmowanego przez ścianki komory spalania ciepła w czasie spalania przebiegającego w silniku z samochodu PF 126 p.

## 1. WSTĘP

Modelowanie procesu spalania stosowane w tłokowych silnikach spalinowych np. w celu określenia jego sprawności lub poziomu emisji spalin jest możliwe dopiero po dokładnym określeniu strumienia oddawanego w każdej chwili ciepła. I chociaż proces wnikania chwilowego strumienia ciepła do ścianek komory spalania nie został jeszcze wystarczająco zbadany, to jednak jego znaczenie w symulacji procesu spalania decyduje o dokładności obliczeń. Obecnie nad zagadnieniem sformułowania analityczno-empirycznych zależności umożliwiających jego wyznaczenie trwają intensywne prace [1, 2, 5, 13, 15]. Jednak w wyniku istnienia niejednorodnych pól temperatur i prędkości czynnika w komorze spalania, a także wskutek różnej orientacji przestrzennej ścianek w stosunku do płomienia, strumień ciepła ma różne wartości w różnych punktach komory spalania. Z tych powodów mimo ciągłych badań w tym kierunku, jak na razie, nie jest możliwe przeprowadzenie dokładnych obliczeń wymiany ciepła w silniku.

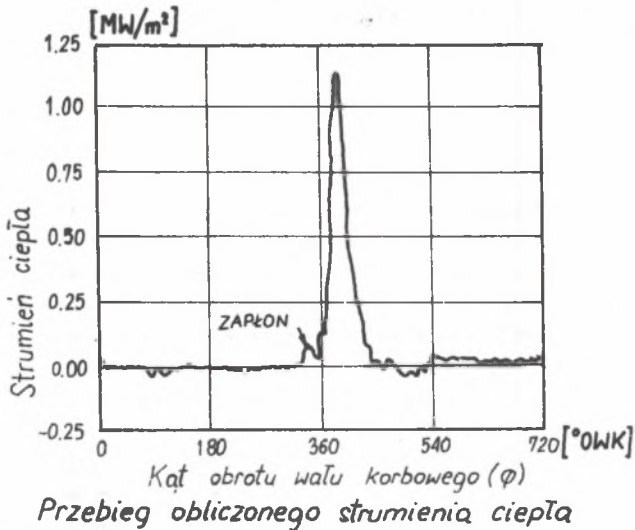
## 2. ZALEŻNOŚCI PODSTAWOWE

Strumieniem ciepła  $Q$  nazywamy ilość przepływającego ciepła  $Q$  odniesioną do jednostki czasu. Jeżeli strumień taki podzielimy przez pole  $F$  powierzchni, przez którą ten strumień przepływa, to otrzymuje się wielkość  $q$  zwaną gęstością strumienia ciepła.

$$q = \frac{Q}{F \cdot t}$$

Gęstość tę wyraża się w jednostkach energii na jednostkę czasu i na jednostkę pola powierzchni. W silnikach spalinowych strumień przepływającego ciepła do ścianek komory spalania zmienia się podczas cyklu pracy od niewielkich wartości ujemnych do wartości dodatniej równej kilku  $\text{MW/m}^2$  [1].

Na rysunku 1 przedstawiono zacierpnięty z pracy [1] uśredniony przebieg obliczonego strumienia ciepła. Z rysunku wynika, że największa ilość ciepła przejętego przez ścianki występuje podczas suwu sprężania i pracy w okolicach ZCP (zewnętrznego zwrotnego położenia). W pozostałym okresie ilość ciepła przejętego przez ścianki jest niewielka, także wartość poziomu strumienia ciepła znajduje się w obszarze błędów pomiarowych. Dlatego w czasie modelowania obliczanie ilości ciepła przejętego przez ścianki ogranicza się do przemian, podczas których zawory są zamknięte. Dla ciepła przejmowanego przez ścianki jest to jednak uproszczenie dopuszczalne.



Rys. 1. Przykład przebiegu obliczonego strumienia ciepła na podstawie zarejestrowanej temperatury

Fig. 1. Exemplary function of the heat flux calculated on the basis of the recorded temperature

W czasie obliczeń do oceny ilości ciepła oddawanego do ścianek wykorzystuje się znany wzór Newtona

$$Q = \alpha(T_g - T_{\acute{s}i}) \cdot F_i$$

gdzie:

- $\alpha$  - współczynnik przejmowania ciepła,
- $T_g$  - temperatura czynnika roboczego,
- $T_{\acute{s}i}$  - temperatura ścianek,
- $F_i$  - powierzchnia przestrzeni roboczej.

Wynika z niego, że z ekonomicznego punktu widzenia najlepiej byłoby, gdyby różnica temperatur dążyła do zera. Na razie jednak adiabatyżacja komory spalania jest zagadnieniem zbyt odległym, mimo że prace w tym kierunku są prowadzone.

W modelowaniu procesu spalania sumaryczną ilość ciepła pobieranego osobno przez tłok, głowicę i tuleję cylindrową dla określonego wartościściamia dyskretnymi kąta obrotu wału korbowego uzależnia się od prędkości obrotowej silnika według następującej zależności

$$\frac{\Delta Q}{\Delta \varphi} = \frac{1}{6 \cdot n} \sum_{i=1}^3 \alpha(\varphi) \cdot F_i(\varphi) \cdot [T_g(\varphi) - T_{\acute{s}i}] \left[ \frac{J}{\text{OWK}} \right]$$

Jak wynika z przedstawionego wzoru, do wyznaczania ciepła przyjętego przez ścianki konieczna jest znajomość pola powierzchni, temperatur ścianek komory spalania oraz współczynnik przejmowania ciepła. Pole ścianek komory spalania jest sumą trzech składników: pola powierzchni głowicy  $F_g$ , pola powierzchni tłoka  $F_t$  i pola powierzchni tulei cylindrowej stykającej się z gazem  $F_c$ . Wartość  $F_g$  i  $F_t$  są dla danego silnika stałe i wynoszą:

$$F_g = k_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_t = k_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

gdzie:  $k_1$  i  $k_2$  są współczynnikami kształtu zależnymi od konstrukcji głowicy i tłoka.

Analiza różnych rozwiązań komór spalania i wynikających stąd wielkości powierzchni komór spalania znajduje się w pracy 6. Zmienna jest natomiast wartość  $F_c$ , którą określa się z następującego wzoru

$$F_c = \pi D r \left( 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin^2 \varphi \right)$$

gdzie:

- D - średnica tłoka,
- r - promień wykorbienia,
- $\lambda_k$  - współczynnik korbowodowy.

W modelowaniu zerowymiarowym z reguły posługujemy się wyidealizowanymi kształtami komory spalania przyjmując, gdy zachodzi taka konieczność, odpowiednie wartości współczynników  $k_1$  i  $k_2$ . Dodatkowo w czasie wyznaczania pola powierzchni komory spalania należy uwzględnić pole powierzchni, które występuje pomiędzy górną krawędzią tłoka a pierwszym pierścieniem uszczelniającym i odpowiadające mu pole powierzchni tulei cylindrowej. Jednak ze względu na występującą tam mniejszą prędkość przepływu czynnika roboczego oraz nieznacznie niższą średnią temperaturę, współczynnik przejmowania ciepła wynosi wtedy maksimum 40% tego, który występuje w komorze spalania. Ponieważ w obliczeniach wygodnie jest używać tych samych wielkości, Hohenberg [5] zakłada, że przepływ ciepła stanowi średnio 30% przepływu występującego w komorze spalania i zaleca następującą korekcję pola powierzchni tłoka:

$$F_t = k_2 \frac{\pi D^2}{4} + 0,3 \pi a D$$

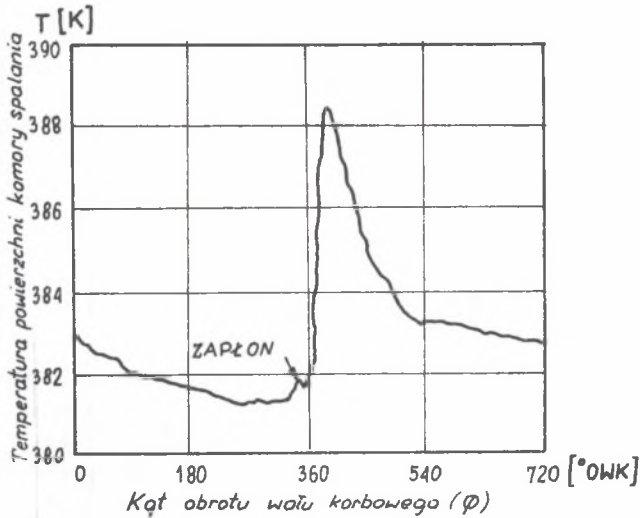
gdzie:

- a - odległość górnej krawędzi tłoka od pierwszego pierścienia.

### 3. TEMPERATURA ŚCIANEK KOMORY SPALANIA

Temperaturę ścianek otaczających komorę spalania (rys. 2) wyznacza się albo z bezpośrednich pomiarów, albo pośrednio przez pomiar temperatury płynu chłodzącego. W każdym przypadku zakłada się, że ponieważ okresowe zmiany temperatury powierzchni ścianki otaczającej komorę spalania są mniejsze niż 1% okresowych zmian temperatury czynnika roboczego, zamiast rozpatrywać wymianę ciepła przy zmiennej w czasie temperaturze  $T_g$ , można rozpatrywać wymianę ciepła przy średniej dla całego cyklu temperaturze powierzchni  $\bar{T}_g$  [14]. Czyli upraszczając zagadnienie zakładamy, że temperatura ścianek jest stała w każdym punkcie i nie zmienia się w zależności od czasu. Zakładamy więc, że ścianki są izotermiczne. Błędy w określeniu temperatury ścianki mają jednak mały wpływ na wyniki obliczeń. Przy pełnym obciążeniu ich wpływ jest nieistotny, natomiast przy małym obciążeniu mogą wpłynąć na wartość otrzymanych wyników, jak przedstawiono to na rys. 3.

W przypadku pomiarów bezpośrednich wyznaczenie średniej temperatury wewnętrznej ścianki tulei cylindrowej i zewnętrznej powierzchni denka tłoka ze względu na sposób przeprowadzania pomiaru nie stwarza większych problemów obliczeniowych.



*Przebieg zmierzonej temperatury  
powierzchni spalonia*

Rys. 2. Przykład przebiegu rzeczywistej temperatury powierzchni komory spalania

Fig. 2. Exemplary function of the actual temperature of the combustion chamber surface

Natomiast średnią temperaturę wewnętrzną ścianki głowicy wyznacza się z następującego wzoru:

$$\bar{T}_{\acute{s}g} = \frac{T_{zwy} \cdot F_{zwy} + T_{zss} \cdot F_{zss} + T_{\acute{s}g} \cdot (F_{\acute{s}g} - F_{zwy} - F_{zss})}{F_{\acute{s}g}}$$

gdzie:

$T_{zwy}$ ,  $T_{zss}$ ,  $T_{\acute{s}g}$  - temperatury zaworu wydechowego, ssącego i głowicy,  
 $F_{zwy}$ ,  $F_{zss}$ ,  $F_{\acute{s}g}$  - powierzchnie zaworu wydechowego, ssącego i głowicy.

W drugim przypadku, bardziej uproszczonym, średnią temperaturę ścianek komory spalania wylicza się z równania opisującego strumień ciepła przewodzenia:

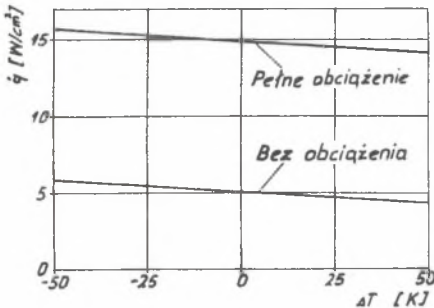
$$T_{\acute{s}} = \frac{\alpha_g T_g - \beta T_{\text{płynu}}}{\alpha_g + \beta}$$

gdzie:

$\beta$  - jest współczynnikiem obejmującym przenikanie ciepła przez ściankę  $\lambda$  i przejmowanie ciepła po stronie czynnika chłodzącego  $\alpha_p$ . W przypadku gdy istnieją dwie warstwy, jak np. przedstawiono to na rys. 4, współczynnik  $\beta$  określa się ze znanego wzoru:

$$\beta = \frac{1}{\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p} + \frac{s_d}{\lambda_d}}$$

Przy braku drugiej warstwy ostatni składnik sumy występujący w mianowniku pomija się.



Rys. 3. Zmiany strumienia ciepła  $\dot{q}$  w funkcji różnicy temperatur rzeczywistej i wyznaczonej z obliczeń  
Fig. 3. Changes of the heat flux  $\dot{q}$  as a function of the difference of actual and calculated temperatures

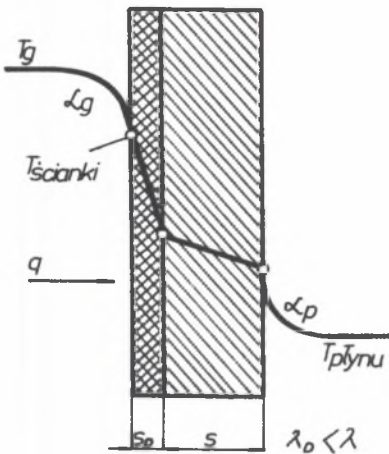
ciepła lub w bardzo uproszczonym przypadku potraktowania głowicy jako płyty o grubości zastępczej, której należy dobrać.

A zatem sposób określania temperatur, ścianek komory polegający na pomiarze temperatury płynu chłodzącego może być stosowany przy założeniu dużego uproszczenia modelu. Najlepiej wpływ temperatury wody chłodzącej na wielkość traconego strumienia ciepła widać na rys. 5, z którego wynika, że wpływ ten jest dużo większy niż wskazywałyby na to obliczenia.

Jak widać z przytoczonych rozważań, obliczanie wymiany ciepła, jeżeli nie jest poprzedzone bezpośrednimi pomiarami laboratoryjnymi, jest bardzo przybliżone.

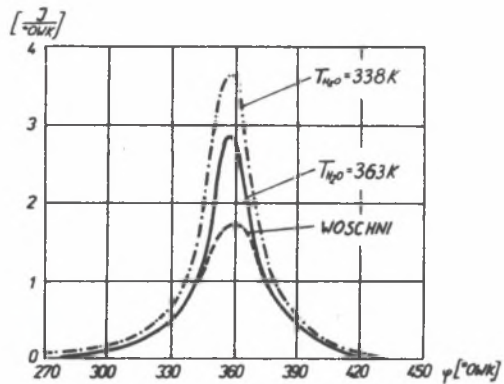
Przy tym sposobie wyznaczania temperatury powierzchni konieczna jest znajomość grubości ścianek elementów otaczających komorę spalania oraz prawidłowych wartości współczynników przenikania. W silnikach z samochodu Polski Fiat 126p ze względu na zróżnicowany przekrój ścianek otaczających komorę spalania należy obliczyć grubości zastępcze, a te, jak wiadomo, można dobrać tylko z pewnym przybliżeniem.

Natomiast bardzo skomplikowany kształt głowicy i związany z jej funkcjonowaniem rodzaj procesów w niej zachodzących wymaga opracowania odrębnego modelu przejmowania



Rys. 4. Przebieg temperatury przy ustalonym przepływie ciepła przez dwie różne warstwy pomiędzy czynnikiem roboczym a płynem chłodzącym

Fig. 4. Temperature function at the stationary heat flow through the two layers between working medium and cooling fluid



Rys. 5. Wpływ temperatury wody chłodzącej na wielkość strumienia ciepła

Fig. 5. Effect of the cooling water temperature on the heat flux magnitude

#### 4. WSPÓŁCZYNNIK PRZEJMOWANIA CIEPŁA

Jednak największą trudnością w obliczeniu ciepła oddanego ściankom sprawia prawidłowy dobór współczynnika przejmowania (wnikania) ciepła. Zależy on bowiem od takich parametrów, jak: szybkości przepływu gazów względem ścianki, współczynnika przewodności, lepkości, gęstości i ciepła właściwego czynnika roboczego, temperatury czynnika, płomienia oraz ścianek, stopnia czarności gazów i płomienia oraz wymiarów przestrzeni roboczej itd.

Współczynnik przejmowania ciepła określa bowiem tę ilość ciepła, jaka przejmowana jest w jednostce czasu przez jednostkę pola powierzchni przegrody  $F$  i przy jednostkowej różnicy temperatur gazu i powierzchni ścianki. Ogólnie współczynnik ten składa się z dwóch składowych:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_r$$

Pierwsza składowa sumy oznacza współczynnik przejmowania ciepła dla czystej konwekcji (indeks  $k$ ). Druga składowa sumy określa współczynnik przejmowania ciepła dla czystego promieniowania (radiacji, stąd indeks  $r$ ).

Konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła, w zależności od warunków i rodzaju rozważanego gazu, zmienia się w bardzo szerokich granicach od 0,1 do 100 000 ( $\text{W/m}^2 \text{K}$ ) [9]. W silniku spalinowym wymiana ciepła między czynnikami roboczymi a ściankami otaczającymi komorę spalania polega na przejmowaniu ciepła między czynnikami roboczymi a ściankami otaczającymi komorę spalania polega na przejmowaniu ciepła za pomocą konwekcji oraz przez promieniowanie gazów (spalin) i płomienia, dlatego sumaryczny współczynnik przejmowania ciepła można przedstawić w postaci

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{rg} + \alpha_{rp}$$

W obecnej chwili brak jest wzorów ogólnie słusznych dla różnych typów silników, a dobór odpowiednich wartości współczynników przejmowania ciepła wymaga dokładnej orientacji, dla jakich silników sformułowano te wzory w celu wybrania wzoru otrzymanego w warunkach najbardziej zbliżonych do przeprowadzonego eksperymentu.

Szeroki zestaw aktualnie stosowanych wzorów określających chwilowy współczynnik przejmowania ciepła przedstawił w swojej pracy Ambrozik [3].

W silnikach o zapłonie iskrowym podczas prawidłowego spalania nie występują cząstki stałe, mamy więc do czynienia jedynie z nieistotnym promieniowaniem dwutlenku węgla i pary wodnej. Dlatego można założyć, że udział ciepła pochodzącego od promieniowania gazów w całkowitym przejmowaniu ciepła mieści się w granicach błędu określania współczynnika przejmowania ciepła za pomocą konwekcji i w wielu przypadkach może być pominięty. Natomiast w silnikach o zapłonie samoczynnym promieniowanie płomienia odgrywa istotną rolę w przejmowaniu ciepła przez ścianki komory spalania i powinno być w obliczeniach uwzględnione (rys. 6).

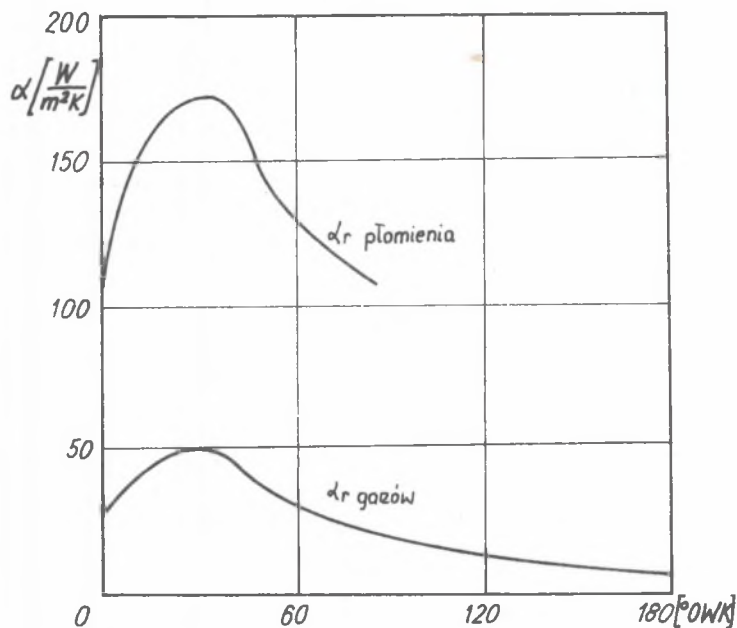
Spotykane w literaturze wzory służące do obliczania chwilowego współczynnika przejmowania ciepła od czynnika roboczego do ścianek otaczających komorę spalania silnika tłokowego można podzielić na trzy grupy w zależności od sposobu ich otrzymywania:

- wzory oparte na badaniach wymiany ciepła podczas spalania w bombie kalorymetrycznej skorygowane na podstawie wyników uzyskanych z badań silnikowych; są to wzory: Nusselta, Brilinga, Wołodina, Van Tyena, Librowicza, Bryzłowa, Inoziemcowa, Jaklitscha, Lenina, Kostrowy i innych,
- wzory oparte na pomiarze okresowych zmian temperatury w ściance cylindra Eichelberga, Zdanowskiego, Pflauma, Huga, Dawydowa, Owsjannikowa i innych,
- wzory wynikające ze stosunku podobieństwa pomiędzy liczbami Nusselta, Prantla i Reynoldsa



$$N_u = C \cdot R_e^m \cdot P_r^n,$$

które opracowali Elser, Rozenblit, Oguri, Ozirkow, Siemienow, Sitkei, Annand, Knight, Woschni, Zapf i inni.



*Współczynniki przyjmowania ciepła wynikłe  
z promieniowania spalin  $\alpha_{rg}$  oraz płomienia  $\alpha_{rp}$*

Rys. 6. Przebieg współczynników przyjmowania ciepła pochodzących od promieniowania gazów i płomienia

Fig. 6. Function of the surface film conductances derived from gas and flame radiation

Ponieważ w silnikach o ZI przepływ ciepła jest głównie spowodowany konwekcją, podstawowe zależności wyprowadza się wykorzystując zasadę podobieństwa dla turbulentnego przepływu rurowego. Warunki takiego przepływu określa równanie Reynoldsa oraz Nusselta. Obecnie jedynie wzory oparte na teorii podobieństwa, podające zależności między liczbami podobieństwa i zawierające bezwymiarowe współczynniki liczbowe, mogą dać prawidłowe wyniki dla różnych typów silników i to pod warunkiem, że występujące w tych wzorach współczynniki empiryczne są wyznaczone dla silnika podobnego zarówno pod względem konstrukcyjnym, np. podobieństwo komór spalania, jak i pracującego w podobnych warunkach pracy. Pozostałe wzory mają znaczenie jedynie orientacyjne.

Jednak mimo tych rozbieżności zasada postępowania przy wyznaczaniu współczynnika przejmowania ciepła nie jest kwestionowana. Istniejące różnice dotyczą tylko matematycznego wyrażenia wartości poszczególnych współczynników, które jak już wspomniano, związane są z różnymi warunkami pracy występującymi w badanych silnikach. Dlatego większość bardziej znanych wzorów określających współczynnik przejmowania ciepła można przedstawić za pomocą ogólnego wzoru strukturalnego

$$\alpha = k T^a \cdot p^b$$

Obecnie najczęściej stosowanym wyrażeniem na współczynnik przejmowania ciepła od gazu do ścianek komory spalania jest wyrażenie, które podał Wochni [15]. Współczynnik przejmowania ciepła zaproponowany przez Wochniego wynosi:

$$\alpha = c \cdot D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[ c_1 c_{\dot{s}r} + c_2 \frac{V_{ss} T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right]^{0,8} \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$$

gdzie:

- $c$  - stała proporcjonalności dla silników wysokoprężnych z wtryskiem bezpośrednim  $c = 110$  [7] dla silników o ZI  $c = 130$  [15],
- $c_1$  - współczynnik uwzględniający wpływ turbulencji wywołany ruchem tłoka, dla ssania i wydechu

$$c_1 = 6,18 + 0,417 c_n / c_{\dot{s}r}$$

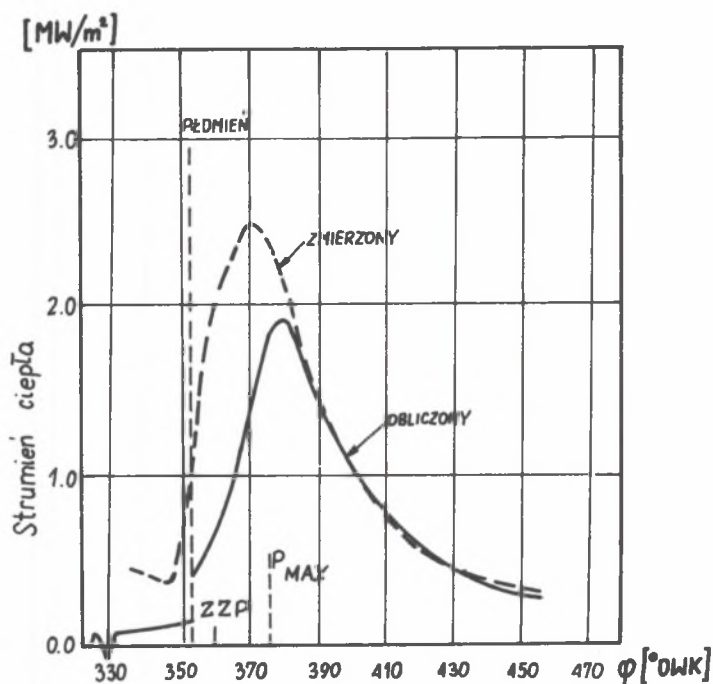
dla sprężania i pracy

$$c_1 = 2,28 + 0,308 c_n / c_{\dot{s}r},$$

- $c_n$  - prędkość obrotowa ładunku w cylindrze w końcu ssania wyznaczona jako  $c_n = \pi D n_D$ ,
- $n_D$  - prędkości wirowania anemometru Pischingera o średnicy 0,7 D,
- $c_{\dot{s}r}$  - średnia prędkość tłoka,
- $c_2$  - współczynnik przy członie uwzględniającym wpływ turbulencji wywołanej procesem spalania,
- $V_{ss}$  - objętość skokowa silnika,
- $V_1$  - objętość na początku sprężania,
- $p_1 T_1$  - odpowiednie ciśnienie i temperatura na początku sprężania,
- $p$  - bieżąca wartość ciśnienia w cylindrze,
- $p_0$  - ciśnienie, które panowało w cylindrze podczas obracania wałem korbowym (rozrusznikiem).

Zależność ta została opracowana dla silników wysokoprężnych, jednak po adaptacji nadaje się do wykorzystania w silnikach o ZI [15].

Alkidas [1] na podstawie przeprowadzonych pomiarów stwierdził, że wzór Woschniego przewiduje zbyt małe wartości ciepła traconego do ścianki. Jest to widoczne zwłaszcza podczas początkowego etapu spalania (rys. 7), gdzie strumień ciepła zmierzony w punkcie 1 jest porównywalny ze średnim strumieniem ciepła obliczonym dla danej powierzchni wg wzoru Woschniego. Jednak Alkidas przeprowadzał badania na mniejszych silnikach, gdzie straty ciepła są większe i może właśnie dlatego uważał, że formuła podana przez Woschniego zaniża ilość traconego ciepła.



*Porównanie wartości strumienia ciepła zmierzonego i obliczonego z wzoru Woschniego*

Rys. 7. Porównanie wartości strumienia ciepła wyznaczonego przez Alkidasa [1] z obliczonym na podstawie wzoru Woschniego

Fig. 7. Comparison of the heat flux value determined by Alkidas [1] with that calculated from Woschni's formula

Natomiast Hohenberg [5] uważa, że wpływ średnicy cylindra  $D$  jako wartości stałej służącej do określania turbulентnego przepływu może być użyty tylko w ograniczonym zakresie. Dlatego proponuje użycie jako wartości charakterystycznej średnicy kuli  $D$ , której objętość odpowiadałaby chwilowej objętości cylindra

$$v_c = \frac{\bar{D}^3 \pi \tau}{6} \quad \bar{D} = c \cdot v_c^{0,33}$$

Zatem wartość  $\bar{D}^{-0,2}$  określająca zgodnie z teorią podobieństwa wpływ średnicy cylindra na natężenie turbulentnego przepływu w sąsiedztwie ścianki według Hohenberga powinna wyglądać następująco:

$$\bar{D}^{-0,2} = \bar{D}^{-0,2} = c \cdot v_c^{-0,066}$$

Uwzględniając promieniowanie, które jak wiadomo, rośnie wraz ze wzrostem średnicy, człon określający wpływ średnicy proponuje ostatecznie zastąpić następującym wyrażeniem

$$\bar{D}^{-0,2} = c \cdot v_c^{-0,06}$$

W tym ujęciu współczynnik przejmowania ciepła wygląda następująco

$$\alpha = 130 v_c^{-0,06} p^{0,8} \cdot T_g^{-0,4} (1,4 + c_{sr})^{0,8} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

gdzie:

- $p$  - ciśnienie w ( $N/m^2$ ),
- $T_g$  - temperatura w (K),
- $c_{sr}$  - średnia prędkość tłoka w (m/s),

$$c_{sr} = \frac{ns}{30000} \quad (m/s)$$

- $n$  - prędkość obrotowa (obr/min),
- $s$  - skok tłoka (mm),
- $v_c$  - chwilowa objętość cylindra ( $m^3$ ).

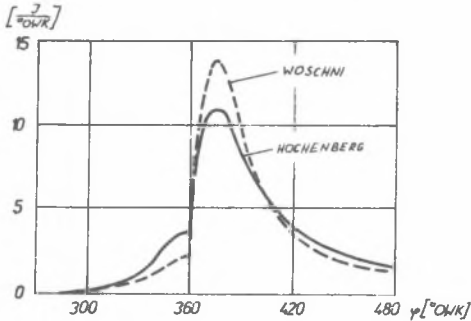
Jednak tak określona zależność zaniża ilość ciepła przejmowanego przez ścianki (rys. 8).

Ponieważ budowane modele symulacji procesu spalania wymagają użycia podmodeli o mniej więcej takim samym stopniu zaawansowania, wielu autorów [8] wykorzystując podobieństwo badanych silników i prowadzonych eksperymentów, stosuje w swoich obliczeniach wzory uproszczone. Na przykład według Pflauma w celu wyznaczenia ciepła odprowadzanego od czynnika roboczego należy stosować następujące wyrażenia

$$\alpha = k \cdot f(c_{sr}) \sqrt{p_i \cdot T_i}$$

gdzie:

- $k$  - współczynnik uwzględniający rodzaj powierzchni, na której następuje wymiana ciepła [3].



Rys. 8. Porównanie wartości współczynnika przejmowania ciepła wyznaczonego przez Hohenberga [5] z obliczonym z wzoru podanego przez Woschniego

Fig. 8. Comparison of the surface film conductance determined by Hohenberg [5] with that calculated from the formula given by Woschni

Dla głowicy i tłoka proponuje on

$$k = 4,6 + 1,53 \frac{p_k - p_o}{p_o} ,$$

dla gładzi cylindrowej

$$k = 1,51 + 0,5 \frac{p_k - p_o}{p_o}$$

$p_o$ ,  $p_k$  - ciśnienie otoczenia i ciśnienie w kolektorze ssącym

$f(c_{\delta r})$  - funkcja uwzględniająca wpływ średniej prędkości tłoka,

$$f(c_{\delta r}) = 6,2 - 5,2 \cdot 5,7^{-0,26 c_{\delta r}} + 0,25 c_{\delta r}$$

$p_i$ ,  $T_i$  - bieżące wartości ciśnienia i temperatury gazów.

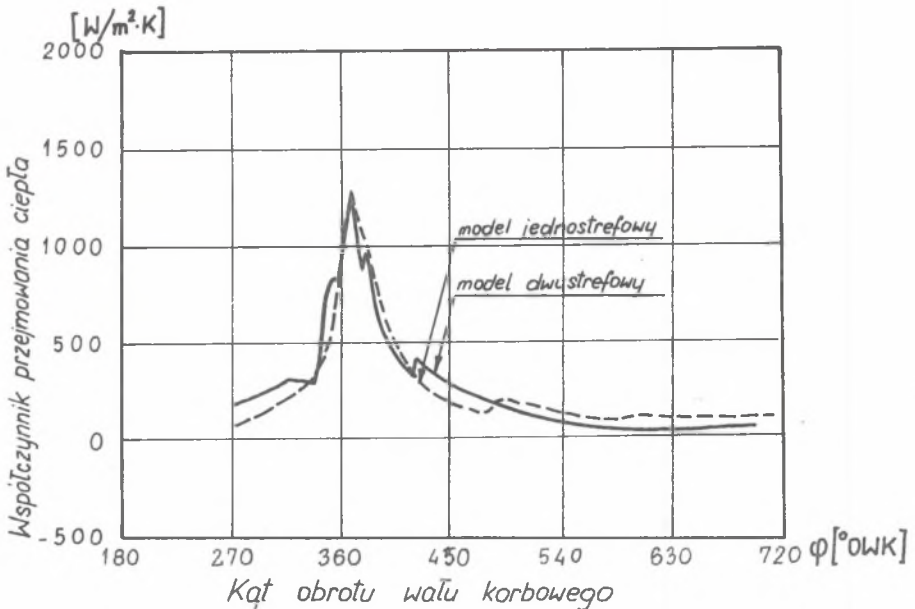
Wartości ciśnienia i temperatury można określić z dostateczną dokładnością. Problemy występują jednak z określeniem prędkości, która zmienia się nie tylko w różnych miejscach, ale i w czasie. Obliczanie jej wartości i jej lokalnych zmian jest dlatego nadzwyczaj skomplikowane. Z tych powodów najczęściej zastępuje się ją jedną funkcją zastępczą, biorąc pod uwagę te wielkości, które na nią wpływają, jak np. wstępne zawirowanie spowodowane napełnianiem, kształt komory spalania, prędkością obrotową wału korbowego itd.

Świątek [12] prowadząc badania wymiany ciepła w komorze spalania silnika PF 126.BB1C zaproponował następującą zależność:

$$\alpha = 1,45 \sqrt{T_i p_i}$$

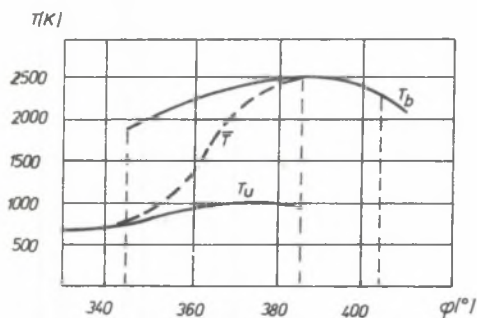
Mimo że zależność ta wydaje się bardzo uproszczona w przypadku badań modelowych dotyczących silnika z samochodu PF 126p, wydaje się możliwa do zastosowania ze względu na jednoznaczne ustalenia występujących tam współczynników, a w prostszych modelach wyważony kompromis pomiędzy nakładem pracy i dokładnością wyników otrzymanych z zastosowanych pozostałych podmodeli.

Następne uproszczenie w czasie wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła polega na przyjęciu homogenicznego modelu spalania, tzn. przyjęciu, że temperatura gazów podczas spalania w cylindrze zostaje obliczona jako temperatura średnia dla całego ładunku. Jak wiadomo, w modelu dwustrefowym występują dwie temperatury. Jednak uwzględnienie ich w modelu zerowymiarowym wprowadziłoby nadmierne skomplikowanie obliczeń przepływu ciepła powiększając błąd, a nie eliminując go. Dlatego zarówno we wzorze Newtona, jak i we wzorach określających współczynnik przejmowania ciepła wprowadza się średnią temperaturę czynnika gazowego  $\bar{T}_g$ . Dlatego Prescher [10] w budowanym przez siebie dwustrefowym modelu spalania wyznaczył najpierw sumaryczną ilość ciepła traconego przez obie strefy, a następnie uzależnił ilość straconego z poszczególnych stref ciepła do objętości zajmowanych przez te strefy.



Rys. 9. Przebieg współczynnika przejmowania ciepła w modelu jedno- i dwustrefowym

Fig. 9. Function of the surface film conductance in one - and two - zone models



Rys. 10. Przebieg średniej temperatury czynnika roboczego koniecznej do wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła w modelu dwustrefowym

Fig. 10. Function of the working medium mean temperature necessary for determining the surface film conductance in a two - zone model

strefowym pod warunkiem, że temperatura gazów podczas spalania zostaje obliczona jako średnia temperatura ładunku (rys. 10).

## 5. ZAKOŃCZENIE

Przedstawiona analiza oceny ilości ciepła przyjętego przez ścianki komory spalania, mimo że przeprowadzona została bardzo ogólnie, wykazała jednak, że dokładność tej metody ze względu na konieczność stosowania licznych uproszczeń jest bardzo mała i jeżeli nie jest odpowiednio starannie przeprowadzona, stanowi najsłabsze ogniwo całego modelu zerowymiarowego. Przekazywane ciepło od czynnika roboczego do ścianek cylindra zależy od warunków panujących w bezpośrednim sąsiedztwie ścianki. Dokładny matematyczny opis takich warunków jest niezwykle skomplikowany i może być określony tylko w tych przypadkach, gdy istnieją ściśle ustalone warunki. W silniku spalinowym warunki są tak złożone i lokalnie zróżnicowane, że nie mogą stanowić żadnego uogólnienia. A zatem w modelowaniu zerowymiarowym szukanie rozwiązań lokalnych określających ilość ciepła przyjętego przez ścianki, przy braku możliwości ustalenia wszystkich czynników decydujących o przepływie ciepła, powoduje tylko komplikowanie obliczeń. Wydaje się, że podmodel przekazywania ciepła w zerowymiarowym modelu procesu spalania powinien uwzględniać tylko istotne czynniki odpowiedzialne za jego przekazywanie, takie jak ciśnienie, temperatura i prędkość przepływu czynnika roboczego wzdłuż ścianki. Natomiast ilość traconego ciepła uzależnia się od czasu, pola powierzchni, różnicy uśrednionych

Postępowanie takie nie jest już możliwe np. w modelu quasiwymiarowym, bowiem ilość przejmowanego ciepła uzależnia się wtedy od powierzchni zajmowanej przez każdą ze stref. Wyłania się więc problem doboru odpowiednich współczynników przejmowania ciepła. Wprawdzie Wochni uważa, że wpływ rodzaju modelu jest mało istotny na średni współczynnik przejmowania ciepła, na dowód czego przytacza sporządzone przez siebie zależności (rys. 9). Sugerując, że współczynnik przejmowania ciepła w modelu dwustrefowym może być bez zmiany zastosowany w modelu jedno-

temperatur analizowanych powierzchni i otaczającego ją gazu oraz uśrednionego współczynnika przejmowania ciepła, który jak wiadomo, jest najbardziej istotnym czynnikiem w obliczeniach wymiany ciepła. Wyznaczenie chwilowych wartości traconego ciepła przy wykorzystaniu uśrednionych wartości obarczone jest znacznym błędem wynikającym z faktu, że lokalny strumień w różnych miejscach komory spalania przyjmuje znacznie różniące się wartości. Natomiast przedstawione rozwiązania podają średni współczynnik przejmowania ciepła przy założeniu, że powierzchnie ścianek są równomiernie obciążone ciepłnie. Dlatego jedynym powodem, który przemawia za stosowaniem omówionych analityczno-empirycznych zależności jest fakt, że ilość tak wyznaczonego ciepła w stosunku do całej ilości wydzielonego w czasie spalania ciepła nie jest duża i z wyjątkiem modeli wyznaczających wielkość emisji spalin może być stosowana. Natomiast modele służące do oceny emisji spalin, w celu zbliżenia otrzymanych z obliczeń wyników do wyników empirycznych, należy budować jako modele trójstrefowe posiadające adiabatyczny rdzeń.

#### LITERATURA

- [1] Alkidas A.: Heat Transfer Characteristics of a Spark-Ignition Engine. *Journal of Heat Transfer*, May 1980.
- [2] Alkidas A., Myers J.: Transient Heat-Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark-Ignition Engine. *Journal of Heat Transfer*, 1982, nr 2.
- [3] Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych - *Silniki Spalinowe* 1987, nr 4.
- [4] Groth K., Thiemann W.: Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertakt Dieselmotoren - Teil 1 MTZ, 1983, nr 5.
- [5] Hohenberg G.F.: Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. Research and Development. Daimler-Benz AG, SEA Paper 790825.
- [6] Kolanek Cz., Kuśmidrowicz J., Teisseyre A., Walkowiak W.: Obliczenia ciepła silników wysokoprężnych. Skrypt Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1976.
- [7] Kozaczewski W.: Obliczeniowy model procesu spalania i wymiany ciepła w silnikach o zapłonie iskrowym. W: *Podstawy budowy silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 1978.
- [8] Kozaczewski W.: Analiza komputerowa obiegu termodynamicznego silnika o ZI - III Konferencja Naukowo-Techniczna AUTOPROGRES 88.
- [9] Petela R.: *Przepływ ciepła*. PWN, Warszawa 1983.
- [10] Prescher K.: Zwei-Zenon Rechenmodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation ATZ, 1983, nr 2.
- [11] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne procesów spalania w silnikach tłokowych. *AUTO Technika Motoryzacyjna* 1985, nr 3.
- [12] Świątek A.: Modelowanie temperatury tulei cylindrowej silnika spalinowego. Praca doktorska, Politechnika Śląska 1981.
- [13] Watts P., Heywood J.: Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark-Ignition Engine Operation Sae 800289.



- [14] Wiśniewski St.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. WKŁ, Warszawa 1972.
- [15] Woschni G., Fieger J.: Experimentelle Untersuchungen zum Warmautergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor MTZ, 1982, nr 2.

ОЦЕНКА МГНОВЕННОЙ ВЕЛИЧИНЫ ТЕПЛА  
ИЗЛУЧАЕМОГО СТЕНКАМИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Р е з ю м е

Анализ точности результатов полученных на основе отдельных моделей процесса сжигания, имеющего место в двигателях внутреннего сгорания, в значительной мере зависит от точности применяемых подмоделей. В модели с нуль размерностью одной из таких моделей является модель, которая позволяет определить количество тепла излучаемого стенками окружающими камеру сгорания.

В статье обсуждаются задачи, которые необходимо решить для определения мгновенной величины потока тепла излучаемого стенками камер сгорания во время одного цикла работы двигателя внутреннего сгорания. Анализируемые проблемы рассматриваются с учетом величин входящих в формулу Ньютона.

Оценка полученных результатов проведена для определения количества излучаемого стенками камеры сгорания тепла автомобиля Польский Фиат 126р.

DETERMINATION OF THE INSTANTANEOUS VALUE  
OF HEAT COLLECTED BY COMBUSTION CHAMBER WALLS  
OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

S u m m a r y

The analysis of the accuracy of the results obtained from particular models of combustion process taking place in internal combustion engines depends to large extent on the accuracy of the sub-models applied. One of such sub-models in a zerodimensional model is the model which makes it possible to determine the quantity of heat collected by the walls surrounding the combustion chamber. The problems that should be solved in order to determine the instantaneous value of heat transferred to the combustion chamber walls during one working cycle of an internal combustion engine have been presented in the paper.

The analysed problems have been presented by discussing the quantities present in the Newton's formula. The problems connected with determination of mean temperatures of the walls surrounding the combustion chamber, selection of surface film conductance have been discussed in this way and many other problems have been considered.

The assessment of the obtained results has been carried out from the view-point of the discussed sub-model's application for determining the amount of heat collected by the combustion chamber walls during combustion in the Polish Fiat 126p engine.