

OPTIMIZATION OF HEAT RELEASE RATE EQUATION FOR SPARK IGNITION ENGINE

Krzysztof Z. Mendera, Michał Smereka

Częstochowa University of Technology
Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering
Armii Krajowej Allee 21, 42-200 Częstochowa
tel.: +48 34 3250515, e-mail: mendera@imc.pcz.czyst.pl

Abstract

Cylinder pressure built by combustion process is affected by the changes in the volume of combustion chamber (due to piston travel) and chemical composition (and hence thermodynamic properties), heat transfer and gas flows. To examine (and further to develop the combustion process), it is necessary to relate each term to measured in-cylinder pressure changes and then combine them to quantify the combustion effects. The cylinder pressure can give valuable information about the combustion process and it is expected that it will also be interesting to use pressure sensor in production engine. The present work develops and applies heat release rate (HRR) analysis for SI engine pressure data. Mass fraction burned (MFB) is used to interpolate the in-cylinder gas properties for the burned and unburned charge.

This paper presents heat release model, based on in-cylinder pressure data from spark ignition engine, which uses instantaneous properties of working fluid to calculate cumulative heat release characteristics. Heat release rate equation, based on First Law of Thermodynamic was applied to a control volume and its fundamental parts were discussed and their influence evaluated separately. Based on this sensitivity analysis, the optimal formulation of HRR equation for SI engine was proposed and tested

Keywords: internal combustion engine, thermodynamic properties, heat release analysis

OPTYMALIZACJA RÓWNANIA SZYBKOŚCI WYDZIELANIA CIEPŁA W TŁOKOWYM SILNIKU SPALINOWYM O ZAPŁONIE ISKROWYM

Streszczenie

Ciśnienie w cylindrze jest efektem procesu spalania, zmian objętości komory spalania (ruch tłoka), zmian chemicznej kompozycji czynnika (właściwości termodynamiczne), wymiany ciepła oraz przepływów masy czynnika (efekt szczelinowy i przedmuchy). Do analizy termodynamicznej niezbędna jest znajomość ciśnienia w komorze spalania oraz ilościowy wpływ wszystkich wymienionych czynników. Ciśnienie w cylindrze stanowi cenną informację o procesie spalania i należy się spodziewać, że użycie czujników ciśnienia w silnikach seryjnych byłoby interesujące pod względem możliwości sterowania silnikiem. Obecne prace, dla silników z zapłonem iskrowym, rozwijają się w kierunku stosowania analizy wydzielania ciepła na podstawie danych ciśnienia z komory spalania. Analiza udziału części spalanej (MFB) może być używana do określania właściwości termodynamicznych czynnika w cylindrze dla przejścia od ładunku nie spalonego do spalonego.

Artykuł prezentuje model wydzielania ciepła, oparty na I Zasadzie Termodynamiki, dla silnika z zapłonem iskrowym, bazujący na ciśnieniu w cylindrze, z wykorzystaniem zmiennych właściwości czynnika roboczego. Oceniono wpływ poszczególnych członów równania na otrzymaną całkowitą ilość ciepła wydzielonego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, właściwości termodynamiczne, analiza szybkości wydzielania ciepła

1. Wstęp

Tradycyjną metodą pozyskiwania wiedzy o przebiegu procesu spalania jest określanie stopnia zaawansowania wypalania ładunku na podstawie odpowiednio licznego zbioru chwilowych wartości ciśnienia i kąta obrotu wału korbowego. Tematyka ta, towarzysząca bez mała od zawsze badaniom silnika spalinowego, jest aktualnie obiektem szczególnego zainteresowania związanego

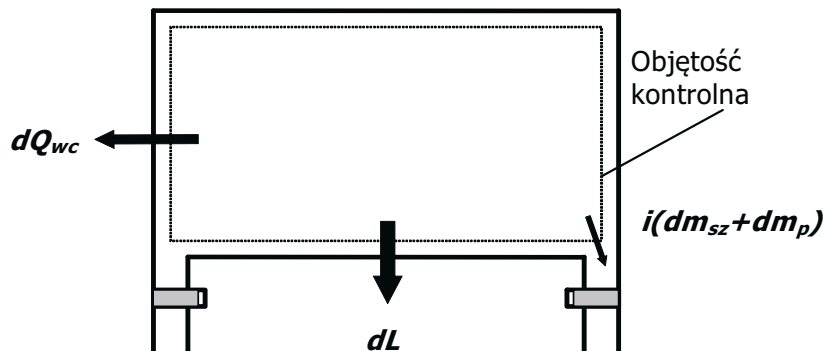
z nieodległą perspektywą zmiany sposobu sterowania silnikiem (w szczególności trakcyjnym), polegającą na odejściu od pomiarów wielu wielkości fizycznych oraz porównywania ze statyczną bazą danych zawartą w pamięci jednostki sterującej, na rzecz dynamicznego sterowania w oparciu o ciągłe próbkowanie ciśnienia w cylindrze lub innej wielkości charakterystycznej i tym samym umożliwiającego ciągłą kontrolę i ewentualną optymalizację procesu konwersji energii. Znajomość przebiegu procesu wydzielania ciepła może stanowić podstawę do opracowania takich sygnałów dla układów sterowania nowoczesnymi tłokowymi silnikami spalinowymi.

Bezwymiarowe funkcje szybkości wydzielania ciepła mogą także posłużyć do optymalizacji modeli silnika w komercyjnych programach 0-wymiarowych. Wykazano, że odpowiednio skalibrowane i zweryfikowane modele 0-wymiarowe (zwane także 1-wymiarowymi, takie jak Ricardo Wave, AVL Boost czy GT Power) mogą być bardzo przydatne łącząc dobrą dokładność oceny podstawowych wskaźników pracy silnika (moc, zużycie paliwa) z dużą efektywnością obliczeniową (szybkość obliczeń zbliżona do czasu rzeczywistego). Podstawą ich użyteczności dla badań rozwojowych silnika jest prawidłowe skalibrowanie modelu dla potrzeb określonego silnika wymagające znajomości przede wszystkim stosownej (dla tego silnika) szybkości wydzielania ciepła, której przebieg (w postaci znormalizowanej, bezwymiarowej funkcji kąta obrotu) może być wyznaczony w trakcie analizy wyników badań eksperymentalnych silnika bazowego [7, 8], co z kolei uściśla i usprawnia badania rozwojowe.

2. Równanie szybkości wydzielania ciepła

Zgodnie z I ZT energia chemiczna doprowadzona w paliwie do cylindra tłokowego silnika ZI (zawarta w objętości kontrolnej, Rys. 1) winna umożliwić:

- wykonanie pracy mechanicznej,
- pokrycie strat związanych zarówno z wymianą ciepła jak i spowodowanych przepływem ładunku przez granice objętości kontrolnej,
- magazynowanie energii w objętości kontrolnej w efekcie zmian energii wewnętrznej czynnika lub przemian fazowych.



Rys. 1. Objętość kontrolna
Fig. 1. Control volume

Możemy to zapisać następująco:

$$dQ_{ch} = dL + dQ_w + i' dm_{str} + dE_{mag}. \quad (1)$$

Celem pracy jest przeprowadzenie swego rodzaju analizy wrażliwości mającej na celu zbadanie wpływu poszczególnych składników równania na szybkość wydzielania ciepła. Oczywiście chodzi tu o ograniczenie równania do optymalnego rozmiaru gwarantującego satysfakcjonującą dokładność.

Wstępnie założono, że pominięte mogą być tylko te składowe równania, których wartość nie

przekroczy 1% wartości wielkości podstawowych (energii paliwa, masy itp.).

Przyjęto, że ostateczne oszacowanie poprawności obliczeń zostanie przeprowadzone w wyniku porównania obliczeń ciepła wydzielonego z dawką energii doprowadzonej w paliwie, będącej iloczynem dawki paliwa, sprawności spalania (obliczonej na podstawie analizy spalin) oraz wartości opałowej paliwa.

Do porównania tego należy podchodzić ze stosowną ostrożnością, jako że wartość opałowa paliw handlowych jest praktycznie nieznana – obowiązujące wymagania nie określają wartości pożądanej. Dla potrzeb prezentowanej analizy przyjęto, że wartość opałowa benzyny LO98 wynosi 43 MJ/kg.

2.1. Magazynowanie energii

Gromadzenie energii w rozważanej objętości kontrolnej to przede wszystkim zmiany energii wewnętrznej czynnika związane ze zmianami jego parametrów termodynamicznych. Należy tu także zaliczyć energię angażowaną w przemianę fazową paliwa, które - już w objętości kontrolnej - w trakcie parowania pobiera energię od czynnika roboczego. Ponieważ jednak entalpia parowania benzyny jest rzędu 0,3 MJ/kg, oznacza to, że nawet w najmniej korzystnym (i praktycznie niemożliwym w stanie równowagi termicznej silnika) przypadku odparowania całej dawki paliwa po zamknięciu zaworu dolotowego, ilość energii potrzebnej do realizacji tego procesu nie przekroczy 0,7% dawki energii doprowadzonej w paliwie.

2.1.1. Energia wewnętrzna

Oszacowanie zmian energii wewnętrznej czynnika w objętości kontrolnej wymaga wcześniejszej decyzji o sposobie traktowania czynnika roboczego. Zgodnie z [6, 10] przyjęto, że ma on właściwości gazu półdoskonałego (tj. zależne tylko od temperatury).

$$\text{Stąd:} \quad dU = d(u \cdot m) = udm + mdu \quad (2)$$

$$\text{oraz:} \quad mdu = m \cdot c_v \cdot dT \quad (3)$$

2.1.1.1. Temperatura czynnika roboczego

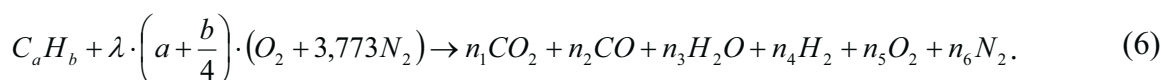
Zmiany temperatury obliczamy z równania stanu gazu doskonałego i półdoskonałego:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4)$$

$$\text{Stąd:} \quad dT = d\left(\frac{p \cdot V}{m \cdot R}\right) = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dR}{R} - \frac{dm}{m}\right) \quad (5)$$

Dla oszacowania wpływu poszczególnych składowych równania (5) przygotowano specjalną wersję programu do analizy termodynamicznej obiegu, a do badań wybrano, uznany za „typowy”, przebieg ciśnienia zarejestrowany w trakcie pracy silnika zasilanego okołostechiometryczną mieszanką benzynowo-powietrzną. Przygotowano także program umożliwiający kalkulację właściwości termofizycznych czynnika roboczego. Dla potrzeb tej części analizy obliczono stałą gazową przyjmując:

- świeży ładunek złożony z powietrza wilgotnego (wilg. Wzgl. $\Phi = 50\%$), paliwa ($\lambda = 0,96$) i reszty spalin ($\gamma_r = 5\%$),
- spaliny o składzie obliczonym według równania:



Za Heywodem [4] przyjęto paliwo o wzorze $C_{8.26}H_{15.5}$. Wyniki obliczeń zebrano w Tab. 1.

Tab 1. Indywidualne stałe gazowe
Tab 1. Individual gas constants

czynnik	R (J/kgK)	czynnik	R (J/kgK)
powietrze suche	287,1	spaliny	289,3
powietrze wilgotne	288,8	ładunek	275,1

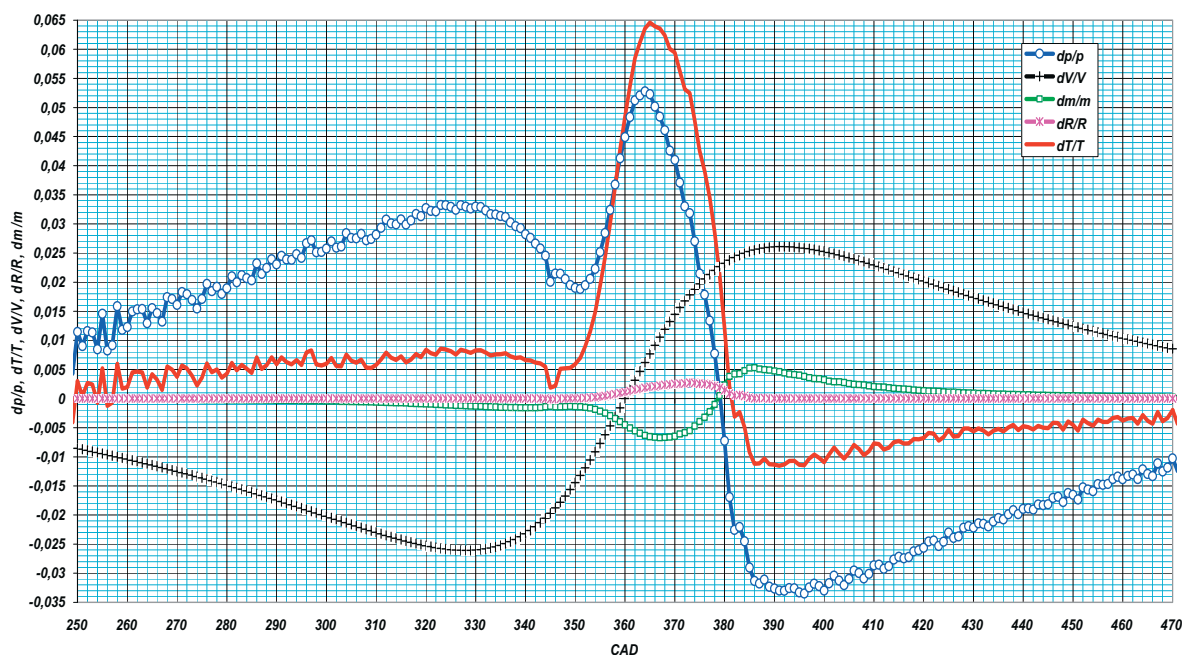
W obliczeniach przyjęto, że w trakcie spalania mieć będzie miejsce zmiana stałej gazowej, proporcjonalnie do udziału spalonego ładunku [5] (podobnie ciepła właściwego):

$$R = R_{lad} + \Delta R \cdot MFB, \quad (7)$$

$$\Delta R = R_{spal} - R_{lad}, \quad (8)$$

$$dR = \Delta R \cdot d(MFB). \quad (9)$$

Porównanie wartości elementów równania (5), pokazane na rysunku 2, dowodzi, że względny udział zmian stałej gazowej czynnika roboczego jest wprawdzie najmniejszy, ale zauważalny (porównywalny z wpływem zmian masy w objętości kontrolnej).

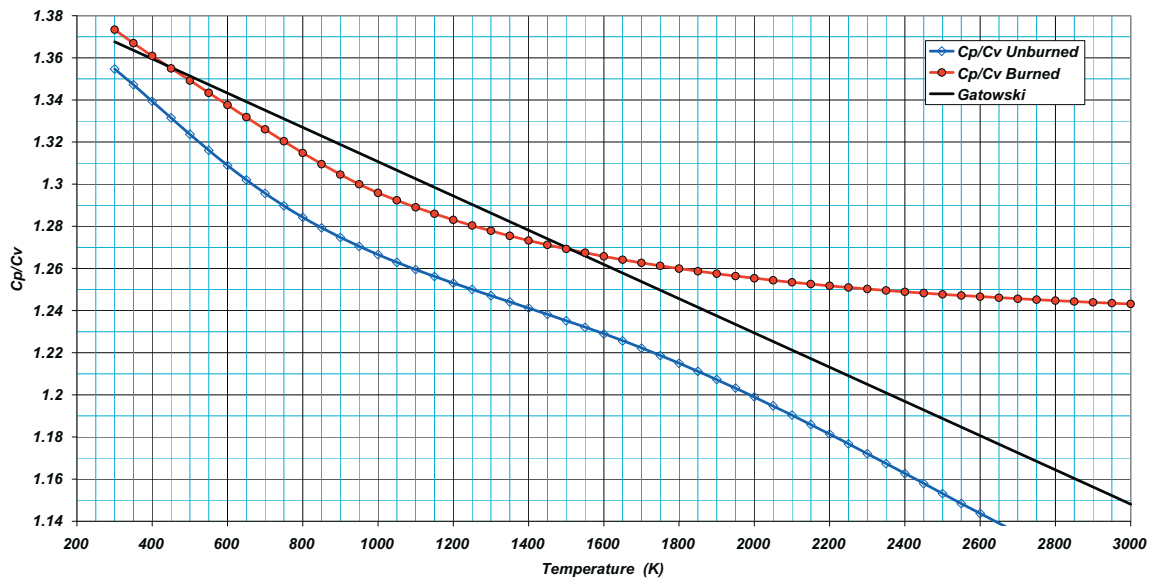


Rys. 2. Zmiany względne parametrów termodynamicznych
Fig. 2. Relative changes of thermodynamic parameters

2.1.1.2. Ciepło właściwe

Zgodnie z równaniem (3) wartość ciepła właściwego ma bezpośredni wpływ na obliczanie energii wewnętrznej (a ściślej - tej jej części, która zależy bezpośrednio od temperatury). W klasycznej publikacji Gatowskiego i in. [2] proponowano przybliżenie jego zmian (a ściślej zmian ilorazu c_p/c_v) równaniem liniowym, co prowadzi do sytuacji zilustrowanej na Rys. 3 (benzyna, mieszanka stechiometryczna) dowodzącej, że taki sposób aproksymacji może

powodować, w szczytowym okresie spalania, błąd przekraczający 5%. Obliczeń poprawnej wartości c_p/c_v dokonano za pomocą wielomianów NASA [13].



Rys. 3. Iloraz ciepł właściwych czynnika roboczego
 Fig. 3. Ratio of specific heats of working medium

2.2. Przepływy czynnika

Dla rozważanej objętości kontrolnej (Rys. 1) możemy przewidzieć zmiany masy spowodowane:

- efektem szczelinowym,
- przedmuchami,
- dyfuzją par paliwa do filmu olejowego,
- przedostawaniem się oleju smarującego do komory spalania.

2.2.1. Efekt szczelinowy

Zgodnie z [2] zmiany ilości ładunku w objętości kontrolnej spowodowane przepływem do różnego rodzaju szczelin i zakamarków komory spalania, mogą być opisane równaniem:

$$m_{sz} = \frac{V_{sz} P}{R_{sr} T_{śc}} dm_{sz} = \left(\frac{V_{sz}}{R_{sr} T_{śc}} \right) \cdot dp, \quad (10)$$

gdzie:

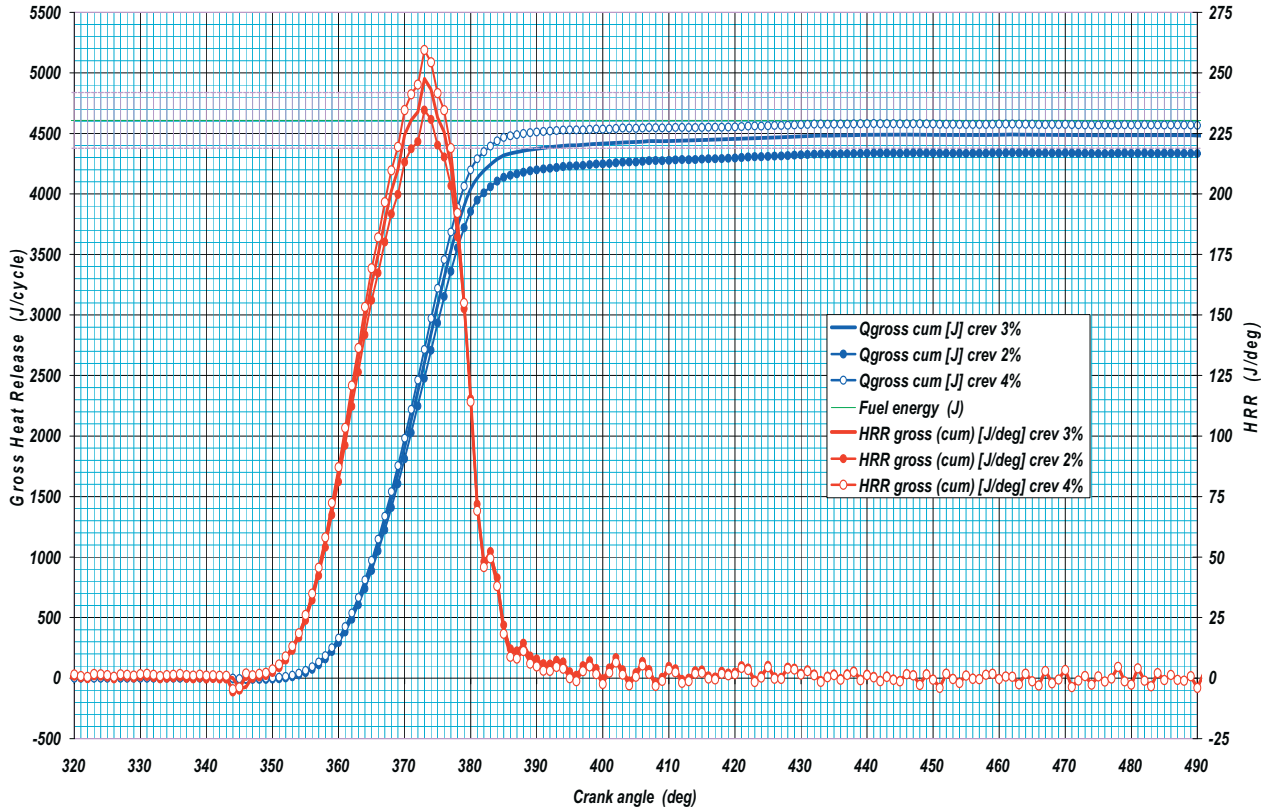
- V_s -sumaryczna objętość szczelin (stanowiących ok. 2% komory spalania),
- T_{sc} -temperatura ściany cylindra (większość objętości szczelinowej to szczelina pomiędzy tuleją cylindrową a progiem ogniowym i okolicą górnego pierścienia),
- dp -zmiana ciśnienia w objętości kontrolnej.

W szczytowym okresie spalania udział masy zawartej w szczelinach:

$$\frac{m_{sz}}{m} = \left(\frac{V_{sz}}{V_k} \right) \left(\frac{T}{T_{sc}} \right), \quad (11)$$

może (ponieważ temperatura czynnika ok. pięciokrotnie przekracza temperaturę ścian) nawet sięgać 10% i jako taki nie może być oczywiście pominięty.

Wpływ przepływów szczelinowych ilustruje Rys. 4 pokazujący wyniki porównania 3 przypadków ($V_{szcz} = 3, 4, 2\%$). Dowodzi on że zmiana udziału objętości szczelin o 1 punkt procentowy prowadzi do 2 - 3% zmian obliczonego ciepła wydzielonego.



Rys. 4. Wpływ przepływów szczelinowych na profil ciepła wydzielonego
 Fig. 4. Influence of crevice flows on heat release profile

2.2.2. Przedmuchy

Elementarny strumień masy przedmuchów możemy wyrazić jak dla wypływu ze zbiornika (objętości kontrolnej) o ciśnieniu p :

$$\frac{dm_p}{dt} = A\psi\sqrt{\frac{p}{g}}, \quad (12)$$

A -powierzchnia przez którą następują przedmuchy,
 Ψ -liczba przepływu materii.

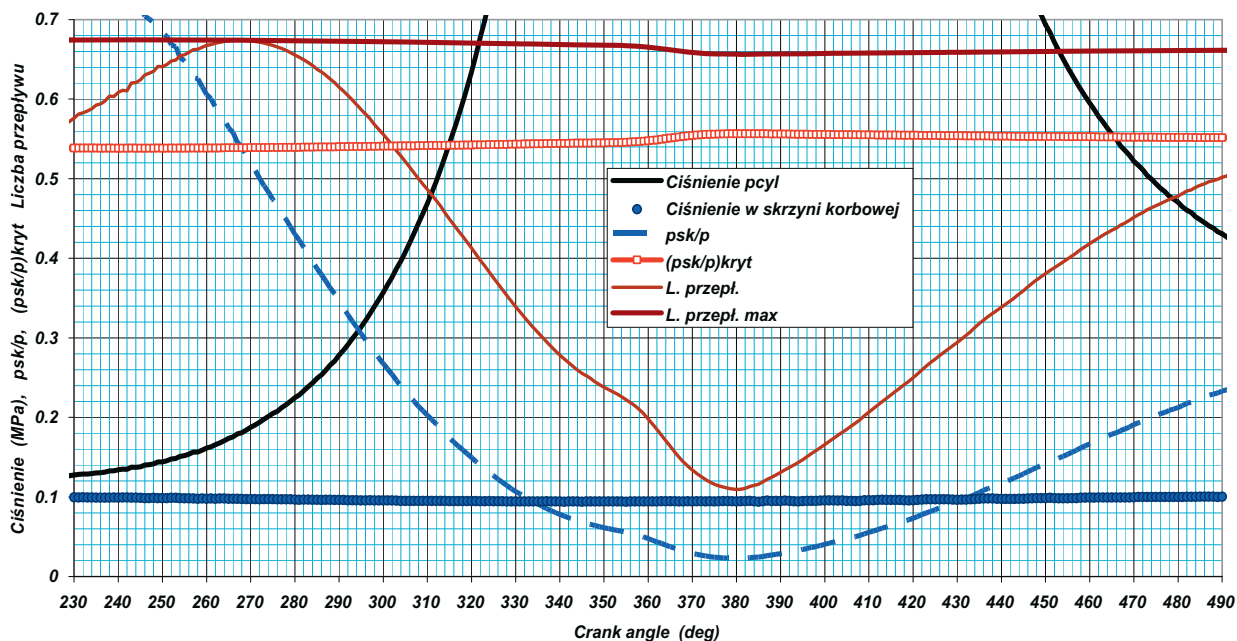
Uwzględniając fakt, iż stosunek ciśnienia w skrzyni korbowej (do której mają miejsce przedmuchy) do ciśnienia w cylindrze jest (niemal dla całego okresu obliczeniowego) mniejszy od ciśnienia krytycznego (Rys. 5), można przyjąć stałą maksymalną liczbę przepływu.

Aby prawidłowo określić udział przedmuchów, należy oszacować sumaryczną powierzchnię, przez którą mogą mieć one miejsce. Uwzględniając, że orientacyjny luz części prowadzącej tłoka jest rzędu 0,001 D, oznacza to, że maksymalnie (tzn. przy założeniu całkowitego braku pierścieni tłokowych i filmu olejowego) powierzchnia ta może sięgać 2‰ powierzchni cylindra.

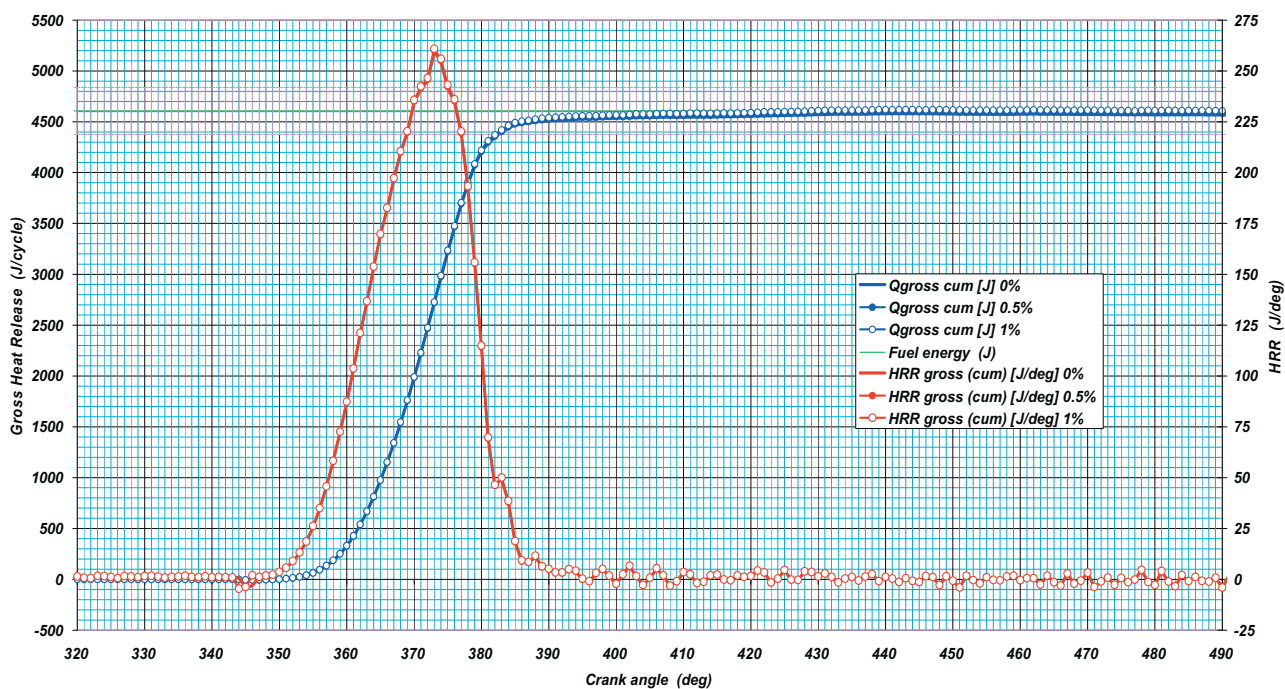
Tego typu sytuacja jest oczywiście niemożliwa (należy także pamiętać, iż tłok ma wysokość porównywalną ze średnicą cylindra, co powoduje, że mamy do czynienia z efektem labiryntowym)

i dlatego powierzchnię tę należy oszacować na kilka procent maksymalnego przekroju, tym bardziej, że wyniki pomiarów (np. [12]) dowodzą, że udział przedmuchów nie przekracza 1% masy ładunku.

Oszacowanie wpływu energii traconej w efekcie przedmuchów pokazuje Rys. 6, dowodzący, że przyjęcie takiej powierzchni przedmuchów może powodować zmianę całkowitej ilości ciepła wydzielonego (obliczeniowego) na poziomie poniżej 1%, tj. nie przekraczającym wpływu nieliniowości czujnika ciśnienia.



Rys. 5. Ciśnienie w cylindrze i skrzyni korbowej oraz liczba przepływu jako funkcja kąta obrotu wału
 Fig. 5. Cylinder and crankcase pressure and flow coefficient versus crank angle



Rys 6. Wpływ udziału przedmuchów na profil ciepła wydzielonego
 Fig. 6. Influence of blowby flows on heat release profile

2.2.3. Dyfuzja czynnika roboczego do filmu olejowego

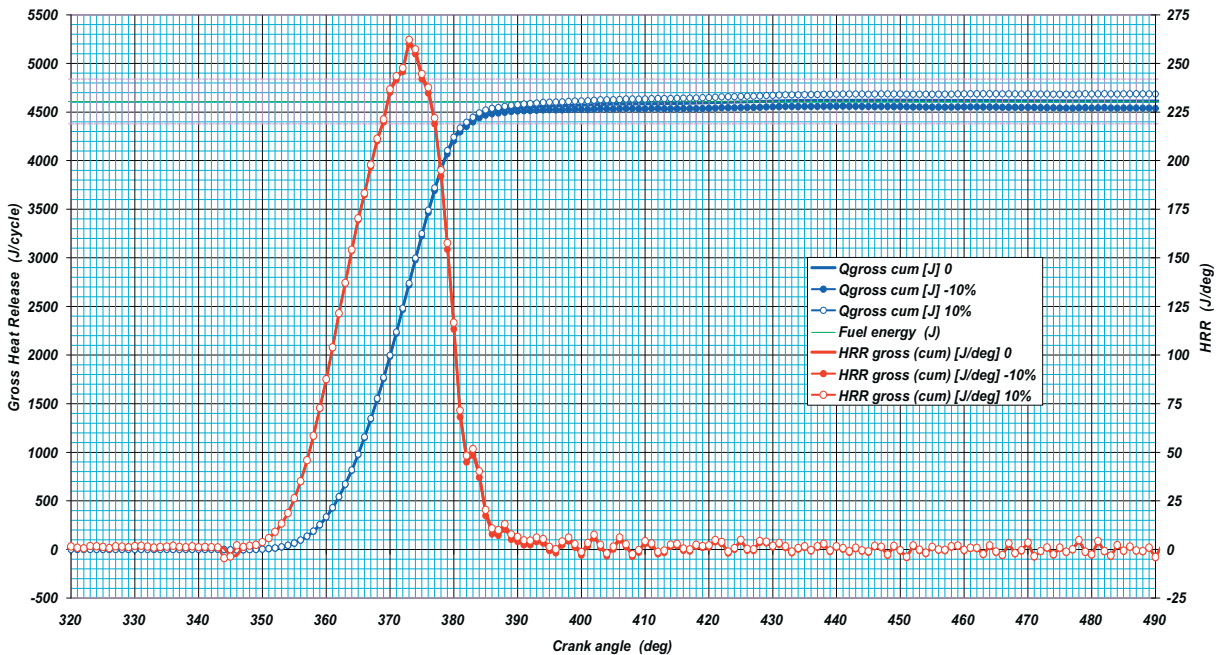
Nawet zakładając drastycznie grubą warstwę filmu olejowego (0,001 D), objętość tej warstwy w okolicach GMP nie przekracza 3‰ objętości czynnika roboczego. Oznacza to, że wykorzystanie nawet 50% tej objętości (co jest rzeczą niemożliwą) może spowodować zmianę ilości czynnika w objętości kontrolnej nie przekraczającą 1‰ tj. na poziomie nie mającym wpływu na wyniki analizy termodynamicznej.

2.2.4. Przedostawanie się oleju smarującego

Oszacowanie wpływu oleju smarującego przedostającego się do objętości kontrolnej przeprowadzono zakładając, że, w przypadku silnika samochodowego dopuszczalne zużycie oleju nie powinno przekraczać 1l/1000 km (przyjmujemy skrajne założenie, że cały ten olej trafi do objętości kontrolnej, a nie np. do wydechu, co oznacza mniej niż 1‰ „zużytego” ładunku i tym samym pozwala na pominięcie tej wielkości w naszej analizie.

2.3. Wymiana ciepła

Elementem równania szybkości wydzielania ciepła mającym bezpośredni wpływ na obliczanie ciepła wydzielonego, jest składowa opisująca strumień ciepła wymienionego.



Rys. 6. Wpływ współczynnika przyjmowania ciepła na profil ciepła wydzielonego
Fig. 6. Influence of HTC on heat release profile

W obliczeniach silnikowych przyjęto się stosowanie do tego celu modelu Woschni [11], który wymianę ciepła sprowadza do procesu konwekcyjnego, a odpowiednie równanie współczynnika przyjmowania ciepła każe obliczać z korelacji: $Nu = 0,035 Re^{0,8}$ prowadzącej do równania na współczynnik przyjmowania: $\alpha = 820D^{-0,2} p^{0,8} T^{0,53} w^{0,8}$ wyprowadzonego wykorzystując właściwości powietrza, co nie jest precyzyjnym obrazem czynnika roboczego [9], który w fazie wydzielania ciepła złożony jest głównie ze spalin. Na usprawiedliwienie tej, być może nieco nadmiernej popularności równania Woschni, należy zauważyć, że wpływ wymiany ciepła na obliczenia procesu wydzielania ciepła jest dosyć ograniczony (Rys. 6).

Rysunek pokazuje, że zmiany współczynnika przyjmowania ciepła $\pm 10\%$ powodują ok. 1% zmianę ciepła wydzielonego, przy mniej niż 0,5% zmianie maksymalnej szybkości wydzielania ciepła.

3. Optymalne równanie szybkości wydzielania ciepła

Przeprowadzona analiza sugeruje następującą postać równania szybkości wydzielania ciepła:

$$\begin{aligned}
 dQ_{ch} &= dL + dQ_w + i' dm_{sz} + idm_p + udm + mc_v dT = \\
 &= dL + dQ_w + i' dm_{sz} + idm_p + udm_{sz} + udm_p + mc_v \frac{pV}{mR} \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dR}{R} - \frac{dm}{m} \right) = \quad (13) \\
 &= dL + dQ_w + (i'-u)dm_{sz} + (i-u)dm_p + \frac{c_v}{R} pV \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dR}{R} + \frac{dm_{sz} + dm_p}{m} \right).
 \end{aligned}$$

Indeksem ' oznaczono entalpię czynnika biorącego udział w przepływach szczelinowych dla podkreślenia, iż będzie ona zmieniać się (w przeciwieństwie do entalpii przedmuchów) w zależności od kierunku przepływu:

- dla przepływów od komory spalania do szczelin należy ją obliczać dla parametrów w komorze,
- dla przepływu od szczeliny do komory (tj. po maksimum ciśnienia) entalpię należy wyznaczać dla temperatury w szczelinie (tj. temperatury ściany komory).

Obliczenia tego równania wymagają znajomości właściwości termodynamicznych czynnika roboczego.

3.1. Właściwości termodynamiczne

Kolejnym elementem równania szybkości wydzielania ciepła, który zasługuje na odrębne omówienie jest iloraz ciepła właściwych czynnika roboczego ($\kappa = c_p/c_v$). Jego wartość będzie określać zarówno poziom strat wskutek przepływów jak i (przede wszystkim) zmiany energii wewnętrznej czynnika (tym bardziej, że w mianowniku występuje wyrażenie $(\kappa-1)$, co oznacza, że 10% zmiana c_p/c_v może implikować nawet ponad 30% zmianę energii wewnętrznej. Oszacowanie wpływu tej wielkości przeprowadzono porównując ze sobą szybkości wydzielania ciepła określone dla:

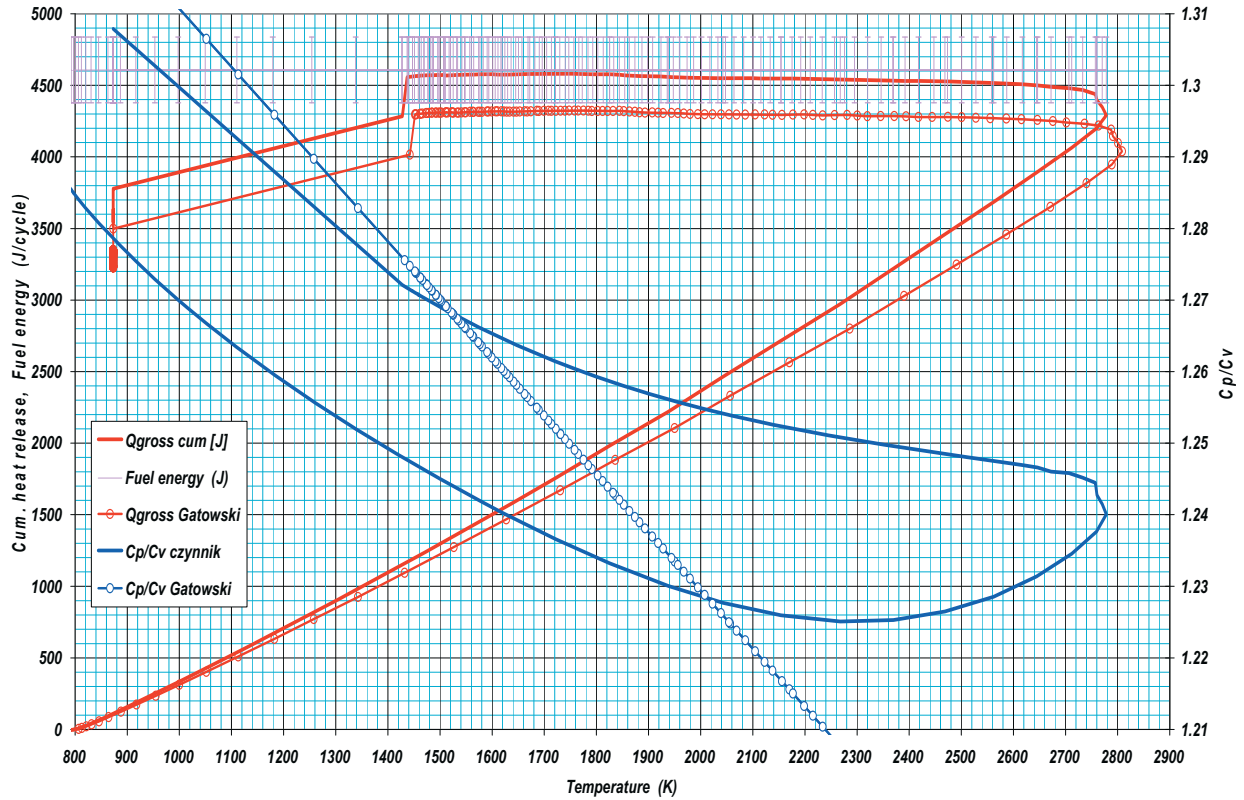
- równania liniowego $\kappa = a + bT$ [2],
- równania NASA przybliżającego rzeczywiste zmiany ilorazu c_p/c_v w funkcji temperatury. (przebiegi zmian ilorazu c_p/c_v pokazano uprzednio na Rys. 3).

Porównanie wyników analizy szybkości wydzielania ciepła (rys. 7, 8) dowodzi, że prawidłowo dobrany iloraz ciepła właściwych ma kluczowe znaczenie dla końcowego wyniku analizy: przyjęcie liniowej funkcji (wydatnie upraszczającej obliczenia) prowadzi do przeszacowania maksymalnej szybkości wydzielania ciepła, co powoduje szybsze narastanie krzywej całkowitej, ale ilość ciepła wydzielonego za cykl jest o około 10% za mała¹.

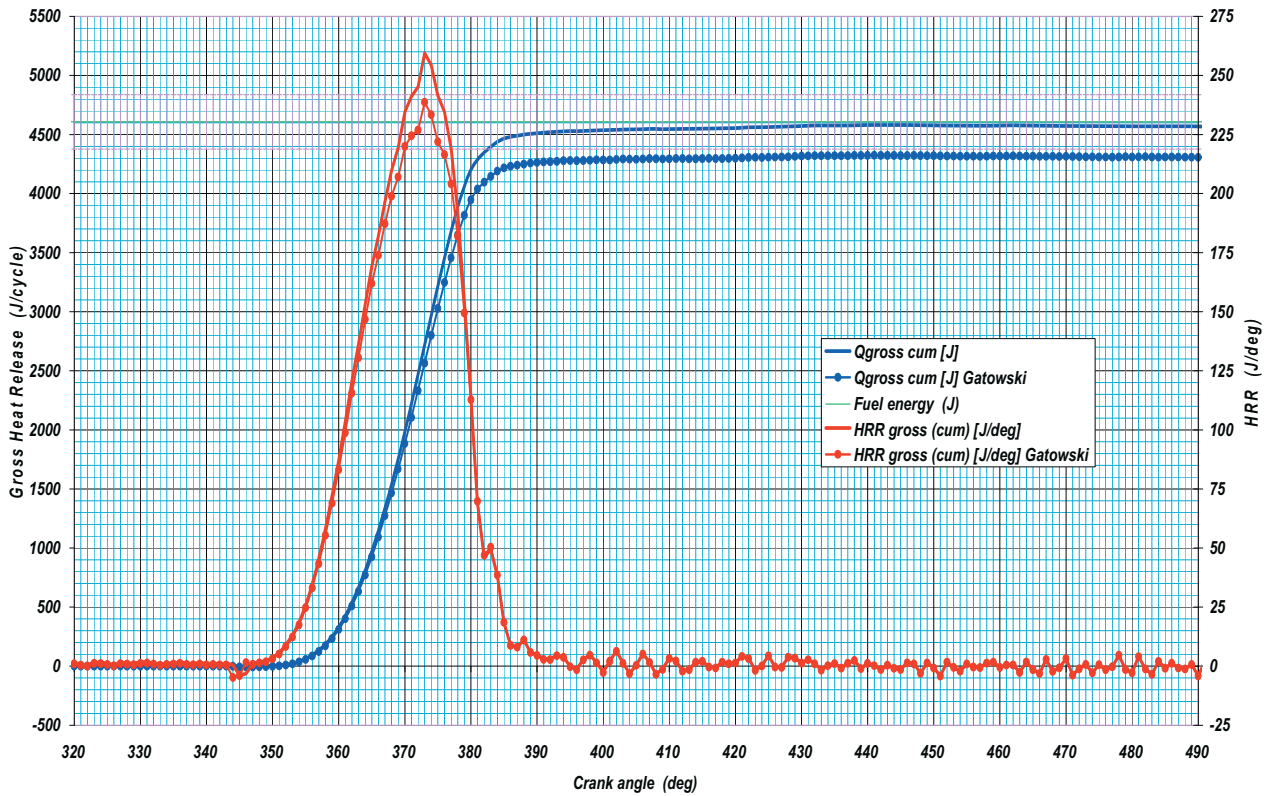
3.2. Położenie górnego martwego punktu (GMP)

Opracowanie wyników pomiarów silnikowych ma sens wtedy, gdy wyniki skojarzone są (z możliwie dużą dokładnością) z położeniem wału korbowego. Do ustalania położenia wykorzystuje się nadajniki kąta obrotu montowane na wale korbowym. Jednak skorelowanie sygnału nadajnika z rzeczywistym GMP jest obarczone pewnym błędem, szacowanym w skrajnym przypadku na 1°OWK [3]. Przyjęcie takiego błędu oszacowania położenia GMP (rys. 9) skutkuje, poza przesunięciem maksimum szybkości wydzielania ciepła o ok. 1°OWK, zmianą jej wartości maksymalnej o ponad 5%. Podobna jest także różnica całkowitej ilości ciepła wydzielonego.

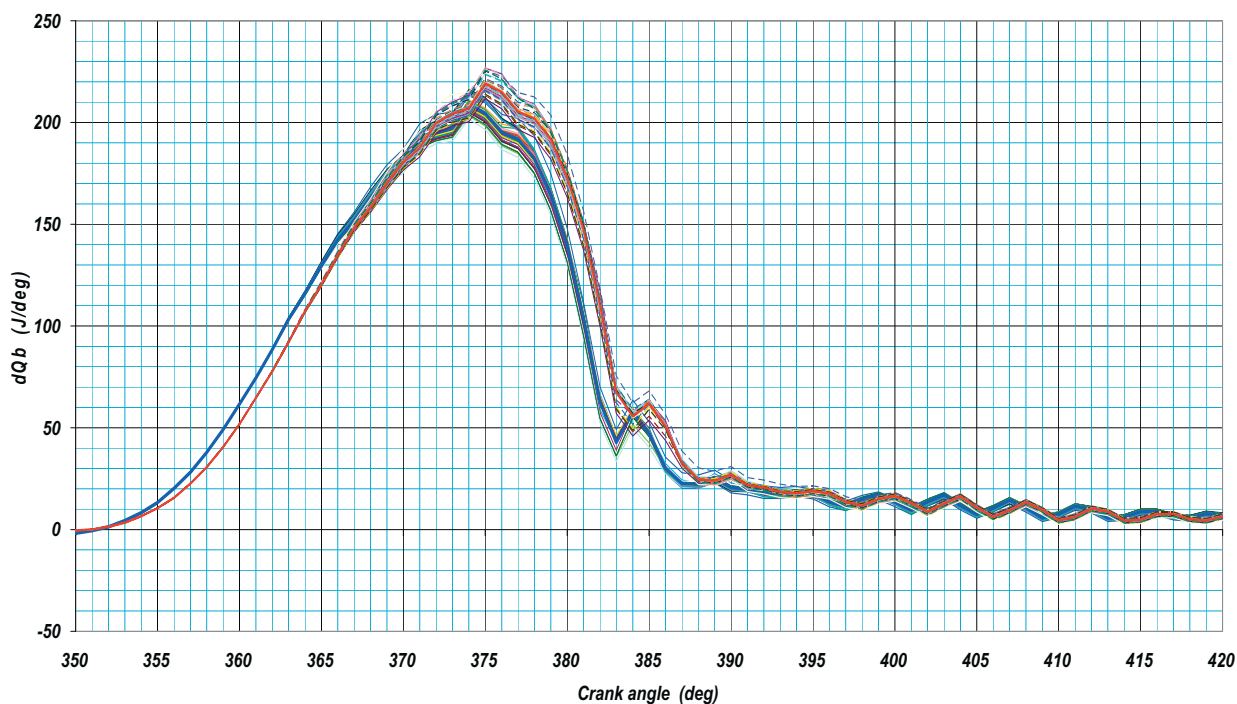
¹ Należy zauważyć, że przyjęcie funkcji wypełniającej postulat Cheunga i Heywooda [1] tj. praktycznie blokującej zmiany c_p/c_v w trakcie spalania powoduje (w wyniku przeszacowania strat szczelinowych efekt odwrotny: maksymalna szybkość wydzielania ciepła maleje, proces staje się bardziej rozmyty, a ciepło za cykl jest o około 6% zbyt duże w stosunku do rzeczywistej ilości doprowadzonej w paliwie.



Rys. 7. Iloraz c_p/c_v oraz profil ciepła wydzielonego w funkcji temperatury
 Fig. 7. Ratio of specific heats and heat release profile versus temperature



Rys. 8. Wpływ ilorazu c_p/c_v na profil ciepła wydzielonego



Rys. 8. Wpływ dokładności wyznaczenia GMO na szybkość wydzielania ciepła
 Fig. 8. Influence TDC determination accuracy on HHR profile

Podsumowanie

Zaprezentowana analiza wpływu poszczególnych składników równania szybkości wydzielania ciepła na końcowy efekt obliczeń pozwala na stwierdzenie, że, dla wyniku analizy termodynamicznej obiegu silnika spalinowego, decydujące znaczenie ma prawidłowe przyjęcie właściwości termodynamicznych czynnika roboczego. Wpływ wszystkich innych czynników, a szczególnie przedmuchów, jest porównywalny lub mniejszy od wpływu jaki wywiera oszacowanie położenia górnego martwego punktu.

Literatura

- [1] Cheung, H. M., Heywood, J. B., *Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data*, SAE Technical Paper 932749.
- [2] Gatowski, J. A., Balles, E. N., Chun, K. M., Nelson, F. E., Ekchian, J. A., Heywood, J. B., *Heat release analysis of engine pressure data*, SAE Technical Paper 841359, 1984.
- [3] Gruca, M., Mendera, K. Z., *Wyznaczanie GMP tłoka*, Journal of Kones Internal Combustion Engines, Vol. 12, 2005.
- [4] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [5] Mendera, K. Z., *Thermodynamic analysis of spark ignition engine pressure data*, Journal of Kones Internal Combustion Engines, Vol. 9, 2004.
- [6] Mendera, K. Z., *Thermodynamic properties of working fluid of internal combustion engine*, Journal of Kones 2004.
- [7] Mendera, K. Z., Pasternak, M., Smereka, M., Sobiepański, M., Sosnowski, M., *Calibration of spark ignition engine model*, Internationale Congress On Combustion Engines, PTNSS KONGRES, Szczyrk 2005.
- [8] Mendera, K. Z., Smereka, M., *Influence of burn profile on the precision of 1-D engine cycle simulation*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 13, Nr 4, 2006.
- [9] Mendera, K. Z., Spyra, A., Smereka, M., *Analiza równania Woschni*, VI Międzynarodowa

Konferencja Naukowa Silniki Gazowe 2003 Konstrukcja - Eksploatacja - Paliwa odnawialne, 2003.

- [10] Mendera, K. Z., Spyra, A., Smereka, M., *Obliczenia parametrów stanu czynnika roboczego silnika spalinowego*, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa Silniki Gazowe 2003 Konstrukcja – Eksploatacja - Paliwa odnawialne, 2003.
- [11] Woschni, G., *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*, SAE Technical Paper 670931.
- [12] Yilmaz, E., *Sources and characteristics of oil consumption in a spark-ignition engine*, MIT 2003.
- [13] NASA polynomials, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/data/nasa_plnm.html