

PURPOSEFULNESS OF USING REAL GAS MODEL IN ANALYSIS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE CYCLE PARAMETERS

Grzegorz Przybyła, Stefan Postrzednik

Silesian University of Technology
Institute of Thermal Technology
Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, Poland
tel.: +48 32 2371332, fax: +48 32 2372872
e-mail: przybyla@itc.polsl.pl postef@polsl.pl

Abstract

This paper includes the purposefulness of using real gas model in thermodynamic analysis of combustion process parameters.

Conversion energy optimization in internal combustion engine is possible through well understanding phenomena occurring in combustion chamber. Nowadays the main investigation method of combustion engines is pressure indication. Measurement of pressure in cylinder gives some information about possibility of improving parameters of internal combustion engines work. On the basis of obtained experimental data, applying suitable mathematical model, values of thermodynamic parameters, difficult or impossible to measure, are determined, for example:

- course of temperature change in combustion chamber,
- rate and course of heat release versus crank angle,
- rate and course of fuel charge burning.

Calculation results are strongly depended on accepted simplifications in mathematical model. Wide range of temperature and pressure change of working medium within single cycle can require application of real gas state equation. In this situation, determination of compressibility factor of working medium is of primary importance.

Keywords: combustion engines, engine cycle, heat release, real gas model, compressibility factor

CELOWOŚĆ STOSOWANIA ALGORYTMÓW GAZU RZECZYWISTEGO W ANALIZIE PARAMETRÓW OBIEGU SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie

Jednym z narzędzi badawczych stosowanych w termodynamicznej analizie cyklu roboczego silnika jest pomiar szybkozmiennych ciśnień w komorze roboczej (indykacja).

Przetwarzanie danych eksperymentalnych umożliwia wyznaczenie wartości parametrów termodynamicznych roboczego cyklu, w tym trudnych lub wręcz niemożliwych do zmierzenia, jak:

- przebieg zmian temperatury w cylindrze,
- szybkość oraz przebieg wypalania paliwa,
- szybkość oraz przebieg uwalniania energii chemicznej paliwa.

Uzyskiwane wyniki obliczeń zależą zarówno od dokładności przeprowadzonego pomiaru ciśnienia jak i przyjętych uproszczeń zastosowanych w algorytmach obliczeniowych.

Jednym z podstawowych zagadnień jest w tym przypadku problem doboru modelu gazu (gaz doskonały, gaz półdoskonały, gaz rzeczywisty), wykorzystywanego w analizie. Wynika to ze stosunkowo szerokiego zakresu zmian temperatury $T(\alpha)$ oraz ciśnienia gazu $p(\alpha)$ w obrębie pojedynczego cyklu. W związku z tym może zachodzić potrzeba zastosowania termicznego równania stanu dla gazów rzeczywistych. W tym przypadku zasadniczą rolę odgrywa wyznaczenie współczynnika ściśliwości czynnika roboczego.

W artykule zaprezentowany zostanie wpływ przyjętego modelu gazu (od doskonałego – do rzeczywistego) na dokładność uzyskiwanych wyników obliczeń parametrów obiegu silnika spalinowego ZI.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, obieg silnika, generacja ciepła, gaz rzeczywisty, stosunek ściśliwości

1. Wprowadzenie

Podstawowym narzędziem badawczym stosowanym w termodynamicznej analizie cyklu roboczego tłokowego silnika spalinowego jest pomiar szybkozmiennych ciśnień w komorze roboczej (indykacja). Bezpośrednia analiza mierzonego ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego nie wystarcza do określenia jego podstawowych parametrów pracy oraz charakterystycznych parametrów termodynamicznych czynnika roboczego. W celu ułatwienia interpretacji danych eksperymentalnych uzyskanych na drodze pomiaru konieczne jest ich przetworzenie obliczeniowe. Do tego celu należy opracować odpowiedni model matematyczny, który umożliwi wyznaczenie wartości parametrów termodynamicznych roboczego cyklu, w tym trudnych lub wręcz niemożliwych do zmierzenia, jak; przebieg zmian temperatury, szybkość oraz przebieg wypalania i uwalniania energii chemicznej paliwa.

Tok matematycznego modelowania zjawisk zachodzących w komorze roboczej silnika spalinowego składa się z kilku zasadniczych etapów. Na początku konieczne jest ustalenie fizycznego modelu zjawisk zachodzących podczas pojedynczego cyklu roboczego (lub jego części). Następnie dokonuje się matematycznego opisu ustalonego wcześniej modelu fizycznego. Cały proces finalizowany jest numerycznym rozwiązaniem zestawu równań przyjętych do opisu analizowanych zjawisk.

Ponieważ w ramach całego cyklu roboczego wymagane jest modelowanie oddziaływań termodynamicznych i gazodynamicznych w cylindrze silnika, z uwzględnieniem procesów spalania oraz wymiany ładunku, kompleksowe rozwiązanie tych zagadnień jest zadaniem niezwykle trudnym. Realizacja samego procesu spalania w silniku tłokowym jest o wiele bardziej złożona niż spalanie w komorach przepływowych. Wskazać należy kilka zasadniczych różnic [5]:

- a) procesy zachodzące w silniku spalinowym mają charakter niestacjonarny, występująca zmienność w czasie struktury oraz pola przepływu przyczynia się do kształtowania przebiegu spalania,
- b) spalanie ładunku odbywa się w przestrzeni zamkniętej, w związku z czym następuje oddziaływanie postępującego procesu na ładunek jeszcze nie spalony,
- c) realizowanemu procesowi spalania towarzyszą ciągłe zmiany w ruchu ładunku oraz w geometrii komory spalania, wynikające z ruchu tłoka.

Złożoność przedstawionych procesów wymaga wprowadzenia pewnych założeń upraszczających podczas modelowania. W związku z tym wyniki uzyskane na podstawie opracowanego modelu matematycznego przyjmować będą wartości stosowne do przyjętych uproszczeń. Jednym z podstawowych zagadnień jest w tym przypadku problem doboru modelu gazu (gaz doskonały, gaz $\frac{1}{2}$ doskonały, gaz rzeczywisty), wykorzystywanego w analizie. Wynika to ze stosunkowo szerokiego zakresu zmian temperatury $T(\alpha)$ oraz ciśnienia gazu $p(\alpha)$ w obrębie pojedynczego cyklu.

Pojęcie gazu doskonałego dotyczy hipotetycznego gazu, którego drobin nie przyciągają się wzajemnie, są nieskończenie małe, a ponadto wewnątrz drobin nie występują drgania. Różnica pomiędzy gazem doskonałym, a gazem półdoskonałym polega na uwzględnieniu drgań wewnątrz drobin. Gaz rzeczywisty zachowuje się jak gaz półdoskonały pod dostatecznie niskim ciśnieniem, co wynika z rozrzedzenia gazu, które bezpośrednio wpływa na siły wzajemnego przyciągania i zmniejsza wpływ objętości własnej drobin [6].

Jeżeli temperatura gazu jest stosunkowo niska, drgania atomów w drobinach są niewielkie, w tym przypadku gaz może być traktowany jak doskonały. Wzrost temperatury oraz złożona budowa drobin powodują wzrost drgań w ich wnętrzu.

Większość gazów występujących w urządzeniach cieplnych można traktować jako doskonałe lub półdoskonałe. Wyjątek stanowią tutaj gazy pod wysokim ciśnieniem oraz pary. Na własności tych czynników wpływać będzie objętość własna drobin i ich wzajemne przyciąganie. Dlatego ważne jest sprawdzenie, w jakich warunkach czynniki te należy traktować jak gaz rzeczywisty [6].

2. Identyfikacja parametrów czynnika roboczego

Proces spalania zachodzący w silniku spalinowym realizowany ramach kolejnych cykli jego pracy jest procesem stochastycznym. Dlatego badanie parametrów stanu czynnika roboczego w trakcie następujących po sobie cyklach, a następnie szukanie korelacji pomiędzy nimi jest postępowaniem wieloaspektowym. Analiza określonego cyklu roboczego w danym punkcie pracy silnika spalinowego (opisanego poprzez $M_0 = \text{idem}$ oraz $\omega = \text{idem}$) przeprowadzana jest najczęściej, przyjmując jako zmienną niezależną czas t lub kąt obrotu wału korbowego α . Przy czym pomiędzy wspomnianymi wielkościami zachodzi związek

$$d\alpha = \omega dt . \quad (1)$$

Dokładna charakterystyka cyklu pracy silnika spalinowego możliwa jest wyłącznie poprzez wiarygodne określenie chwilowych termodynamicznych parametrów stanu czynnika roboczego w cylindrze takich jak:

- objętość przestrzeni roboczej $V(\alpha)$,
- ciśnienie $p(\alpha)$,
- średnia temperatura czynnika roboczego $T_{\text{lad}}(\alpha)$,

Związek pomiędzy powyższymi wielkościami ujmuje termiczne równanie stanu. Rozważając w obliczeniach model gazu doskonałego lub półdoskonałego najczęściej stosuje się równanie Clapeyrona, które dla chwilowych wartości parametrów czynnika roboczego w cylindrze wyniesie:

$$p(\alpha) V(\alpha) = m_0(\alpha) R_{\text{lad}} T_{\text{lad}}(\alpha) . \quad (2)$$

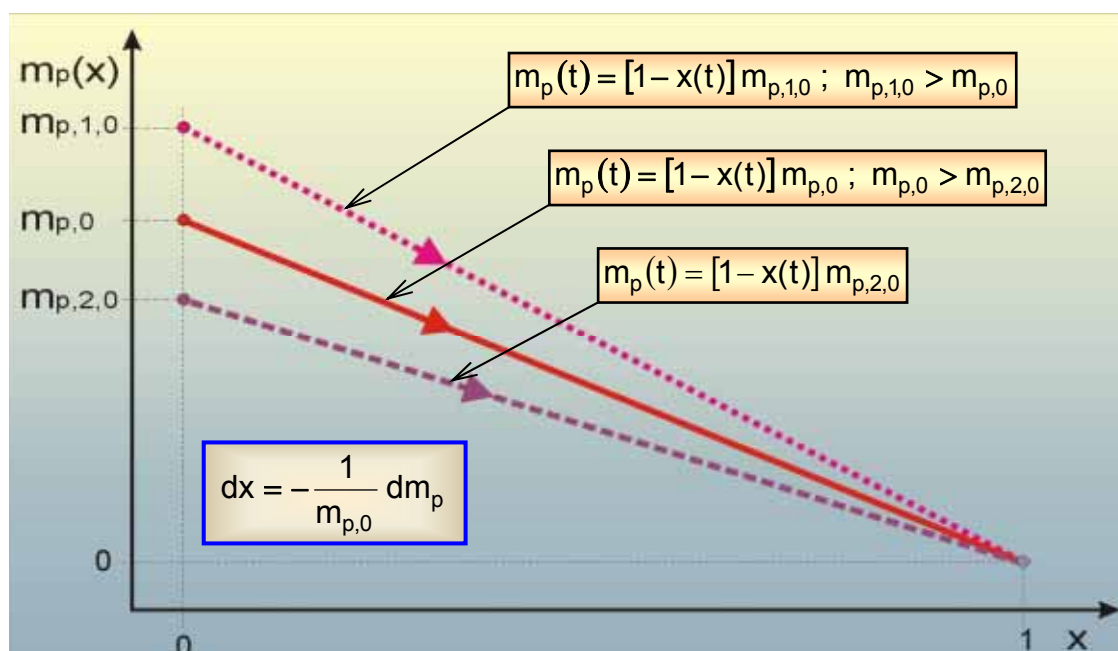
Funkcję ciśnienia $p(\alpha)$ w cylindrze silnika spalinowego wyznacza się na podstawie pomiaru (indykacji), metodyka pomiarowa została szczegółowo omówiona w pracy [4]. Postać Funkcji objętości przestrzeni roboczej układu $V(\alpha)$, znana jest z geometrii układu tłokowo – korbowego badanego silnika.

Analizując stan termodynamiczny ładunku podczas procesu spalania, kiedy zawory dolotowe i wylotowe są zamknięte, jego masa jest niezmienna $m_0(\alpha) = \text{idem}$ (zaniedbując przedmuchy do skrzyni korbowej), lecz ilości substancji innych składników (O_2 , CO_2 , H_2O , C_mH_n – opary paliwa, m_p , poza azotem: $n_{N_2} \approx \text{idem}$) ulegają zmianie. Występująca we wzorze indywidualna stała gazowa ładunku R_{lad} , będzie więc zależeć od jego składu, zmieniającego się wraz z postępującym procesem spalania.

W tym wypadku do opisu przebiegu spalania paliwa korzystnie jest wprowadzić pojęcie stopnia wypalenia paliwa, który wyraża względną ilość paliwa już spalonego

$$x(t) \stackrel{\text{df}}{=} \frac{\Delta m_p(t)}{m_{p,0}} = \frac{m_{p,0} - m_p(t)}{m_{p,0}} = 1 - \frac{m_p(t)}{m_{p,0}}, \quad 0 \leq x \leq 1, \quad t \geq 0, \quad (3)$$

gdy $x = 0$, oznacza to, że paliwo nie zaczęło się jeszcze spalać, natomiast $x = 1$ świadczy o całkowitym wypaleniu paliwa w cylindrze. Ponieważ w komorze spalania silnika spalinowego zachodzi spalanie niezupełne, w rzeczywistości stopień wypalenia paliwa x nigdy nie osiąga dokładnie wartości jeden. Ilustrację pojęcia stopnia wypalenia paliwa przedstawiono schematycznie na rysunku 1.



Rys. 1. Ilustracja stopnia wypalania paliwa
 Fig. 1. Illustration of fuel dose burning

Ponieważ w trakcie spalania zmienia się skład ładunku, a więc także jego masa drobinowa: $M(t)$, lub $M(x)$, a następnie odpowiednio indywidualna stała gazowa $R_{\text{lad}}(x) = (MR)/M(x)$. W związku z tym wartości tych wielkości muszą być obliczane dla aktualnej wartości stopnia wypalania x , oraz globalnej wartości współczynnika nadmiaru powietrza do spalania λ_0 . Pomijając powstawanie w spalinach takich składników jak: tlenek węgla, węglowodory, tlenki azotu, których udział jest względnie niewielki w stosunku do pozostałych, indywidualna stała gazowa powstającej mieszaniny w cylindrze wyniesie:

$$R_{\text{lad}}(x) = \frac{4411,43\lambda_0 + 256,63x + 55,37}{15,146\lambda_0 + 0,0027047x + 1} \quad (4)$$

Traktując czynnik roboczy jak gaz półdoskonały oraz wykorzystując zależność (4), na podstawie równania stanu (2) wyznacza się przebieg temperatury ładunku w cylindrze silnika spalinowego podczas procesu spalania. Następnie można przejść do określenia kalorycznych funkcji stanu czynnika roboczego w cylindrze. Należy jednak sprawdzić czy takie podejście jest wystarczające, oraz jak wpłynie na wartość uzyskiwanych wyników zastosowanie w obliczeniach modelu gazu rzeczywistego.

3. Termiczne równanie stanu gazu rzeczywistego

Istnieje wiele równań opisujących stan termiczny gazu rzeczywistego. Do najważniejszych można zaliczyć równania; Van de Wasala, Berthelota, Whola, jedne mają większe znaczenie pod względem ilościowym inne są słuszne pod względem jakościowym. Ponadto wszystkie z nich dają zadowalające wyniki tylko w pewnym zakresie ciśnień i temperatur. Należy zaznaczyć, że nie ma równań termicznych o uniwersalnym zastosowaniu [1]. W praktyce inżynierskiej najczęściej wykorzystuje się zmodyfikowaną postać równania (2), które zawiera tzw. stosunek ściśliwości ϕ ujmujący zmianę objętości właściwej gazu rzeczywistego do objętości właściwej gazu

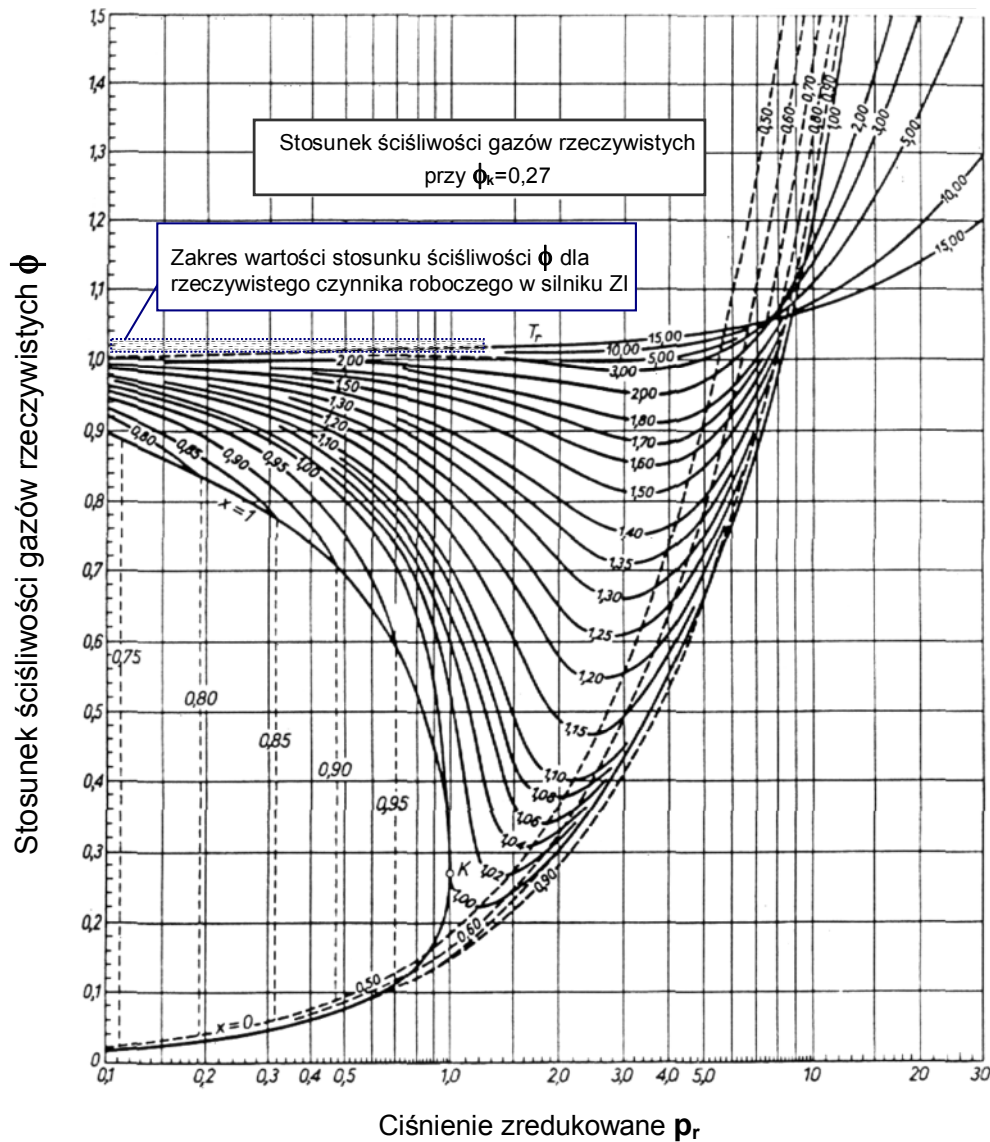
doskonałego. Uwzględnienie wspomnianej wielkości oraz równania (4) daje następującą postać termicznego równania stanu dla gazów rzeczywistych

$$p(\alpha) V(\alpha) = m_0(\alpha) \phi R_{lad}(x) T_{lad}(\alpha). \quad (5)$$

Występujący w równaniu (5) stosunek ściśliwości gazu wyznaczany jest najczęściej jako wielkość zależna od jego parametrów zredukowanych [2]

$$\phi = \phi(T_r, p_r), \quad T_r = \frac{T(\alpha)}{T_k(\alpha)}, \quad p_r = \frac{p(\alpha)}{p_k(\alpha)}, \quad (6)$$

gdzie: $T_k(\alpha)$, $p_k(\alpha)$ – parametry punktu krytycznego, $T(\alpha)$, $p(\alpha)$ – parametry gazu rzeczywistego. Wielkości te są funkcją kąta obrotu wału korbowego, ponieważ podczas realizacji cyklu roboczego w silniku spalinowym zmienia się skład gazu. Wartość stosunku ściśliwości wyznacza się na podstawie wykresu przedstawionego na rys. 2.

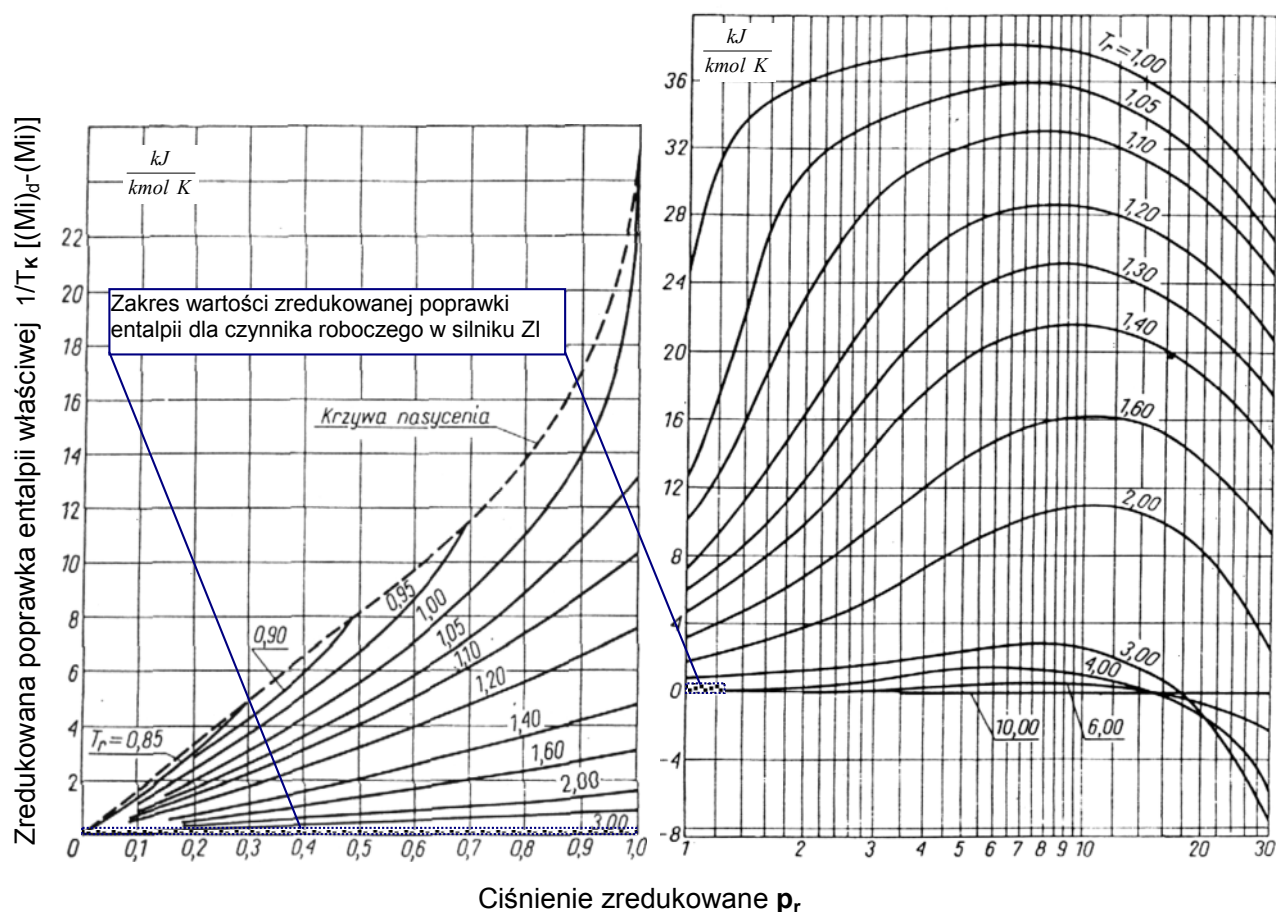


Rys. 2. Uogólniony stosunek ściśliwości gazów rzeczywistych [6]
Fig. 2. Generalized compressibility for real gases

W pierwszej kolejności należy określić parametry krytyczne poszczególnych związków wchodzących w skład czynnika roboczego. Wielkości te można odczytać z odpowiednich tablic zamieszczonych w literaturze np. [2, 6]. Wyznaczenie przebiegu temperatury w cylindrze silnika spalinowego podczas procesu spalania na podstawie równania (5) wymaga iteracyjnego rozwiązania ze względu na występowanie funkcyjnej zależności na stosunek ściśliwości (6).

W podobny sposób wyznacza się poprawkę podczas obliczania kalorycznych funkcji stanu. Do określenia poprawki entalpii analizowanego gazu pomocny będzie wykres zamieszczony na rysunku 3. Ze względów praktycznych wykres ten podzielono na dwa obszary zależne od zakresu wartości parametrów zredukowanych.

Zdecydowany wpływ na wartość zredukowanej poprawki entalpii wywierają niskie wartości temperatury zredukowanej w szerokim zakresie ciśnień zredukowanych. Analizując parametry cyklu roboczego tłokowego silnika spalinowego konieczne jest wyznaczenie przedstawionych parametrów zredukowanych w zakresie całkowitego kąta spalania. Chcąc porównać te wielkości dla różnych stanów pracy silnika, korzystnie jest wprowadzić względne wartości kąta lub czasu spalania, które wyrażają stosunek wartości bieżącej do wartości całkowitej danej wielkości.



Rys. 3. Zredukowana poprawka entalpii gazów rzeczywistych [1]

Fig. 3. Generalized enthalpy correction for real gases

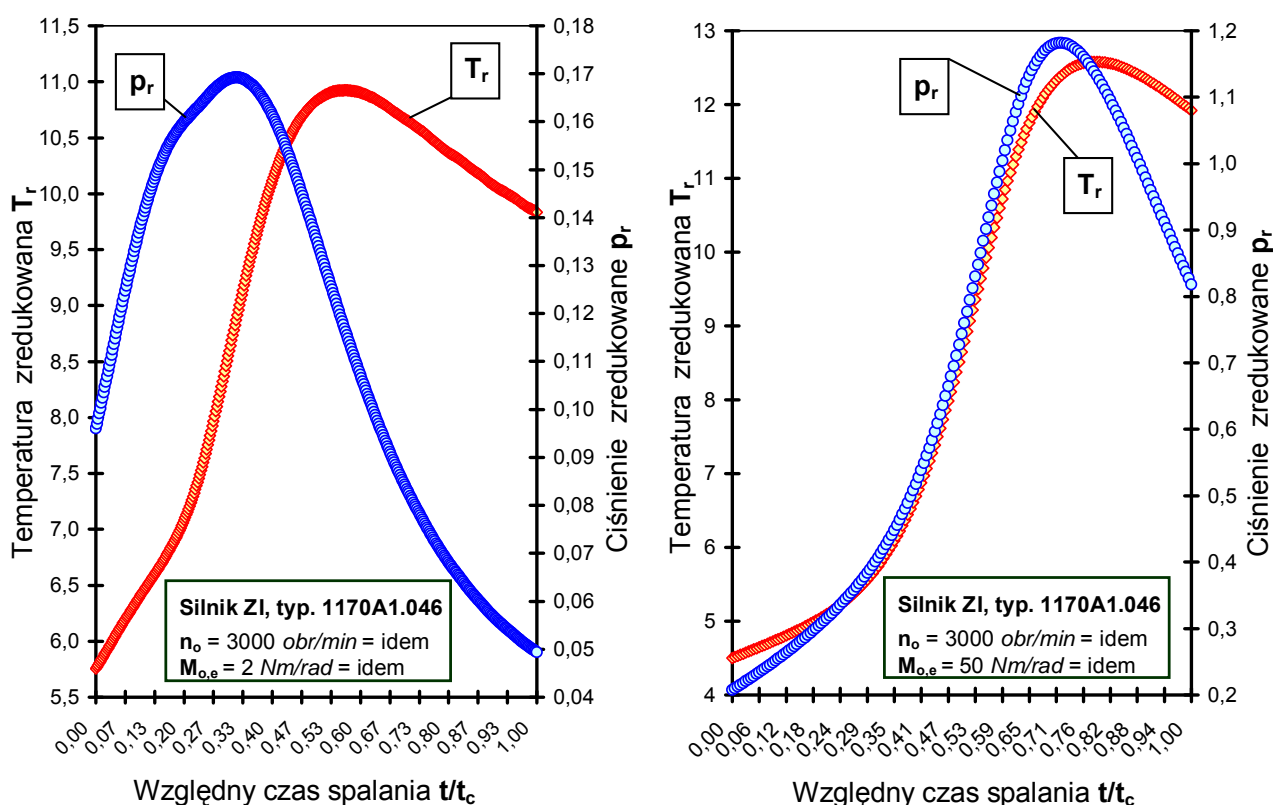
W celu wyznaczenia wartości stosunku ściśliwości ϕ oraz poprawki dla kalorycznych funkcji stanu, podczas procesu spalania w obrębie realizacji pojedynczego cyklu pracy silnika spalinowego, dokonano indykacji ciśnienia w cylindrze silnika. Wielkości występujące w zależnościach (4, 6) zostały wyznaczone na podstawie przyjętego, uproszczonego składu powstających spalin oraz odpowiadających im wartości parametrów krytycznych (szczegóły

zamieszczono w tabelicy 1). Bieżącą wartość stopnia wypalenia paliwa x określono na podstawie wyników indykacji oraz stosując jednostrefowy model uwalniania energii chemicznej paliwa [3].

Tab. 1. Zestawienie uwzględnionych składników czynnika roboczego oraz ich parametrów
 Tab. 1. Considered constituents of working medium and their parameters

Składnik spalin	(CO ₂)	(H ₂ O)	(O ₂)	(N ₂)
Temperatura krytyczna T _K , K	304,19	647,27	154,75	126,15
Ciśnienie krytyczne p _K , MPa	7,39	2,21	5,08	3,39
Indywidualna stała gazowa R, J/kgK	188,9	461,5	259,8	296,81

Na rysunku 4 przedstawiono kształtowanie się wartości parametrów zredukowanych T_r oraz p_r w trakcie przebiegającego procesu spalania silnika spalinowego ZI. Wykorzystując zależność (1), na osi rzędnych zaznaczono względny czas spalania (wyrażający stosunek aktualnego czasu trwającego procesu do całkowitego czasu spalania). Zabieg ten ułatwia porównanie analizowanych wielkości dla różnych stanów pracy silnika spalinowego.



Rys. 4. Przebieg parametrów zredukowanych T_r , p_r podczas procesu spalania dla wybranych obciążeń silnika spalinowego ZI

Fig. 4. Reduced parameter T_r , p_r during combustion process for selected load of SI engine

Na powyższym rysunku pokazano wartości parametrów zredukowanych dla dwóch różnych punktów pracy silnika spalinowego ZI. Ponieważ zmienność analizowanych parametrów w niewielkim stopniu rzutuje na wartości stosunku ściśliwości ϕ oraz zredukowanej poprawki

entalpii, zaprezentowano przebieg parametrów krytycznych dla pracy silnika na biegu jałowym oraz przy wysokim obciążeniu (punkt pracy bliski charakterystyki zewnętrznej).

Szczegółowa analiza parametrów zredukowanych w całym polu pracy silnika spalinowego pozwoliła określić zakres odpowiadających im wartości stosunku ściśliwości oraz zredukowanej poprawki entalpii, pole uzyskanych rozwiązań zaznaczono w postaci prostokątnego obszaru, odpowiednio na rysunkach 2, 3.

4. Podsumowanie

Przedstawiono wpływ przyjętego modelu gazu (półdoskonały – rzeczywisty) podczas obliczania parametrów termicznych oraz kalorycznych czynnika roboczego na dokładność uzyskiwanych wyników. Przeprowadzone obliczenia dowodzą, że występujące wartości uogólnionego stosunku ściśliwości gazu rzeczywistego ϕ w cylindrze silnika spalinowego, w niewielkim stopniu wpływają na wartości temperatury czynnika roboczego, wyznaczonej na podstawie równia (5). Biorąc pod uwagę całe pole pracy silnika spalinowego ZI, maksymalne wartości liczby ściśliwości kształtują się na poziomie $\phi = 1,008$. Zastosowanie równania (2) będzie, zatem prowadzić do niewielkich błędów obliczeniowych. Większy wpływ na wartości uzyskiwanych wyników powoduje wprowadzenie w równaniu (2) zmiennej wartości indywidualnej stałej gazowej czynnika roboczego, opisanej równaniem (4).

Podobnie sytuacja kształtuje się podczas wyznaczania zredukowanej poprawki na entalpię ładunku. Analizując wartości parametrów zredukowanych występujących podczas procesu spalania (rys. 4) widać, że wartości odpowiadających im poprawek (rys 3) są bliskie zero. Ostatecznie należy stwierdzić, że w zakresie ciśnień oraz temperatur panujących w cylindrze silnika spalinowego ZI, posługiwanie się w obliczeniach modelem gazu półdoskonałego jest wystarczające.

Literatura

- [1] Ochęduszek, S., *Termodynamika stosowana*, WNT, Warszawa 1970.
- [2] Postrzednik S., *Termodynamika zjawisk przepływowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [3] Przybyła G., Postrzednik S., *Analysis of combustion process in engine by indication method*, XIX. International Symposium on Combustion Processes. Polish Academy of Sciences, Combustion Section of the Thermodynamics and Combustion Committee, Silesian University of Technology, OPTI_ENERGY Center of Excellence. Ustroń, 2005.
- [4] Przybyła G., Postrzednik S., *Analiza procesu konwersji energii w silnikach spalinowych z wykorzystaniem pomiarów szybkozmiennych ciśnień w cylindrze*, XIX Zjazd Termodynamików. Komitet Termodynamiki i Spalania PAN, Katedra Techniki Ciepłej Politechniki Gdańskiej, Instytut Maszyn Przepływowych. Gdańsk – Sopot, 5-8.09.2005.
- [5] Rychter T., Teodorczyk A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990.
- [6] Szargut, J., *Termodynamika techniczna*, Wydawnictwo Pol. Śl., Gliwice 2000.