ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2001
Seria: TRANSPORT z.43 Nr kol.1529

Piotr GUSTOF

WYZNACZANIE PRZEBIEGU TEMPERATUR ŁADUNKU DLA PEŁNEGO CYKLU ROBOCZEGO W CYLINDRZE DOŁADOWANEGO SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Streszczenie. W pracy wyznaczono przebieg temperatury ładunku dla pełnego cyklu roboczego w cylindrze doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania. Podczas procesu spalania temperaturę ładunku określono na podstawie modelu dwustrefowego [2], natomiast podczas suwu sprężania i rozprężania na podstawie ogólnej teorii przemian politropowych [2,4]. W okresie napełniania oraz wydechu obliczono ją z kolei za pomocą stosunków ilościowych spalin i powietrza [1,3,5]. Ponadto w całym cyklu pracy silnika określony został przepływ ciepła do ścianek otaczających czynnik roboczy [2,3].

CALCULATIONS OF TEMPERATURE FOR ALL CYCLE OF WORK IN THE CYLINDER OF TURBO DIESEL ENGINE

Summary. The course of temperature depending on revolutions angle of crankshaft's was calculated in the turbo Diesel engine with direct of fuel injection. The analysis of temperature was carried out on the basis of two-zonal model during the combustion . During stroke of compress and decompress the temperature was calculated on the basis of the general theory transformation of politropy. The temperature of load and combustion gases by means of relations of quantitative the fumes and of the air was calculated. Besides heat flow to the cylinder's walls in all cycle of work of engine was characterized.

1. NAPEŁNIANIE

Napełnianie cylindra świeżym powietrzem jest pierwszym z kroków w obiegu silnika czterosuwowego o zapłonie samoczynnym. W rozpatrywanym przypadku, zgodnie z fazami rozrządu badanego silnika, napełnianie trwa od momentu zamknięcia zaworu wylotowego (10°owk po ZZ). Podczas tego procesu oraz w każdym cyklu pracy silnika ZS, niezależnie od obciążenia, do cylindra zasysana jest stale taka sama objętość świeżego powietrza.
W przedstawionym modelu przyjęto, że dostarczanie tego powietrza odbywa się w sposób proporcjonalny do kąta obrotu wału korbowego. Objętość powietrza dostarczanego w każdym kroku obliczeniowym wyznaczono za pomocą przedstawionej zależności:

$$V_{dol} = \frac{V_s \eta}{360} \qquad [m^3] \tag{1}$$

gdzie:

η – współczynnik napełniania dla warunków otoczenia,
V_s – objętość skokowa cylindra [m^3].

Następnie wyznaczono temperaturę powietrza w cyklu obliczeniowym napełniania za pomocą wyprowadzonej zależności:

$$T_{ni} = \frac{V_{(i-1)} T'_{n(i-1)} + V_{dol} T_{dol}}{V_{(i-1)} + V_{dol}} \quad [K] \tag{2}$$

gdzie:

$V_{(i-1)}$ – objętość komory spalania z poprzedniego kroku obliczeniowego [m^3],
$T'_{n(i-1)}$ – temperatura gazów w cylindrze w poprzednim kroku obliczeniowym [K],
V_{dol} – objętość świeżego powietrza zasysanego do cylindra [m^3],
T_{dol} – temperatura powietrza przed zaworem dolotowym [K].

Po uwzględnieniu strumienia przepływu ciepła, który w pewnym okresie napełniania będzie odbywał się w kierunku od ścianek komory spalania do powietrza w cylindrze, wyznaczono chwilową temperaturę jako różnicę w ogólnej postaci:

$$T'_{ni} = T_{ni} - \frac{Q_{zi}}{c_{vui} \cdot m_{ai}} \quad [K] \tag{3}$$

gdzie:

T_{ni} – chwilowa temperatura gazów w cylindrze podczas napełniania [K],
Q_{zi} – chwilowa ilość ciepła przepływająca od ścianek komory spalania do powietrza [J],
c_{vui} – pojemność cieplna właściwa powietrza [J/(K kg)],
m_{ai} – rzeczywista masa powietrza zassanego do cylindra [kg].

Temperaturę czynnika znajdującego się w przestrzeni roboczej cylindra na końcu napełniania (ładowania) można również wyznaczyć określając współczynnik reszty spalin pozostałych po poprzednim cyklu. Tak obliczoną temperaturę potraktowano w dalszych obliczeniach jako kryterium porównawcze dla uzyskanych wyników.

Temperaturę tę wyznaczono na podstawie poniższej zależności:

$$T_{kn} = \frac{T_{dol} + \gamma \cdot T_{rsp}}{1+\gamma} \quad [K] \tag{4}$$

gdzie:

γ – współczynnik reszty spalin,
T_{dol} – temperatura powietrza przed zaworem dolotowym [K],
T_{rsp} – temperatura reszty spalin z poprzedniego cyklu.

2. PROCES SPRĘŻANIA ŁADUNKU W CYLINDRZE

Przed przystąpieniem do obliczania temperatury czynnika roboczego w cylindrze podczas procesu sprężania określono jego temperaturę początku sprężania jako równą temperaturze końca napełniania. Przyjęto więc traktować temperaturę końca napełniania jako początkową temperaturę sprężania.

Do przeprowadzenia dalszych obliczeń wykorzystano wykres ciśnienia indykatorowego zarejestrowanego na stanowisku hamownianym, zgodnie z normami ISO, w laboratorium firmy AVL w Grazu.

Proces sprężania potraktowano jako przemianę politropową. Ze względu na to, że rzeczywiste sprężanie ma charakter bardzo skomplikowany i nie może być ściśle ujęte wzorami termodynamiki, wprowadzono uproszczenia obliczeniowe. Polegają one na założeniu, że proces sprężania ma charakter politropowy o stałym wykładniku m_1.

$$m_1 = \frac{\lg(p_{ks}) - \lg(p_{ps})}{\lg(\varepsilon_s)} \tag{5}$$

gdzie:

p_{ks} – ciśnienie końca sprężania dla kąta tuż przed kątem początku spalania [Pa],
p_{ps} – ciśnienie początku sprężania (tłok w ZW) [Pa],
ε_s – stopień sprężania do kąta początku spalania.

W dalszej kolejności wyznaczono chwilową temperaturę podczas sprężania zgodnie z przedstawioną zależnością:

$$T_{ti}(\varphi) = T_{ps} \cdot \left(\frac{p_i(\varphi)}{p_{ps}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} \quad [K] \tag{6}$$

gdzie:

T_{ps} – początkowa temperatura podczas sprężania [K],
p_{ps} – ciśnienie początku sprężania [Pa],
m_1 – wykładnik politropy sprężania,
$p_i(\varphi)$ – chwilowe ciśnienie panujące w przestrzeni cylindra [Pa].

3. SPALANIE

Procesy spalania zachodzące w silniku zostały przeanalizowane za pomocą zerowymiarowego dwustrefowego modelu, w którym istnieją dwie strefy: strefa niespalona (mieszanki) i strefa spalin, oddzielone od siebie frontem płomienia [2].

Przedstawiony model, oparty na bilansach energii pomiędzy poszczególnymi strefami, pozwala na wyznaczenie temperatur zarówno strefy spalonej, jak i strefy niespalonego ładunku. To prowadzi do wyznaczenia średniej temperatury ładunku, którą ostatecznie przedstawia wyrażenie:

$$T_{śr}(\varphi) = \frac{(1-x)c_{vu}T_u + xc_{vb}T_b}{(1-x)c_{vu} + xc_{vb}} \quad [K] \tag{7}$$

gdzie:

x – współczynnik wypalenia ładunku,
T_u – temperatura strefy niespalonego ładunku [K],
T_b – temperatura strefy spalin [K],
c_{vb} – pojemność cieplna właściwa spalin [J/(kg K)],
c_{vu} – pojemność cieplna właściwa powietrza [J/(kg K)].

4. ROZPRĘŻANIE

Przemiany zachodzące w cylindrze podczas rozprężania przyjęto traktować w obliczeniach podobnie jak podczas sprężania jako przemianę politropową o stałym wykładniku rozprężania m_2.

$$m_2 = \frac{\lg(p_{pr}) - \lg(p_{kr})}{\lg(\varepsilon_r)} \tag{8}$$

gdzie:

p_{pr} – ciśnienie początku rozprężania dla kąta tuż za kątem końca spalania [Pa],
p_{kr} – ciśnienie końca rozprężania (tłok w ZW) [Pa],
ε_r – stopień rozprężania dla kąta końca spalania.

W obliczeniach przyjęto traktować temperaturę końca spalania (odpowiadającą x≥0,99) jako początkową temperaturę rozprężania. Chwilowa temperatura podczas rozprężania obliczona została za pomocą równania:

$$T_{ri}(\varphi) = T_{pr} \cdot \left(\frac{p_i(\varphi)}{p_{pr}} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} \quad [K] \tag{9}$$

gdzie:

T_{pr} – początkowa temperatura podczas rozprężania [K],
p_{pr} – ciśnienie początku rozprężania dla kąta tuż za kątem końca spalania [Pa],
m_2 – wykładnik politropy rozprężania.

Zarówno podczas sprężania, jak i rozprężania uwzględniony został w obliczeniach strumień przepływającego ciepła do ścianek komory spalania.

5. WYDECH

Podczas tego suwu do wyznaczenia temperatury gazów znajdujących się w cylindrze uwzględniono odprowadzenie ciepła do chłodniejszych od spalin ścianek oraz w ostatnich ośmiu stopniach obrotu wału korbowego uwzględniono otwarcie się zaworu dolotowego. Występujące wówczas przepłukiwanie znacznie wpływa na obniżenie temperatury w cylindrze. W momencie otwarcia się zaworu dolotowego (początek przepłukiwania) temperatura spalin w cylindrze zostaje zarejestrowana jako temperatura reszty spalin T_{rsp}.

Za początkową temperaturę podczas wydechu w cylindrze przyjęto traktować temperaturę końca rozprężania (tłok w ZW).

Chwilowa temperatura spalin podczas wydechu będzie więc wynosić:

$$T'_{wi} = T'_{w(i-1)} - \frac{Q_{zi}(\varphi)}{c_{vbi} \cdot m_{bi}} \quad [K] \tag{10}$$

gdzie:

$T'_{w(i-1)}$ – chwilowa temperatura spalin w cylindrze podczas wydechu dla i-tego kroku obliczeniowego[K],
$Q_{zi}(\varphi)$ – chwilowa ilość ciepła przepływająca do ścianek komory spalania [J],
c_{vbi} – pojemność cieplna właściwa spalin [J/(K kg)],
m_{bi} – rzeczywista masa spalin [kg].

6. PRZEPŁUKIWANIE

W czasie przepłukiwania założono dopływ świeżego powietrza $m_{\%}$ o temperaturze T_{dol} w ilości 1% na każdy 1°owk. Zawór dolotowy otwiera się 8°owk przed zwrotem zewnętrznym ZZ, a wylotowy zamyka się 10°owk po ZZ. Za początkową temperaturę przepłukiwania T'_{p0} przyjęto temperaturę końca wydechu. Zmiany temperatur podczas tych przemian zrealizowano za pomocą zależności:

$$T_{pi} = \frac{T'_{p(i-1)} + m_{\%} T_{dol}}{1 + m_{\%}} \qquad [K] \qquad (11)$$

gdzie:

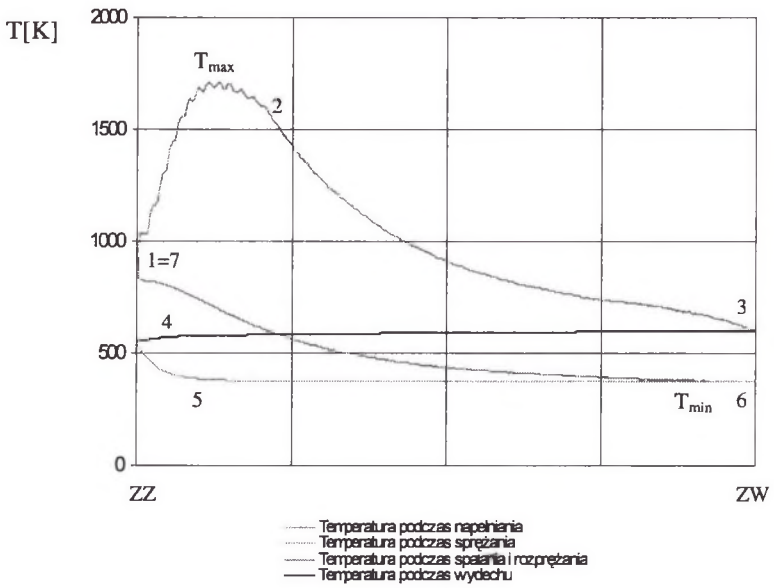
$T'_{p(i-1)}$ – temperatura w cylindrze w poprzednim kroku obliczeniowym [K],
T_{dol} – temperatura świeżego powietrza przed zaworem dolotowym [K],
$m_{\%}$ – względna szybkość dostarczania powietrza do cylindra podczas przepłukiwania [1%/°owk].

Podczas przepłukiwania uwzględniony został strumień przepływającego ciepła do ścianek, a obliczenia prowadzone były w identycznej pętli jak dla procesu napełniania:

$$T'_{pi} = T_{pi} - \frac{Q_{zi}(\varphi)}{c_{vbi} \cdot m_{bi}} \qquad [K] \qquad (12)$$

7. WYNIKI OBLICZEŃ

Wyniki obliczeń przeprowadzone dla wysokoprężnego silnika z wtryskiem bezpośrednim o pojemności skokowej 2390 cm^3, mocy nominalnej 85 kW dla prędkości obrotowej 2004 min^{-1} i λ=1,66 przedstawiono w postaci wykresu obiegu zamkniętego.



Rys. 1. Przebieg temperatur w silniku ZS dla λ = 1,66
Fig. 1. The course of temperatures in turbo Diesel engine for λ = 1,66

Pozwala on w łatwy sposób zaobserwować zmianę temperatur czynnika pomiędzy kolejnymi zwrotami tłoka w silniku oraz określić jej poziomy w poszczególnych okresach, których początki wyróżniono numerami. Punkt 1 to początek spalania i tym samym początek obliczeń (–0,5°owk przed ZZ) oraz koniec sprężania. Uzyskana podczas spalania maksymalna średnia temperatura wynosi 1709 [K] i jest porównywalna z danymi literaturowymi temperatur w tym okresie [5]. W punkcie 2 występuje koniec spalania i jednocześnie początek rozprężania trwającego do punktu 3, w którym rozpoczyna się wydech. Od punktu 4 do 5 to przepłukiwanie. W tym okresie następuje znaczne obniżenie temperatury gazów w cylindrze. Kolejna część obliczeń od punktu 5 do 6 to proces napełniania powietrza dostarczanego do cylindra. Wyznaczona wówczas minimalna temperatura (377 [K]) uzależniona jest głównie od temperatury świeżego powietrza dostarczanego do cylindra. Ostatnia część obliczeń od punktu 6 (początek sprężania) do punktu 7=1, w którym następuje początek spalania i jednocześnie koniec obliczeń to proces sprężania. Wzrost temperatury w tym czasie zależy głównie od wzrostu ciśnienia.

8. PODSUMOWANIE

Przedstawiony sposób wyznaczania temperatur czynnika zawartego w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym pozwala na określenie występujących w nim obciążeń cieplnych tłoka, zaworów, tulei cylindrowej i głowicy zarówno na etapie projektowania, jak i modernizacji silnika już produkowanego. Umożliwia także ocenę warunków pracy silnika i procesu spalania. Na podstawie uzyskanych wyników można wyznaczyć przebieg parametrów termodynamicznych ładunku zawartego w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Pomiar tych parametrów jest zazwyczaj bardzo skomplikowany technicznie. Z tych względów taka symulacja matematyczna jest niezwykle istotna i stanowi ważne ogniwo badań systemów spalania. Zaprezentowany tryb obliczeniowy zdaniem autora może być stosowany dla różnych parametrów pracy silnika, jak i dla silników o różnej mocy i pojemności skokowej.

Literatura

1. Leśniak W.: Wysokoprężne silniki samochodowe. WKŁ, Warszawa 1982.
2. Gustof P., Wilk K.: Model dwustrefowy w zastosowaniu do analizy procesu spalania w doładowanym silniku ZS. Materiały konferencyjne, Ostrawa-Katowice 29.04-06.05.1997.
3. Szargut J.: Termodynamika. PWN, Poznań 1985.
4. Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym. WKŁ Warszawa 1984.
5. Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. WKŁ, Warszawa 1972.
6. Kwaśniowski S., Sroka Z., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Pol. Wrocławskiej, Wrocław 1999.
7. Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 1980.
8. Bernhard M., Dobrzański S., Loth E.: Silniki spalinowe. WKŁ, Warszawa 1988.

Recenzent: Prof. dr hab.inż. Jerzy Jaskólski

Abstract

The calculation of temperature for all cycle of work in the cylinder of turbo Diesel engine permits to define the thermal parameters of load. This enables to estimate condition of work engine and of combustion process. On the basis received of results it is possible calculating of the average temperature of gases in chamber of engine. These calculations can be used for different parameters of work engine and for all types of engines.