ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2007
Seria: TRANSPORT z. 61 Nr kol. 1704

Krystian WILK, Jarosław KOBRYŃ

ANALIZA MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA UOGÓLNIENIA ZALEŻNOŚCI PARAMETRÓW CHARAKTERSYSTYCZNYCH OD WYBRANYCH LICZB KRYTERIALNYCH PODOBIEŃSTWA DO OCENY PROCESU SPALANIA PALIWA W SILNIKU FIAT 1100 MPI

Streszczenie. W pracy zaproponowano sposób uogólnienia zależności parametrów charakterystycznych od wybranych liczb kryterialnych podobieństwa. Uogólnienia te wyznaczono dla danych laboratoryjnych uzyskanych podczas badań silnika FIAT 1100 MPI. Przydatność uzyskanych formuł sprawdzono, wykorzystując współczynnik korelacji liniowej, natomiast wykorzystując sumę kwadratów odchyleń wybrano najlepszą formułę dla każdego z analizowanych parametrów charakterystycznych.

ANALYSING POSSIBILITY OF ADVANTAGES OF GENERALISATION OF CHARACTERISTIC PARAMETERS DEPENDENCE ON SOME SIMILARITY NUMBERS FOR COMBUSTION PROCESSES ESTIMATION IN FIAT 1100 MPI ENGINE

Summary. The work presents a way of generalisation of characteristic parameters dependance upon some appointed similarity numbers. The generalisation was made on the basis of laboratory data and calculations for a FIAT 1100 MPI engine. The usability of the acquired formulas was checked by the use of line correlation coefficient, thus, best formulas for each of the analysed characteistic parameters was appoited by the use of deflectors sum square.

1. WPROWADZENIE

Intensywny rozwój badań silnika spalinowego ma na celu jego ciągłe udoskonalanie, prowadzące do jak najlepszej zamiany energii zawartej w paliwie na pracę. Osiąga się to przez ciągłe badania doświadczalne i modelowe. Koszt badań doświadczalnych jest jednak bardzo wysoki. Najważniejszym procesem termodynamicznym zachodzącym w silniku jest proces spalania paliwa. Jest to proces bardzo skomplikowany i nadal niewystarczająco poznany. Z uwagi na duże trudności zbadania tego procesu laboratoryjnie, głównie ze względu na duży stopień skomplikowania jego przebiegu, badania modelowe opisujące go są podstawą jego analizy. Rozwiązanie modelu za pomocą teorii podobieństwa i danych eksperymentalnych umożliwia wyselekcjonowanie parametrów mających dominujący wpływ na przebieg procesu.

2. PARAMETRY CHARAKTERYSTYCZNE PROCESU SPALANIA

Najczęściej za charakterystyczne parametry procesu spalania przyjmuje się ciśnienie indykowane i temperaturę spalania. Temperaturę obliczono za pomocą modelu dwustrefowego [1]. Zbadano następujące temperatury: maksymalną strefy spalin T_{bmax} i średnią w cylindrze podczas procesu spalania $T_{śrd}$, wyliczone z modelu dwustrefowego spalania, oraz temperaturę spalin zmierzoną w kolektorze wylotowym T_{sp}. Do analizy procesu spalania wybrano bezwymiarową postać temperatury, uzależniając ją od rodzaju paliwa (temperatury kalorymetrycznej paliwa T_{kal}) i temperatury odniesienia T_o [2]:

$$\theta_{\max} = \frac{T_{b\max} - T_o}{T_{kal} - T_o} \tag{1}$$

$$\theta_{śr} = \frac{T_{śrd} - T_o}{T_{kal} - T_o} \tag{2}$$

$$\theta_{sp} = \frac{T_{sp} - T_o}{T_{kal} - T_o} \tag{3}$$

Za charakterystyczne parametry pracy silnika wybrano moment obrotowy *Mo* i moc efektywną *Ne*.

3. LICZBY KRYTERIALNE PODOBIEŃSTWA

Spośród wielu spotykanych liczb kryterialnych podobieństwa wykorzystano autorskie liczby, które zostały wyodrębnione jako warunek brzegowy po analizie równań różniczkowych opisujących izobaryczny proces spalania w pracy [2].

Pierwszą jest efektywna liczba Reynoldsa, która zawiera informacje o wymiarach komory spalania, o rodzaju paliwa oraz o wielkości pól przekrojów dolotowych, czyli o najistotniejszych cechach konstrukcyjnych komory spalania:

$$K_1 = \frac{\rho_o w_o d_o}{\eta_{efo}} \tag{4}$$

gdzie:
ρ_o – gęstość strugi zastępczej [kg/m^3],
w_o – zastępcza prędkość wypływu mieszanki w szczelinie zaworu [m/s],
d_o – charakterystyczny wymiar liniowy przepływu strugi zastępczej [m],
η_{efo} – zastępczy, efektywny, dynamiczny współczynnik lepkości [kg/ms].

Drugą jest liczba K_2, charakteryzująca stosunek energii kinetycznej do pełnej entalpii strugi. Zawiera ona dane o wartości opałowej paliwa, o stopniu podgrzania oraz o prędkości wypływu mieszanki w silniku ZI i powietrza w silniku ZS:

$$K_2 = \frac{w_o^2}{i_o} \tag{5}$$

gdzie:
i_o – entalpia właściwa strugi zastępczej [J/kg].

Do obliczeń dogodnie jest przyjąć strugę zastępczą, której parametry oblicza się wg następujących wzorów dostosowanych do badań wybranych parametrów samochodowego silnika spalinowego:

- gęstość strugi zastępczej ρ_o określono jako:

$$\rho_o = \frac{(G_e + G_a)\varepsilon}{V_s n i_c \tau} \tag{6}$$

gdzie:
G_a – strumień masy powietrza [kg/s],
G_e – strumień masy paliwa [kg/s],
i_c – liczba cylindrów [-],
n – prędkość obrotowa silnika [1/s],
V_s – objętość skokowa cylindra [m^3],
ε – stopień sprężania [-],
τ – liczba suwów przypadająca na jeden obrót wału korbowego, dla czterosuwu $\tau = 2$ [-],

- - zastępczą prędkość wypływu mieszanki w szczelinie zaworu w_o:

$$w_o = \frac{G_e w_e + G_a w_a}{G_e + G_a} \tag{7}$$

gdzie:
w_e – zastępcza prędkość paliwa [m/s]:

$$w_e = \frac{G_e}{A_{śr} \rho_e i_c \tau} \tag{8}$$

w_a – zastępcza prędkość powietrza [m/s]:

$$w_a = \frac{G_a}{A_{śr} \rho_a i_c \tau} \tag{9}$$

ρ_e – gęstość paliwa [kg/m^3],
ρ_a – gęstość powietrza [kg/m^3],
$A_{śr}$ – średnie pole powierzchni swobodnego przepływu mieszanki przez zawór [m^2]. Przyjęto, że występuje ono w połowie maksymalnego skoku zaworu:

$$A_{śr} = i_z \frac{\pi(d_a + d_c)}{2} \sqrt{\left(\frac{h_{max}}{2} - \frac{d_c - d_a}{2tg\alpha_z}\right)^2 + \left(\frac{d_c - d_a}{2}\right)^2} \tag{10}$$

d_a, d_c – minimalna i maksymalna średnica przylgni gniazda zaworowego [m], h_{max} – maksymalny wznios zaworu [m],
i_z – liczba zaworów dolotowych na 1 cylinder [-],
α_z – kąt przylgni gniazda zaworowego (45°).

- charakterystyczny wymiar liniowy przepływu strugi zastępczej d_o:

$$d_o = 2\sqrt{\frac{G_e + G_a}{\pi \rho_o w_o i_c \tau}} \tag{11}$$

- zastępczy, efektywny, dynamiczny współczynnik lepkości η_{efo}:

$$\eta_{efo} = 0{,}012 D^{\frac{2}{3}} L^{\frac{1}{3}} \rho_o^{\frac{2}{3}} \left(G_e w_e^2 i_c^{-1} \tau^{-1} + G_a w_a^2 i_c^{-1} \tau^{-1}\right)^{\frac{1}{6}} \tag{12}$$

gdzie:
D – średnica cylindra [m],
L – skok tłoka [m].

- entalpię właściwą strugi zastępczej:

$$i_o = \frac{G_e(W_d + i_e) + G_a i_a}{G_e + G_a} \tag{13}$$

Przyjmując założenie, że substraty nie są podgrzane, więc entalpię początkową możemy przyjąć jako zerową, entalpię zastępczą można opisać jako:

$$i_o = \frac{W_d}{1 + \frac{G_a}{G_e}} \tag{14}$$

Wybrano te liczby kryterialne, ponieważ wielokrotne ich wykorzystanie do analizy spalania w dyfuzyjnych palnikach gazowych doprowadziło do uzyskania wymiernego efektu w postaci zmniejszenia zużycia paliwa gazowego w hutniczych piecach grzewczych [2]. Przypuszcza się, że liczby te mogą również w zadowalającym stopniu charakteryzować warunki brzegowe w spalinowych silnikach samochodowych zarówno z zapłonem iskrowym ZI, jak i z zapłonem samoczynnym ZS.

4. OBIEKT BADAŃ

Do uogólnienia wykorzystano wyniki pomiarów i obliczeń silnika FIAT 1100 MPI, dla którego opracowano plan badań laboratoryjnych zrealizowany na stanowisku hamownianym w laboratorium Akademii Techniczno – Humanistycznej w Bielsku – Białej.
Zakres badań obejmował:

A. Parametry podstawowe – nastawiane:
- prędkość obrotowa (1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 5500 obr/min),
- obciążenie silnika (100%, 75%, 50%, 25% M_{omax}).

B. Parametry mierzone:
- ciśnienie indykowane (co 0,5° OWK),
- moment obrotowy na wale korbowym,
- moc efektywną,
- godzinowe zużycie paliwa,
- analiza spalin przed katalizatorem: λ, (CO, CO_2, O_2, HC, NO_x),
- temperatura spalin w kolektorze wylotowym,
- godzinowy wydatek strumienia powietrza,
- temperatura i ciśnienie otoczenia, wilgotność powietrza.

Do dalszej analizy posłużyły zatem wyniki pomiarów uzyskane podczas badań 34 różnych stanów pracy silnika.

5. SFORMUŁOWANE UOGÓLNIENIA

Przy formułowaniu uogólnienia poszukiwano zależności parametrów charakterystycznych od liczb kryterialnych podobieństwa K_1 i K_2, reprezentujących warunki brzegowe. Uogólnienia uzyskano stosując postać wykładniczą, ponieważ pozwala ona na dokonanie linearyzacji przez wykorzystanie postaci logarytmicznej.

Uogólnienia poszukiwano w postaci formuł dla każdego z charakterystycznych parametrów i kombinacji liczb podobieństwa:

$$\theta_{\max} = a_1 K_1^{b_1} K_2^{c_1} \tag{15}$$

$$\theta_{śr} = a_2 K_1^{b_2} K_2^{c_2} \tag{16}$$

$$\theta_{sp} = a_3 K_1^{b_3} K_2^{c_3} \tag{17}$$

$$p_{is} = a_4 K_1^{b_4} K_2^{c_4} \tag{18}$$

$$p_{i\max} = a_5 K_1^{b_5} K_2^{c_5} \tag{19}$$

$$Ne = a_6 K_1^{b_6} K_2^{c_6} \tag{20}$$

$$Mo = a_7 K_1^{b_7} K_2^{c_7} \tag{21}$$

Wartości stałych a, b, c wyznaczono metodą Gaussa najmniejszych kwadratów, przyjmując, że zależności te mają charakter wykładniczy.

Dokonano linearyzacji przez wykorzystanie postaci logarytmicznej, np. dla bezwymiarowej zredukowanej temperatury spalin i liczb K_1, K_2:

$$\ln \theta_{sp} = \ln a + b \ln K_1 + c \ln K_2 \tag{22}$$

Dla oceny jakości każdej formuły uogólnienia obliczono współczynniki korelacji liniowej pomiędzy logarytmami wartości bezwymiarowych zredukowanych temperatur, wynikającymi z pomiarów, a obliczonymi z wyznaczonych formuł, np. dla bezwymiarowej zredukowanej temperatury spalin ze wzoru:

$$r = \frac{\sum (\ln \theta_{sp_{p_i}} - \overline{\ln \theta_{sp_p}})(\ln \theta_{f_i} - \overline{\ln \theta_{sp_f}})}{\sqrt{\sum (\ln \theta_{sp_{p_i}} - \overline{\ln \theta_{sp_p}})^2 \sum (\ln \theta_{sp_{f_i}} - \overline{\ln \theta_{sp_f}})^2}} \tag{23}$$

Dokonano opracowania dla trzech grup danych. W pierwszej wyodrębniono 6 stanów badawczych charakterystyki zewnętrznej (charakterystyka 100% maksymalnego momentu obrotowego) o zbliżonej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ (0,877 ÷ 0,897), w drugiej przeanalizowano wszystkie stany badawcze charakterystyki zewnętrznej. Ostatnia grupa zawierała wszystkie 34 stany badawcze silnika.

Przyjęto następujące wartości krytyczne współczynnika korelacji liniowej obliczone przy wykorzystaniu testu T-studenta dla poziomu istotności 0,05:

- dla 6 stanów badawczych: r_{kryt} = 0,8114,
- dla 9 stanów badawczych: r_{kryt} = 0,6664,
- dla 34 stanów badawczych: r_{kryt} = 0,3388.

W celu porównania i wybrania najlepszej formuły sumę kwadratów odchyleń s^2 obliczono dla wszystkich 34 stanów badawczych wg wzoru (przykładowo dla bezwymiarowej zredukowanej temperatury spalin podobnie jak we wzorze 23):

$$s^2 = \sum_{i=1}^{34} \left(\theta_{sp_{p_i}} - \theta_{sp_{f_i}} \right)^2 \tag{24}$$

W tabeli 1 przedstawiono wyniki uzyskanych uogólnień parametrów charakterystycznych, opisanych równaniami zawierającymi współczynnik *a* oraz wykładniki potęgowe *b* i *c*, współczynnik korelacji liniowej oraz sumę kwadratów odchyleń s^2 pomiędzy wartościami wynikającymi z pomiarów oraz wartościami obliczonymi z wybranych postaci formuł.

Dla formuł niespełniających przyjętego warunku r_{kryt} nie obliczono sumy kwadratów odchyleń s^2. Wyróżniono wartości współczynnika korelacji spełniające przyjęte powyżej założenia.

Tabela 1

Wyniki uzyskanych uogólnień zależności parametrów charakterystycznych od liczb kryterialnych podobieństwa

grupy danych	formuła	a	b	c	r	s^2
6 pkt	$\theta_{max}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	0,3296	0,2240	0,9799	0,3935
	$\theta_{śr}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	-0,3485	0,04052	0,3035	--
	$\theta_{sp}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	0,0628	0,1318	0,9975	0,0094
	$p_{iśr}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	3,3907	0,0414	0,6924	--
	$p_{imax}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	3,8662	0,0195	0,7703	--
	$Ne=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	3,7389	0,4326	0,9902	5,71·E9
	$Mo=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	0,8971	-0,0782	0,5067	--
9 pkt	$\theta_{max}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	0,2547	0,1984	0,9720	0,3412
	$\theta_{śr}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	-0,3729	0,0328	0,3508	--
	$\theta_{sp}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	0,0826	0,1418	0,9926	0,0111
	$p_{iśr}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	3,4473	0,0621	0,7759	2,68·E12
	$p_{imax}=a\,K_1^bK_2^c$	0,9998	4,4257	0,2751	-0,3758	--
	$Ne=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	3,8455	0,4715	0,9851	5,62·E9
	$Mo=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	1,0101	-0,0366	0,1044	--
34 pkt	$\theta_{max}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0001	0,0159	0,0918	0,2755	--
	$\theta_{śr}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	-0,2613	0,0542	-0,1347	--
	$\theta_{sp}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	0,0179	0,1124	0,9147	0,0041
	$p_{iśr}=a\,K_1^bK_2^c$	0,9998	3,7070	0,1973	-0,5357	7.43·E11
	$p_{imax}=a\,K_1^bK_2^c$	1,0000	3,9824	0,0628	0,7179	6.31·E13
	$Ne=a\,K_1^bK_2^c$	0,9998	4,0829	0,5996	0,5628	1.97·E9
	$Mo=a\,K_1^bK_2^c$	0,9998	1,2825	0,1135	-0,4141	23586

Z tabeli 1 wynika, że nie wszystkie formuły spełniają przyjęte założenia co do wartości współczynnika korelacji. W każdym przypadku otrzymano wartość współczynnika *a* równą w przybliżeniu 1.

Formuły bezwymiarowej, zredukowanej, maksymalnej temperatury strefy spalin θ_{max} spełniły przyjęte warunki r_{kryt} tylko dla 6 i 9 pkt., czyli dla charakterystyki zewnętrznej silnika.

Formuły bezwymiarowej, zredukowanej, średniej temperatury w cylindrze $\theta_{śr}$ podczas procesu spalania nie spełniły w ani jednym analizowanym przypadku przyjętych warunków r_{kryt}.

Formuły bezwymiarowej, zredukowanej temperatury spalin θ_{sp} spełniły we wszystkich przypadkach przyjęte warunki r_{kryt}.

Formuły średniego (arytmetycznego) ciśnienia indykowanego $p_{iśr}$ spełniły przyjęte warunki r_{kryt} tylko dla 9 i 34 pkt.

Formuły maksymalnego ciśnienia indykowanego p_{imax} spełniły przyjęty warunek r_{kryt} tylko dla 34 pkt., czyli dla wszystkich stanów badawczych zawierających różne obciążenia silnika.

Formuły mocy efektywnej *Ne* spełniły we wszystkich przypadkach przyjęte warunki r_{kryt}.

Formuły momentu obrotowego *Mo* spełniły przyjęty warunek r_{kryt} tylko dla 34 pkt., czyli dla wszystkich stanów badawczych zawierających różne obciążenia silnika.

6. PODSUMOWANIE

- Uzyskane wartości współczynników korelacji formuł spełniających warunki r_{kryt} nie pozwalają na odrzucenie hipotezy o braku zależności analizowanych parametrów charakterystycznych od liczb kryterialnych podobieństwa K_1 i K_2. Przewiduje się więc, że jest możliwa ocena procesu spalania paliwa w silniku przy wykorzystaniu uogólnienia zależności parametrów charakterystycznych od liczb kryterialnych podobieństwa K_1 i K_2. Należy jednak zweryfikować uzyskane uogólnienia dla wyników badań laboratoryjnych i obliczeń innego silnika.

- Formuły bezwymiarowej, zredukowanej, średniej temperatury w cylindrze $\theta_{śr}$ podczas procesu spalania nie spełniły w ani jednym analizowanym przypadku przyjętych warunków r_{kryt}. Formuły bezwymiarowej, zredukowanej temperatury spalin p_{imax} i formuły momentu obrotowego *Mo* spełniły przyjęty warunek r_{kryt} tylko dla 34 pkt., czyli dla wszystkich stanów badawczych zawierających różne obciążenia silnika.

- Formuły bezwymiarowej, zredukowanej temperatury spalin θ_{sp} i mocy efektywnej *Ne* spełniły we wszystkich przypadkach przyjęte warunki r_{kryt}. Formuły bezwymiarowej, zredukowanej, maksymalnej temperatury strefy spalin θ_{max} spełniły przyjęte warunki r_{kryt} tylko dla 6 i 9 pkt., a formuły średniego (arytmetycznego) ciśnienia indykowanego $p_{iśr}$ spełniły przyjęte warunki r_{kryt} tylko dla 9 i 34 pkt.

- Najdokładniejsze odwzorowanie, analizując sumę kwadratów odchyleń s^2, wykazały formuły dla 34 pkt., czyli dla wszystkich stanów badawczych zawierających różne obciążenia silnika. Wyjątkiem była formuła bezwymiarowej, zredukowanej, maksymalnej temperatury strefy spalin θ_{max}, która wykazała najdokładniejsze odwzorowanie dla 9 pkt., czyli dla charakterystyki zewnętrznej silnika.

- Efektem dalszych badań powinno być doskonalenie uzyskanych zależności matematycznych, pozwalających na analizę wpływu zmian wybranych parametrów na działanie silnika bez konieczności przeprowadzania kosztownych badań na hamowni silnikowej. Wyniki mogą posłużyć do opracowania nowych lub modernizacji już istniejących silników spalinowych.

Literatura

1. Wilk K.: Równania dwustrefowego modelu procesu spalania w silniku. Praca niepublikowana. Zakład Eksploatacji Pojazdów, Instytut Transportu, Wydział Inżynierii Materiałowej, Metalurgii i Transportu, Politechnika Śląska.
2. Wilk K.: Badania dyfuzyjnych palników gazowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka z. 85, Gliwice 1984.
3. Szargut J.: Termodynamika techniczna. PWN, Warszawa 1991.
4. Kobryń J., Wilk K.: Use of theory of similarity in dependence analisys of air-fuel ratio mean themperature and boundary conditions in diesel turbo engine. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 13, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warszawa 2006.
5. Müller L., Wilk A.: Teoria podobieństwa w badaniach modeli fizycznych i matematycznych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
6. Chan S., Zhu J.: Modelling of engine in – cylinder thermodynamic under high values of ignition retard. Int. J. Therm. Sci., No. 40, 2001.

Recenzent: Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak
Prof. ATH

Artykuł stanowi sprawozdanie z BK-248/RT1/2007