

Piotr GUSTOF, Damian JĘDRUSIK

MODELOWANIE POLA TEMPERATUR ZAWORU WYLOTOWEGO DOŁADOWANEGO SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM W STANIE NIEUSTALONYM

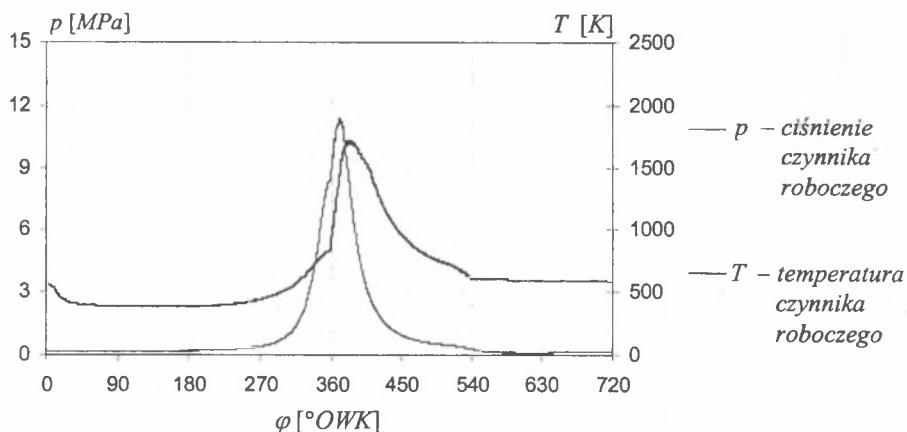
Streszczenie. W pracy wyznaczono pola temperatur zaworu wylotowego doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym w stanie nieustalonym przy zastosowaniu modelu dwustrefowego procesu spalania oraz metody elementów skończonych (MES) za pomocą programu Cosmos/M.

MODELLING FIELDS OF TEMPERATURES THE EXHAUST VALVE OF TURBO DIESEL ENGINE IN AN UNSTEADY STATE

Summary. The thesis determines fields of temperatures the exhaust valve of Diesel turbo engine in an unsteady state performed using model of process of two-zone combustion and the finite elements method (MES) with support of programme Cosmos/M.

1. MODELOWANIE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH ZAWORU WYLOTOWEGO

Modelowanie obciążeń cieplnych zaworu przeprowadzono opierając się na zmiennych okresowo warunkach brzegowych III rodzaju, które opisują współczynnik przejmowania ciepła α oraz temperatura T otaczającego powierzchnie zaworu czynnika roboczego [1], wyznaczona na podstawie modelu dwustrefowego [2] (rys. 1). Analiza była przeprowadzona od momentu uruchomienia silnika do czasu, kiedy rozkład temperatur w zaworze zmieniał się w niewielkim zakresie.



Rys. 1. Przebieg ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w doładowanym silniku ZS ($N = 85 \text{ kW}$, $n = 2000 \text{ [obr/min]}$) [2]

Fig. 1. The course of pressure and temperature of working factor in turbo Diesel engine ($N = 85 \text{ kW}$, $n = 2000 \text{ [rpm]}$) [2]

2. ANALIZA WARUNKÓW JEDNOZNACZNOŚCI

W przypadku analizowania nieustalonego przyływu ciepła w zaworach należy m.in. uwzględnić warunki jednoznaczności [3], do których należą: warunki geometryczne, warunki fizyczne, warunki początkowe.

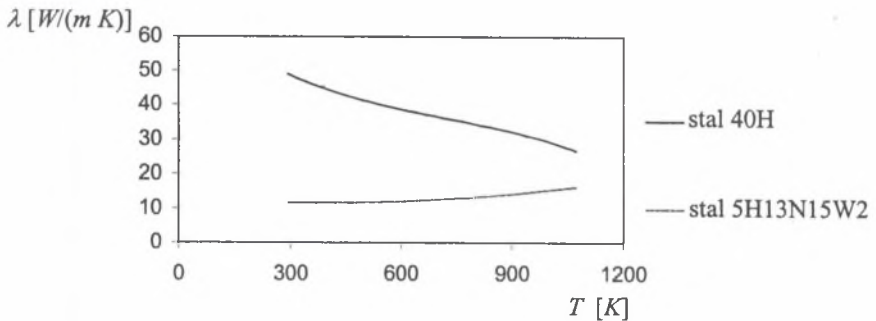
2.1. Warunki geometryczne

Warunki geometryczne określają kształt i rozmiary rozpatrywanego ciała. Modele geometryczne analizowanego zaworu zostały wykonane za pomocą elementów bryłowych czworosiennych 3-wymiarowych o 4 węzłach (TETRA4) i o wymiarach 1 mm dostępnych w systemie Cosmos/M [1].

2.2. Warunki fizyczne

Warunki te określają własności fizyczne substancji tworzącej dane ciało, a mianowicie gęstość ρ , pojemność cieplna właściwa c_p a także współczynnik przewodności cieplnej λ [1].

Na zawór wylotowy przyjęto stal chromowo-niklową 5H13N15W2 z odpowiednią dla niej gęstością ρ , pojemnością cieplną właściwą c_p , a także ze współczynnikiem przewodności cieplnej λ zmieniającym się w funkcji temperatury (rys. 2) [4].



Rys. 2. Wykres zmian współczynnika przewodności cieplnej λ stali 5H13N15W2 (zawór wylotowy) i 40H (zawór dolotowy) w funkcji temperatury T [4]

Fig. 2. The graph of changes of coefficient thermal conductivity λ of the steel 5H13N15W2 (exhaust valve) and 40H (inlet valve) in the function of temperature T [4]

2.3. Warunki początkowe

Warunki początkowe określają rozkład temperatur w całej przestrzeni zajmowanej przez ciało w początkowej chwili czasu $\tau = 0$. Podczas analizy obciążeń cieplnych założono, że rozkład temperatur w zaworze jest stały i równy temperaturze otoczenia [3].

3. ANALIZA WARUNKÓW BRZEGOWYCH

Analiza warunków brzegowych dla zaworu wylotowego jest podobna do analizy warunków brzegowych zaworu dolotowego – w obu zaworach wyróżnia się pięć charakterystycznych (identycznych) powierzchni. Zasadnicze różnice pomiędzy analizą warunków brzegowych dla zaworu wylotowego i dolotowego wynikają z ich odmiennych warunków pracy, na które są narażone powierzchnie 2 i 3 – ponieważ w kanale dolotowym znajduje się powietrze, a w wylotowym spaliny (o wysokiej temperaturze) oraz prędkość przepływu powietrza i spalin przez te kanały jest różna. Natomiast warunki wymiany ciepła powierzchni 1, 4 i 5 w obu zaworach są takie same. Stąd w tym artykule skupiono się tylko na analizie warunków brzegowych powierzchni 2 i 3.

3.1. Powierzchnia przylgni zaworu (2)

Powierzchnia ta cyklicznie styka się z powierzchnią gniazda zaworowego.

Faza otwarcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przylgni zaworu dolotowego $T_{20W}(\varphi_i)$ w czasie fazy jego otwarcia przyjęto za pracę [1] jako temperaturę czynnika roboczego w cylindrze $T(\varphi_i)$:

$$T_{20W}(\varphi_i) = T(\varphi_i) \quad [K] \quad (1)$$

Współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{20W}(\varphi_i)$ przylgni zaworu obliczono na podstawie literatury [1] ze wzoru:

$$\alpha_{20W}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i) \frac{\lambda(\varphi_i)}{d_h} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2)$$

gdzie:

$Nu(\varphi_i)$ - liczba *Nusselta*,

$\lambda(\varphi_i)$ - przewodność cieplna powietrza,

d_h - charakterystyczny wymiar liniowy (średnica wewn. gniazda zaworowego d_g [3]).

Liczbę *Nusselta* dla stosunku wzniosu zaworu h_z do średnicy wewnętrznej gniazda d_g równego 0,28 oraz przy liczbie $Re < 1,6 \cdot 10^5$ obliczono na podstawie pracy [3] ze wzoru:

$$Nu(\varphi_i) = 0,27 \cdot Re(\varphi_i)^{0,58} \quad (3)$$

gdzie:

$Re(\varphi_i)$ - liczba *Reynoldsa*.

Faza zamknięcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przylgni zaworu wylotowego w czasie jej fazy przylegania do gniazda $T_{2ZW}(\varphi_i)$, przyjęto jako średnią temperaturę wody w płaszczu chłodzącym silnika \bar{T}_w :

$$T_{2ZW}(\varphi_i) = \bar{T}_w \quad [K] \quad (4)$$

Współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{2ZW}(\varphi_i)$ przylgni zaworu wylotowego obliczono ze wzoru na zastępczy opór cieplny [1]:

$$\frac{1}{\alpha_{2ZW}(\varphi_i)} = \frac{1}{\alpha_{przgn}} + \frac{S_{gn}}{\lambda_{gn}} + \frac{1}{\alpha_{gngl}} + \frac{S_{gl}}{\lambda_{gl}} + \frac{1}{\alpha_w} \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad (5)$$

gdzie:

- α_{przgn} - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy przyłgnią a gniazdem,
- α_{gngl} - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy gniazdem a głowicą,
- α_w - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody chłodzącej silnika,
- $\lambda_{gn}, \lambda_{gl}$ - przewodność cieplna materiału gniazda i głowicy,
- S_{gn}, S_{gl} - średnie zastępcze grubości warstw materiału gniazda i głowicy na kierunku największego gradientu temperatury.

3.2. Powierzchnia stopy zaworu (3)

Warunki wymiany ciepła na powierzchni stopy zaworu mają charakter cykliczny [1].

Faza otwarcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię stopy zaworu $T_{3OW}(\varphi_i)$ w czasie fazy jego otwarcia przyjęto jako temperaturę czynnika roboczego w cylindrze $T(\varphi_i)$ [1]:

$$T_{3OW}(\varphi_i) = T(\varphi_i) \quad [K] \quad (6)$$

Dla fazy otwarcia zaworu współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{3OW}(\varphi_i)$ obliczono ze wzoru:

$$\alpha_{3OW}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i) \frac{\lambda(\varphi_i)}{d_h} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (7)$$

Dla zaworu przyjęto liczbę *Nusselta* według Burina i Łarionowa [3]:

$$Nu = 0,02 Re(\varphi_i)^{0,8} \left(1 + 2,5 \left(\frac{h_z}{D_z} \right)^{-0,9} \right) \quad (8)$$

gdzie:

- h_z - wznios zaworu [m],
- D_z - średnica talerzyka zaworu [m].

Faza zamknięcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię stopy zaworu $T_{3ZW}(\varphi_i)$ w czasie fazy jego zamknięcia przyjęto jako temperaturę końca wydechu T_{KW} [1]:

$$T_{3ZW}(\varphi_i) = T_{KW} \quad [K] \quad (9)$$

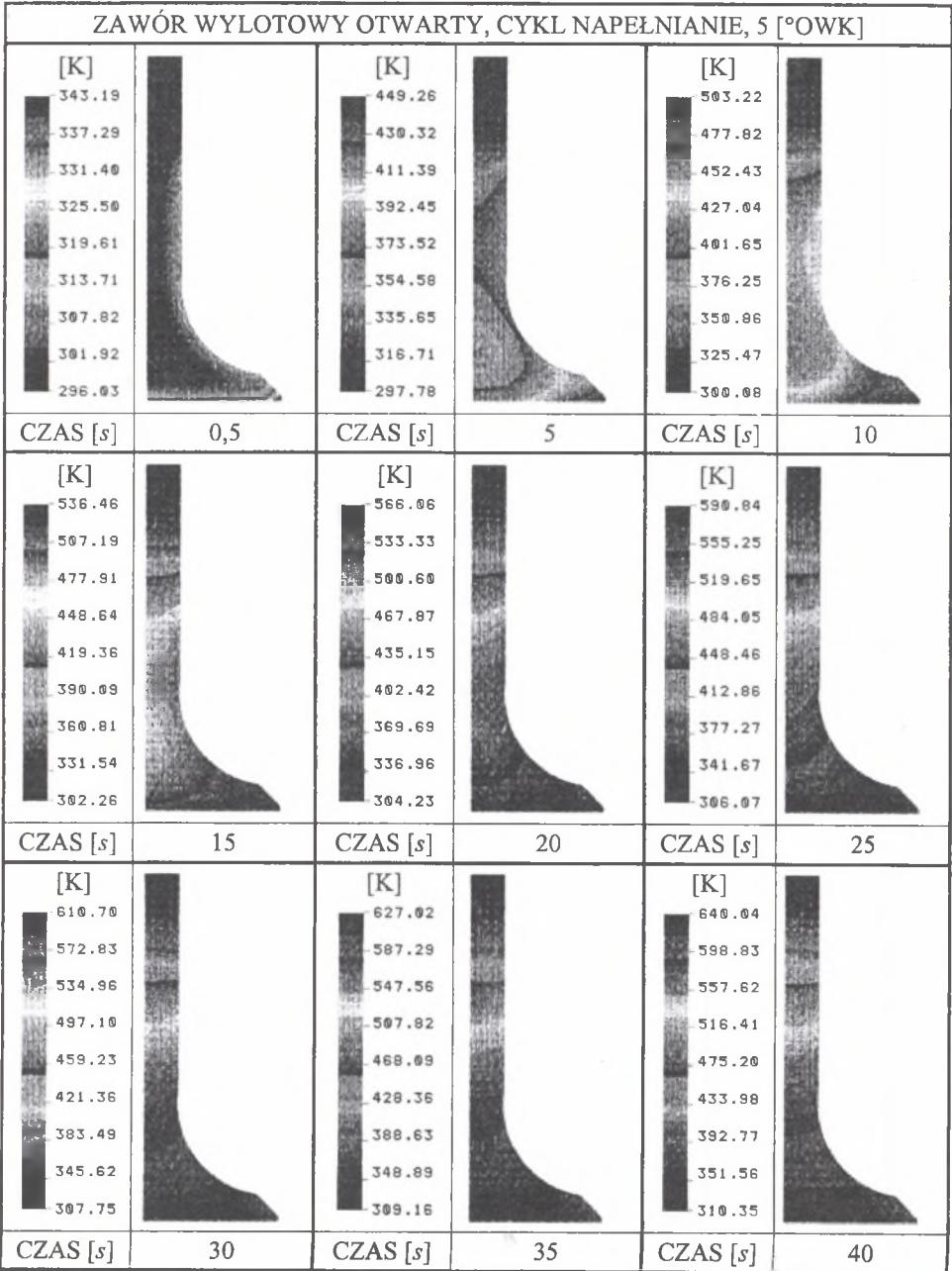
Dla fazy zamknięcia zaworu, współ. przejmowania ciepła $\alpha_{3ZW}(\varphi_i)$ za pracą [1] przyjęto:

$$\alpha_{3ZW}(\varphi_i) = \frac{1}{2} \alpha_{skrz} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (10)$$

gdzie:

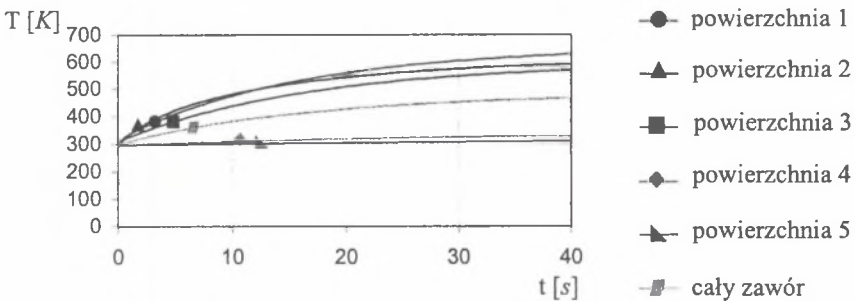
- α_{skrz} - współczynnik przejmowania ciepła dla skrzyni korbowej.

4. WYNIKI OBLICZEŃ



Rys. 3. Fazy nagrzewania się zaworu wylotowego
 Fig. 3. Phases of the exhaust valve heating up

W pracy zamodelowano obciążenia cieplne zaworu wylotowego dla doładowanego silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim o pojemności 2390 cm^3 i mocy nominalnej 85 kW , którego prędkość obrotowa wynosiła 2000 obr/min . Obliczenia wykonano z dokładnością 5°OWK . Na rysunku 3 przedstawiono kolejne fazy nagrzewania się zaworu wlotowego dla takiego samego położenia tłoka wynoszącego 5°OWK po zwrocie zewnętrznym (ZZ) (cykl napelnianie-zawór otwarty) po 0,5, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 i 40 s pracy silnika. Z obliczeń wynika, że zawór nagrzewa się od krawędzi talerzyka tam, gdzie jest najmniej materiału w kierunku osi talerzyka. Stwierdzono również, że maksymalna temperatura (w 40 s pracy silnika) wynosi ok. 640 K i występuje w osi talerzyka. Różnica w umiejscowieniu maksymalnej temperatury zaworu wylotowego w porównaniu z dolotowym (dla zaworu dolotowego występuje ona pomiędzy krawędzią talerzyka a jego osią) spowodowana jest małą wartością współczynnika przewodności cieplnej stali λ (rys. 2), którą przyjęto na zawór wylotowy. W wyniku tego linia izotermiczna maksymalnej temperatury nie wnika głęboko w materiał zaworu (tylko do ok. 0.5 mm), lecz przemieszcza się wzdłuż powierzchni talerzyka aż do jego osi.



Rys. 4. Wykres zmian średnich temperatur całego zaworu wylotowego i jego powierzchni
 Fig. 4. The graph of the average temperature variability in the exhaust valve and its surface

Na rysunku 4 przedstawiono wykres średnich temperatur całego zaworu i jego poszczególnych powierzchni. Największa średnia temperatura panuje na powierzchni talerzyka (1), natomiast najmniejsza średnia temperatura panuje na powierzchni prowadzącej trzonka zaworu w głowicy (4) oraz na powierzchni trzonka zaworu ponad głowicą (5).

5. PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że maksymalna temperatura zaworu wylotowego (w 40 s pracy silnika) wynosi ok. 640 K. Z obliczeń wynika, że najszybciej zawór nagrzewa się do 20 s pracy silnika (średnio ok. 6.5 K na sekundę), następnie jego temperatura zaczyna się stabilizować i w 40 s zmienia się w niewielkim zakresie (ok. 1.1 K na sekundę). Ze względu na złożoność zagadnienia analiza rozkładu temperatur w zaworze wylotowym w stanie nieustalonym będzie przedmiotem dalszych obliczeń w przyszłości.

Literatura

1. Kwaśniewski S., Sroka Z., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
2. Gustof P.: Wyznaczenie przebiegu temperatur ładunku dla pełnego cyklu roboczego w cylindrze doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: Transport z.43, Gliwice 2001.
3. Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972.
4. Raznjevic K.: Tablice cieplne z wykresami. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1966.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Jaskólski

Abstract

In the results of conducted calculations it was stated, that max temperature exhaust valve (in 40 s of an engine work) is about 640 K. From calculations results, that valve is heated to 20 s work of engine most faster (average about 6.5 K on second), temperature next begin stabilize and it is changed in 40 s in small range (about 1.1 K on second). Because of the complexity of the problem of analysis distribution temperatures in exhaust valve in an unsteady state, its going to be further subject of analysis.