Politechnika Śląska

Wydział Transportu

Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych

PRACA DOKTORSKA

TEMAT:

Modelowanie obciążeń cieplnych złożenia gniazdo – zawór doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym

Promotor:
dr hab. inż. Krystian Wilk
prof. nzw. w Pol. Śl.

Pracę wykonał:
mgr inż. Aleksander Hornik

Katowice 2010

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń 3

ROZDZIAŁ I 5
1.1. Wprowadzenie 5
1.2. Uzasadnienie wyboru tematu 6

ROZDZIAŁ II 10
2.1. Zadania, cechy konstrukcyjne, oraz wymagania stawiane zaworom i gniazdom zaworowym. 10
2.2. Materiały stosowane na zawory i gniazda zaworowe 17

ROZDZIAŁ III 21
3.1. Obciążenia cieplne silników spalinowych 21
3.2. Modele procesu spalania 26

ROZDZIAŁ IV 37
4.1. Cel i zakres pracy 37
4.2. Teza pracy 37

ROZDZIAŁ V 38
5.1. Obiekt analizy 38
5.2. Dane laboratoryjne 39
5.3. Parametry konstrukcyjne silnika przyjęte w obliczeniach 41
5.4. Przebieg wtrysku paliwa 43

ROZDZIAŁ VI 45
6.1. Wyznaczenie temperatury ładunku w cylindrze silnika 45
6.2. Wyznaczenie globalnego współczynnika wnikania ciepła 54

ROZDZIAŁ VII 57
7.1. Modelowanie obciążeń cieplnych zaworów dolotowego i wylotowego oraz gniazd zaworowych 57
7.2. Wyniki obliczeń 76

ROZDZIAŁ VIII 84
Wnioski 84

LITERATURA 85

ZAŁĄCZNIKI 90

Streszczenie 104
Summary 105

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A_{gl} – powierzchnia głowicy [m^2],

A_{tl} – powierzchnia tłoka [m^2],

A_{tu}– powierzchnia tulei cylindrowej [m^2],

c_{vb} – pojemność cieplna właściwa spalin [J/(kg K)],

c_{vu} – pojemność cieplna właściwa powietrza [J/(kg K)],

d_g – średnica wewnętrzna gniazda zaworowego [m],

D – średnica cylindra [m],

D_Z – średnica talerzyka zaworu [m],

F_w – sumaryczna wartość pola powierzchni otworów wtryskiwacza [mm^2],

G_a – masa zassanego powietrza do cylindra [kg],

G_o – masa początkowa mieszanki [kg],

G_p – całkowita dawka paliwa wtryśnięta do cylindra w czasie jednego cyklu [kg],

h – sumaryczna wartość wzniosu iglicy wtryskiwacza [mm],

h_z – wznios zaworu [m],

n – prędkość obrotowa silnika [min^{-1}],

Nu – liczba Nusselta,

p_o – ciśnienie początku spalania [Pa],

p – ciśnienie czynnika roboczego [Pa],

Pe – liczba Pecleta,

Pr – liczba Prandtla,

R – indywidualna stała gazowa [J/(kgK)],

R_b – stała gazowa spalin [J/(kgK)],

Re – liczba Reynoldsa,

R_u – stała gazowa mieszanki [J/(kgK)],

S – skok tłoka [m],

$S_{gł}$ – średnia zastępcza grubości warstwy materiału głowicy na kierunku największego gradientu temperatury [m],

S_{pr} – średnia zastępcza grubości warstwy materiału prowadnicy zaworowej na kierunku największego gradientu temperatury [m],

T – temperatura czynnika roboczego [K],

T_{bo} – temperatura początkowa strefy spalin [K],

T_b – temperatura strefy spalin [K],

T_{dol} – temperatura powietrza przed zaworem dolotowym [K],

T_{ot} - temperatura otoczenia [K],

$T_{pł}$ – chwilowa wartość temperatury płomienia [K],

T_{uo} – temperatura początkowa strefy niespalonej [K],

T_u – temperatura strefy niespalonej [K],

$\overline{T}_{AZ}$ – średnia temperatura spalin za cylindrami [K],

$\overline{T}_{ksp}$ – średnia temperatura ścianek komory spalania [K],

T_{KW} – temperatura końca wydechu [K],

$\overline{T}_W$ – średnia temperatura wody w płaszczu chłodzącym silnika [K],

V_{dol} – objętość świeżego powietrza zasysanego do cylindra [m^3],

V – objętość chwilowa cylindra[m^3]

V_s – objętość skokowa cylindra [m^3],

w – prędkość czynnika w komorze spalania [m/s],

$\overline{w}_{tł}$ – średnia prędkość tłoka [m/s].

x – współczynnik wypalenia ładunku,

x_o – wartość początkową stopnia wypalenia ładunku,

α_g – globalny współczynnik wnikania ciepła [W/(m^2K)],

α_k – współczynnik wnikania ciepła przez konwekcje [W/(m^2K)],

α_{rp} – współczynnik wnikania ciepła uwzględniający radiację płomienia [W/(m^2K)],

Δp – różnica ciśnień pomiędzy ciśnieniem wtrysku a ciśnieniem w cylindrze [MPa],

ΔT_D – przyrost temperatury w kanale dolotowym [K],

η– współczynnik lepkości dynamicznej [kg/(ms)],

η_n– współczynnik napełniania dla warunków otoczenia,

λ – współczynnik nadmiaru powietrza,

λ_{CZ} – przewodność cieplna czynnika [W/(mK)],

$\lambda_{gł}$ – przewodność cieplna materiału głowicy [W/(mK)],

λ_{gn} – przewodność cieplna materiału gniazda [W/(mK)],

ρ – gęstość czynnika roboczego [kg/m^3],

ρ_p – gęstość paliwa [kg/dm^3],

φ_{os} – kąt początku spalania [^{o}OWK],

φ_w – okres trwania wtrysku [^{o}OWK].

ROZDZIAŁ I

1.1. Wprowadzenie

Rozwój silników wysokoprężnych podyktowany jest wieloma względami do których należą między innymi: ciągle rosnące wymagania odnośnie ich osiągów (wskaźnik mocy jednostkowej), ograniczanie emisji toksycznych składników spalin i nietoksycznego CO_2 (efekt cieplarniany), zachowanie odpowiedniej trwałości jednostki napędowej.

Możliwości spełnienia powyższych kryteriów przy zachowaniu poprawnej pod względem technicznym pracy silnika, limitowane są przez odporność poszczególnych elementów na zmienne obciążenia cieplne. Określenie obciążeń cieplnych jest więc jednym z istotnych zagadnień dla dalszego rozwoju silników.

Spełnienie wymagań stawianych współczesnym silnikom wysokoprężnym może odbywać się na drodze badań doświadczalnych, jak również badań modelowych [1,2]. Badania doświadczalne są drogie ponieważ wymagają tworzenie prototypów oraz ich weryfikacji przy użyciu zwykle kosztownej aparatury pomiarowo – badawczej. Ponadto każda wprowadzana zmiana konstrukcyjna lub materiałowa wymusza stosowanie kolejnych modeli do prób, co dodatkowo podwyższa koszty przedsięwzięcia, które rosną również na skutek większej czasochłonności prac przygotowawczych. Badania modelowe natomiast pozwalają na ograniczenie wielu z tych prac poprzez wykorzystanie modeli wirtualnych do różnego rodzaju analiz, co przyczynia się do znacznego zmniejszenia kosztów nowych prototypów. Z tego powodu modelowanie elementów silnika, jak i zjawisk termodynamicznych w nim zachodzących jest bardzo przydatnym i chętnie wykorzystywanym narzędziem w pracach konstrukcyjno – badawczych. Jednakże należy pamiętać, że pomimo niewątpliwych zalet badania modelowe posiadają również pewne wady. Mianowicie w celu stwierdzenie ich poprawności należy przeprowadzić weryfikację eksperymentalną, co w początkowej fazie utrudnia oraz podraża koszty prowadzenia i wykorzystania tego typu badań. Poza tym dokładność uzyskiwanych za pomocą badań modelowych wyników w dużym stopniu zależy od dokładności opisu analizowanych zjawisk, jak również od liczby przyjętych do obliczeń parametrów, co z kolei stwarza dodatkowe problemy w wykorzystaniu modeli matematycznych. Niniejsza praca jest przykładem zastosowania badań modelowych do określania obciążeń cieplnych elementów silnika, w której zaproponowana metoda obliczeń poszerza możliwości dotychczas prowadzonych analiz.

1.2. Uzasadnienie wyboru tematu

Określenie obciążeń cieplnych elementów komory spalania doładowanego silnika wysokoprężnego za pomocą badań modelowych wymaga:

- zastosowania modeli matematycznych opisujących proces spalania i przemian termodynamicznych w silniku oraz proces wymiany ładunku;
- zastosowanie modeli matematycznych opisujących proces wymiany ciepła pomiędzy poszczególnymi powierzchniami elementów silnika, a ładunkiem w cylindrze;
- zastosowanie modeli geometrycznych elementów silnika;
- odpowiednich metod numerycznych.

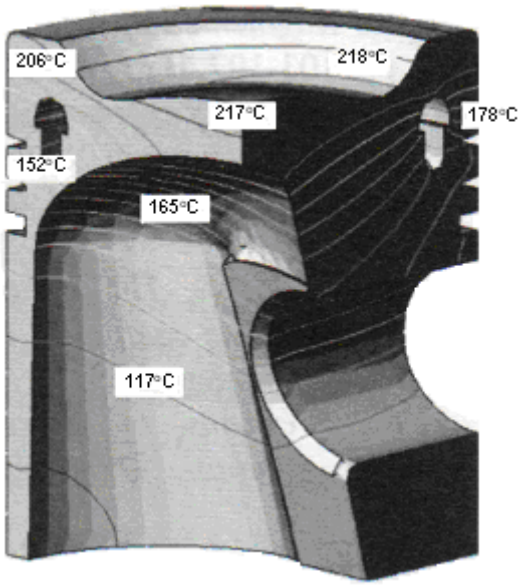
Mnogość modeli matematycznych opisujących poszczególne zjawiska termodynamiczne zachodzące w silniku wysokoprężnym powoduje, że nie istnieje jedna uniwersalna metoda wyznaczania obciążeń cieplnych elementów komory spalania [3÷5,15]. Proponowane przez autorów prac badawczych rozwiązania dowodzą jak złożony jest problem modelowania obciążeń cieplnych pod względem przeprowadzenia obliczeń, jak również przeprowadzenia niezbędnych pomiarów laboratoryjnych parametrów pracy silnika do ich określenia. Wiele z równań opisujących źródło ciepła jak i warunki jego wymiany komorze spalania silnika o określonej konstrukcji wyznacza się doświadczalnie i z tego powodu ulegają one ciągłym modyfikacjom w celu poprawienia dokładności uzyskiwanych wyników [3,6,7]. Można zatem stwierdzić, że duża liczba dostępnych modeli matematycznych dla poszczególnych etapów wyznaczania obciążeń cieplnych elementów silnika w znacznym stopniu utrudnia projektantowi pracę, gdyż odpowiednie wykorzystanie tych modeli, jak również powiązania między nimi mają ogromny wpływ na rezultaty wykonywanych analiz. W celu uzyskania zadawalających wyników obliczeń, dla projektanta niezbędne byłoby przeprowadzenie badań weryfikujących wykorzystane w ujęciu kompleksowym modele matematyczne, a także weryfikujących przyjęte założenia do obliczeń. Z tego punktu widzenia badania modelowe stają się czasochłonne, więc nie optymalizują w dostatecznym stopniu etapów projektowania silników.

W literaturze można wyróżnić dwie drogi rozwiązywania zagadnień dotyczących modelowania obciążeń cieplnych elementów komory spalania. Pierwsza grupa obejmuje prace o charakterze badawczym w których analizy numeryczne przeprowadza się w celu optymalizacji konstrukcji elementów silnika poprzez zastosowanie różnego rodzaju powłok ochronnych [8], bądź analizuje się wpływy czynników eksploatacyjnych

na zmiany obciążeń cieplnych tych elementów [9]. Prace badawcze tego typu opierają się zazwyczaj na przyjętych do obliczeń warunkach wymiany ciepła, wyznaczonych dla danego typu silnika przez innych autorów [3,4,5]. Drugą grupę stanowią prace, w których przedstawia się kompleksowe rozwiązania w celu wyznaczenia obciążeń cieplnych elementów silnika. Prace te mają więc charakter narzędzia do komputerowego wspomagania projektowania, gdyż zawierają modele matematyczne opisujące źródło ciepła, warunki jego wymiany, modele geometryczne analizowanych elementów oraz wykorzystane metody analizy numerycznej [3,4]. W publikowanych pracach badawczych skoncentrowano się głównie na określeniu obciążeń cieplnych elementów komory spalania silnika dla ustalonego przepływu ciepła [3÷5,8÷13]. W ten sposób uzyskane wyniki obliczeń symulacyjnych nie pozwalają na analizę tychże obciążeń od momentu „zimnego rozruchu" silnika do osiągnięcia ustalonego stanu pracy. W literaturze można napotkać model symulacyjny na podstawie którego przeprowadza się badania numeryczne nieustalonego przepływu ciepła za pomocą opracowanej iteracyjnej metody KM3R [14,15]. Jednakże badania dotyczą tylko zaworów wylotowych i nie przedstawiają informacji dla jakiego rodzaju silnika wykonano obliczenia. Natomiast sama metoda symulacyjna oparta jest na warunkach brzegowych III rodzaju, które zostały scharakteryzowane przez przyjęte nadwyżki temperatury i stałe wartości współczynników wnikania ciepła dla określonej fazy pracy silnika (stała wartość współczynnika wnikania ciepła dla określonego cyklu pracy silnika). Zatem występują istotne różnice pomiędzy metoda określania wartości warunków brzegowych w wymienionych opracowaniach autora, a niniejszą pracą, gdzie wartości warunków brzegowych wyznacza się na podstawie pomiarów laboratoryjnych parametrów pracy określonego silnika wysokoprężnego za pomocą zaproponowanej metody modelowania matematycznego. Pozwala to określić wielkości charakteryzujące obciążenia cieplne wybranych elementów komory spalania (zawory i gniazda zaworowe), przy czym innowacyjne zastosowanie w obliczeniach zmiennych wartości temperatury czynnika roboczego oraz współczynników wymiany ciepła dla pełnego cyklu pracy silnika pozwoliło na:

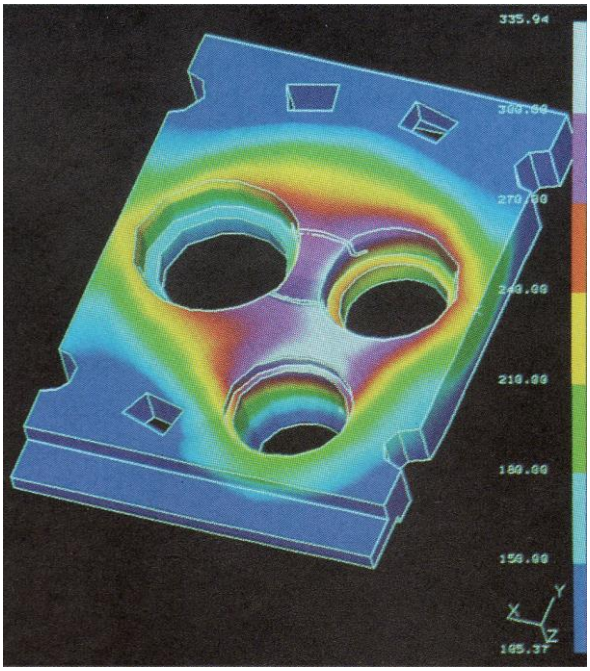
- określanie rozkładów temperatury w rozpatrywanych elementach silnika również dla nieustalonego przepływu ciepła;
- przeprowadzenie analizy czasowej rozkładu temperatury na poszczególnych powierzchniach tych elementów od momentu zimnego rozruchu silnika do osiągnięcia ustalonego stanu pracy.

Pod względem określania obciążeń cieplnych najczęściej badanymi i modelowanymi elementami silnika wysokoprężnego są tłoki (rys. 1, rys. 2) [3,4,9,10÷13,16,17,20÷22]. Znacząco mniej prac badawczych zajmuje się problematyką modelowania gniazd zaworowych silnika, głowic silnika oraz zaworów (rys. 3÷5) [3,8,15,18]. Ponadto wyniki badań przedstawione w wyżej wymienionych pracach dotyczą głównie wolno

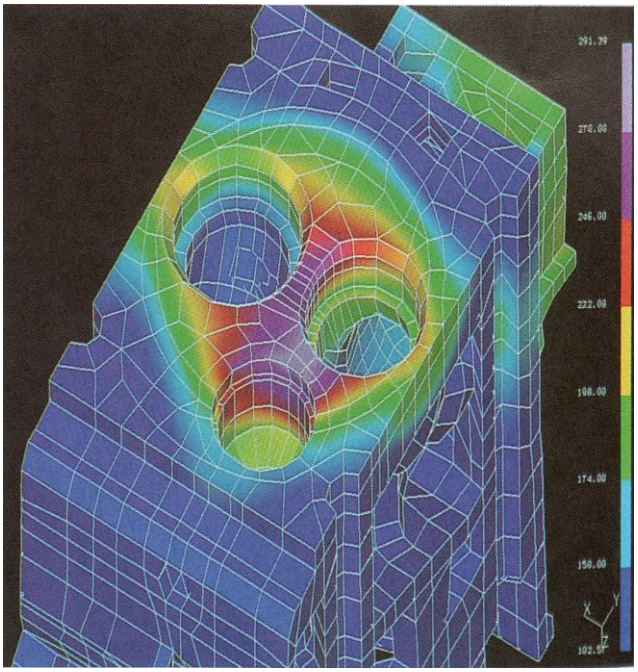


Rys. 1. Pola temperatur w tłoku silnika ZS CHN1515 dla prędkości obrotowej n=2600[min^{-1}] [10]

Rys. 2. Rozkład temperatury w tłoku [8]

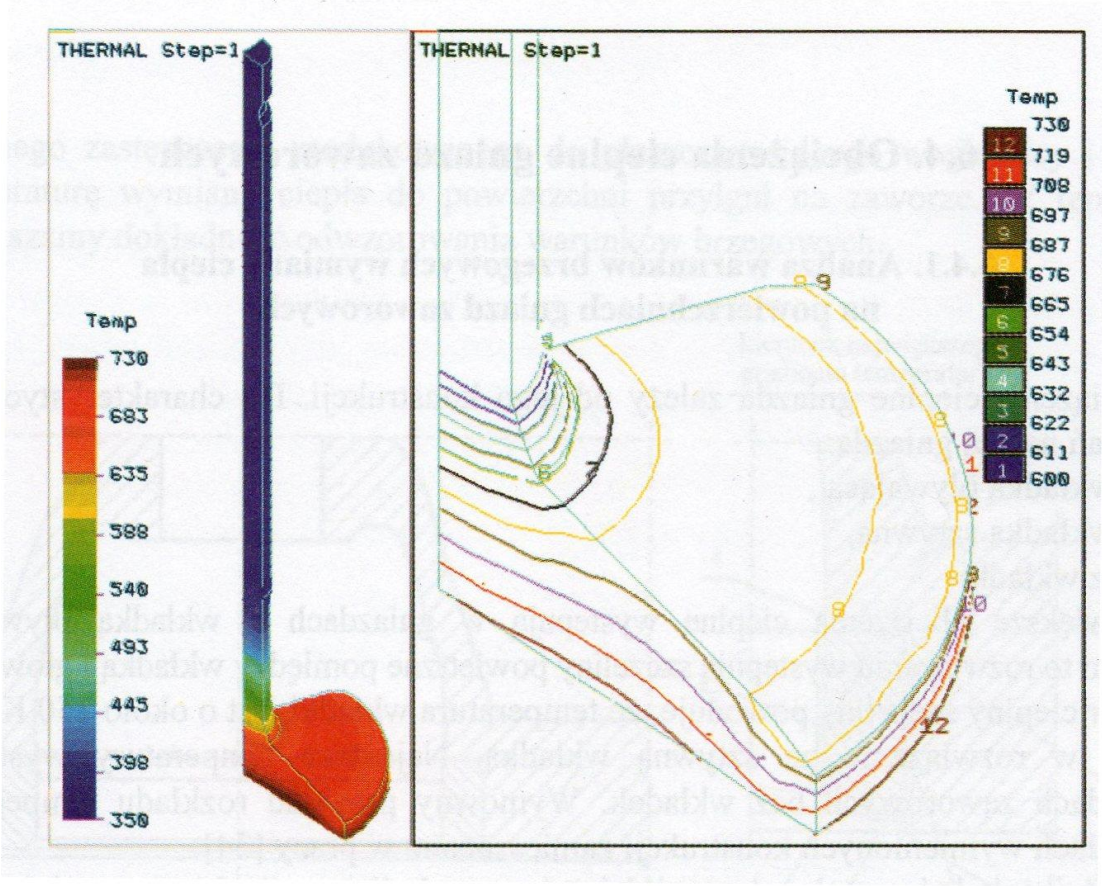


Rys. 3. Rozkład temperatury w gniazdach zaworowych [18]



Rys. 4. Rozkład temperatury w głowicy silnika [18]

i średnioobrotowych silników wysokoprężnych o dużej pojemności skokowej, co utrudnia weryfikację wyników dla szybkoobrotowych silników samochodów osobowych, gdyż dynamika procesów zachodzących w komorze spalania tego typu silników jest znacznie większa i wpływa w znaczącym stopniu na obciążenia cieplne jego elementów.



Rys. 5. Pole temperatur w przekroju stopki zaworu dolotowego silnika SW680 dla charakterystyki zewnętrznej n=2200[min^{-1}], Ne=114,6[kW] [3]

Badania przedstawione w opracowaniach [14,15] dowodzą, że podejmuje się również próby przeprowadzania analizy obciążeń cieplnych elementów silnika w stanach nieustalonego przepływu ciepła. Nie mniej jednak informacje w nich zawarte nie są tak kompleksowo opracowane jak przypadku obliczeń stacjonarnego przepływu ciepła i nie dotyczą ściśle silników wysokoprężnych. Wydaje się więc uzasadnione opracowanie metody obliczeń symulacyjnych pozwalającej na określanie obciążeń cieplnych zaworów i gniazd zaworowych szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego w stanach nieustalonego przepływu ciepła, co umożliwi zwiększenie zakresu prowadzenia analiz dla tego typu silników spalinowych.

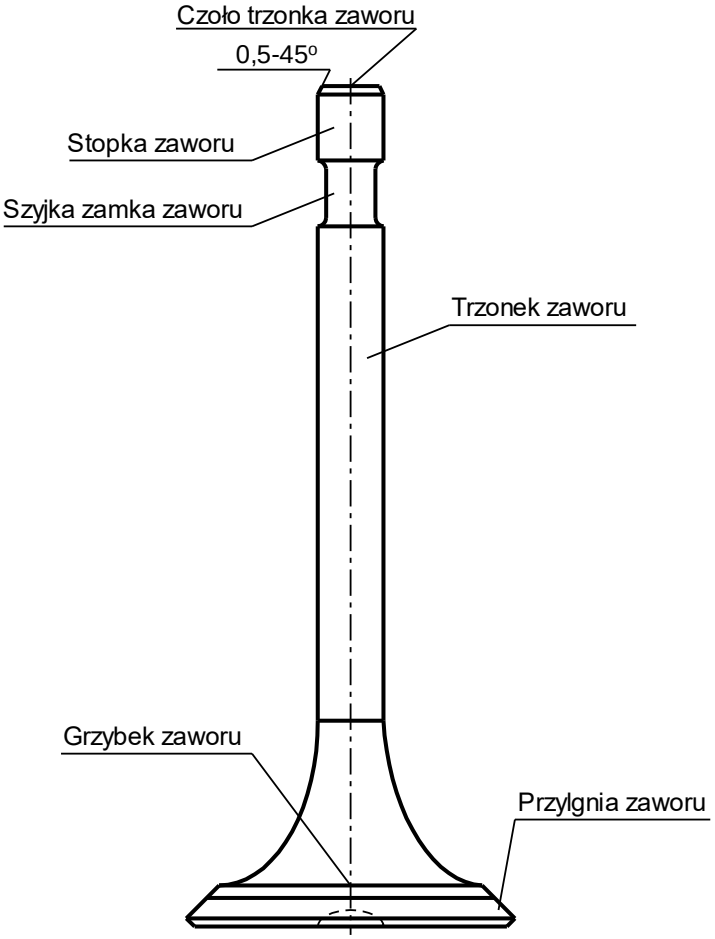
ROZDZIAŁ II

2.1. Zadania, cechy konstrukcyjne, oraz wymagania stawiane zaworom i gniazdom zaworowym

Zadaniem zaworów jest odsłanianie w ściśle określonym czasie wlotów do kanałów dolotowych i wylotowych, a co za tym idzie umożliwienie wymiany ładunku w cylindrze. Natomiast zadaniem gniazd zaworowych jest przede wszystkim uszczelnienie zaworów jak również umożliwienie odprowadzenia nadmiaru ciepła z powierzchni ich przylgni do głowicy silnika [25,26].

Poruszający się osiowo zawór dolotowy i wylotowy składa się z następujących części (rys. 6) [25]:

- trzonka;
- części środkowej, czyli przejścia pomiędzy trzonkiem a grzybkiem;
- grzybka nazywanego również talerzykiem.



Rys. 6. Konstrukcja zaworu silnika

Trzonek – zadaniem trzonka jest prowadzenie zaworu oraz odprowadzenie ciepła z talerzyka. Dobór odpowiedniej średnicy trzonka jest skomplikowany ponieważ należy uwzględnić jednocześnie szereg wymagań z których najważniejsze to [27]:

- skuteczność odprowadzenia ciepła;
- stawianie niski oporów przepływu gazom;
- niska masa elementu;
- wytrzymałość.

W silnikach szybkoobrotowych średnica trzonka wynosi zazwyczaj 25÷30[%] czynnej średnicy zaworu, natomiast w silnikach wolnoobrotowych 15÷25[%], przy czym wartości mniejsze odpowiadają zaworom dolotowym a większe wylotowym [27]. Długości trzonków zaworów dolotowych i wylotowych zależą od następujących czynników:

- wysokości głowic;
- długości i sposobów osadzania sprężyn na zaworach.

Część prowadząca trzonka oddzielona jest od części środkowej uskokiem, czyli różnicą średnic w zakresie 0,1÷0,2[mm]. Takie rozwiązanie umożliwia swobodne przejście tarczy szlifierskiej ponad częścią środkową. W zależności od przeznaczenia silnika trzonki zaworów wykonuje się o chropowatości R_a 0,63÷0,32, a część środkową trzonka o chropowatości R_a 2,5÷0,63. Dzięki tak dużej gładkości części środkowych i grzybków w zaworach wylotowych osiągnięto zmniejszenie osadzania się nagaru na grzybkach. Pomiędzy trzonkiem zaworu a prowadnicą powinien być zachowany odpowiedni luz. Luzy średnicowe występujące pomiędzy trzonkami zaworów i ich prowadnicami zależą od wielu czynników, a mianowicie [23,24,27]:

- sposobu chłodzenia silnika (sposób pośredni lub bezpośredni);
- średnicy trzonków zaworów;
- temperatury spalin;
- współczynnika rozszerzalności cieplnej materiałów zaworów i prowadnic;
- sposobu wykonania prowadnic, czyli wykonana wprost w głowicy lub wymienna.

Luz montażowy (na zimno) razem z odchyłkami wyznacza się z następujących wzorów [23]:

- dla zaworu dolotowego:

$$\Delta_d = (0{,}0035 \div 0{,}009)d_t\,[\text{mm}] \tag{1}$$

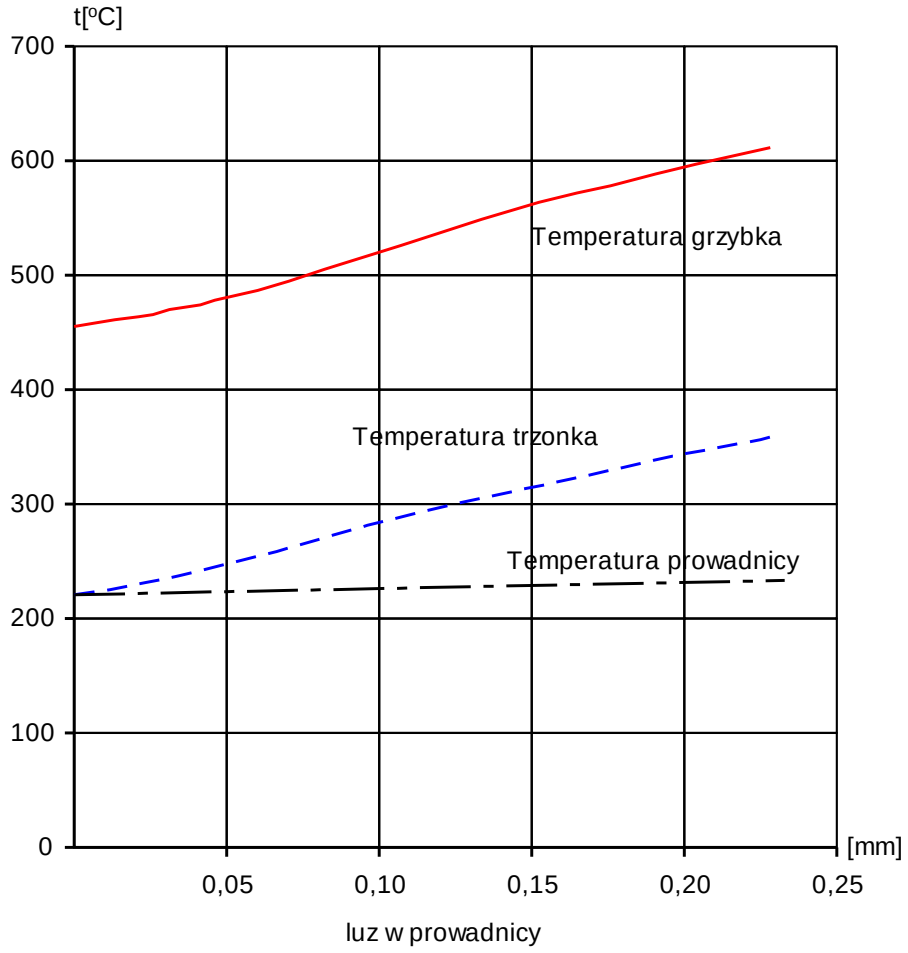
- dla zaworu wylotowego:

$$\Delta_w = (0{,}0055 \div 0{,}015)d_t\,[\text{mm}] \tag{2}$$

gdzie:

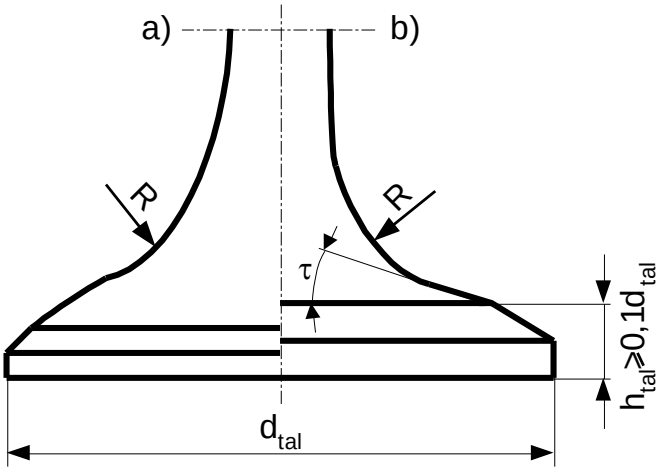
d_t – średnica talerzyka zaworu [mm].

Należy także zaznaczyć, że mniejsze wartości luzów montażowych odnoszą się do zaworów silników chłodzonych w sposób pośredni, natomiast większe dla zaworów silników chłodzonych w sposób bezpośredni. Zbyt mały luz grozi zatarciem trzonka w prowadnicy, ale także zbyt duży luz nie jest korzystny, ponieważ utrudniony jest odpływ ciepła, co sprzyja przegrzewaniu się zaworów (rys. 7) [23].



Rys. 7. Wpływ średnicowego luzu zaworowego na temperaturę zaworu wylotowego oraz jego prowadnicy

Środkowa część zaworu (przejściowa) – przejście od przylgni grzybka zaworu w część środkową jest zwykle wykonana w postaci powierzchni stożkowej o kącie τ (rys.8). Dla zaworów wylotowych wartość kąta τ mieści się zwykle w przedziale 15°÷20°, natomiast dla zaworów wylotowych wartość kąta τ jest większa. Dla zaworów wylotowych powierzchnia stożkowa przechodzi w trzonek zaworu tak zwanym dużym promieniem R. Dlatego zazwyczaj promień R przechodzi bezpośrednio w trzonek zaworu (lewa strona rys. 8a). Dla zaworów dolotowych promień R przechodzi w powierzchnię stożkową (prawa strona rysunku 8b), a następnie w walcową powierzchnię trzonka [23].



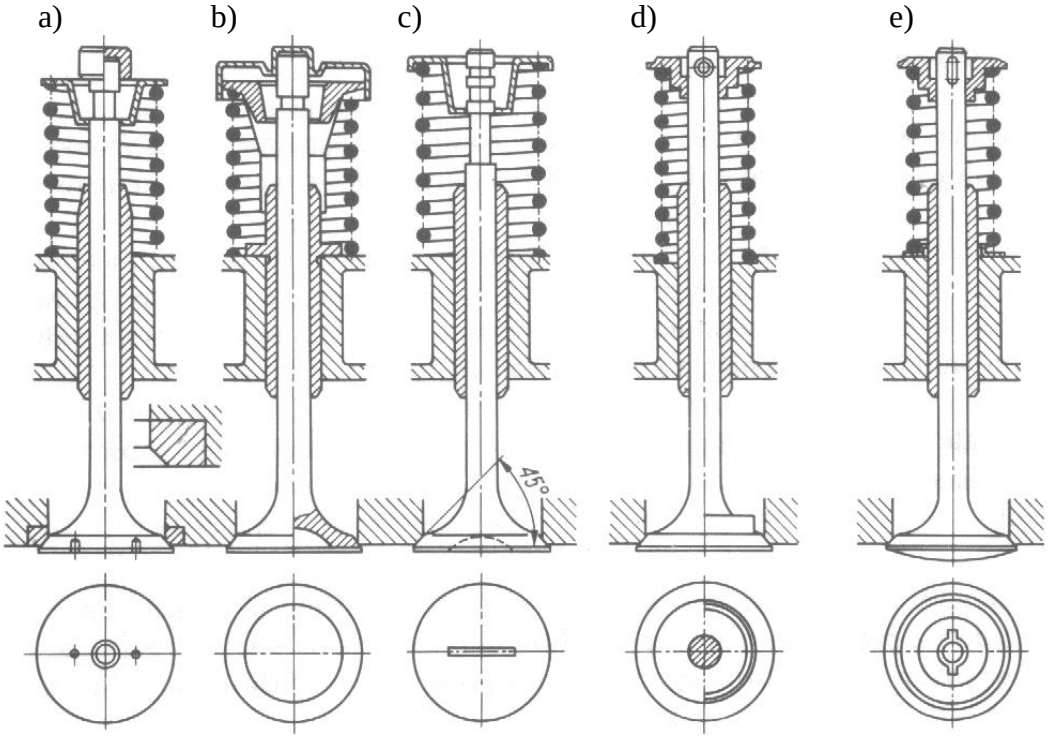
Rys. 8. Kształt grzybka zaworu: a) wylotowego, b) dolotowego

Grzybek zaworu (talerzyk) – zadaniem grzybka zaworu jest:

- uszczelnienie wnętrza cylindra;
- kierowanie przepływem gazów podczas gdy zawór jest otwarty.

Na obwodzie talerzyka znajduje się przylgnia zaworu, czyli stożkowa powierzchnia uszczelniająca. Przylgnia zaworu jest nachylona do płaszczyzny talerzyka pod kątem $\psi = 45°$ lub $\psi = 30°$. Jednakże najczęściej wykorzystuje się kąt $\psi = 45°$ (rys. 9c), ponieważ dzięki temu możliwe było ograniczenie do minimum średnicy zewnętrznej talerzyka w wyniku czego uzyskano ułatwione prowadzenie zaworu w gnieździe oraz małą wrażliwość na wysoką temperaturę (mniej ostre obrzeże talerzyka), co jest szczególnie ważne w przypadku zaworów wylotowych [27]. Przylgniom zaworów wylotowych nadaje się takie same wysokości jak przylgniom zaworów dolotowych, czyli 2÷4[mm] [23].

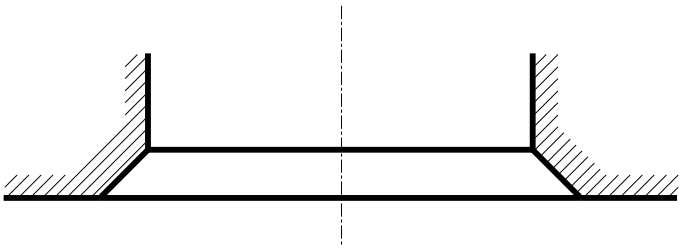
Talerzyki zaworów mogą być płaskie (rys. 9a), wklęsłe, tzw. kielichowe (rys. 9b) lub wypukłe (rys. 9e). Na talerzyku od strony komory spalania, wykonuje się rowki (rys.9c) lub otwory (rys. 9a) w celu ułatwienia docierania zaworu. Talerzyki kielichowe stosuje się w szybkoobrotowych silnikach o dużym obciążeniu cieplnym. Talerzyki zaworów dolotowych często są wyposażone w specjalne przysłonki (rys.9d), których zadaniem jest wprawianie w ruch wirowy powietrza doprowadzonego do cylindra [25].



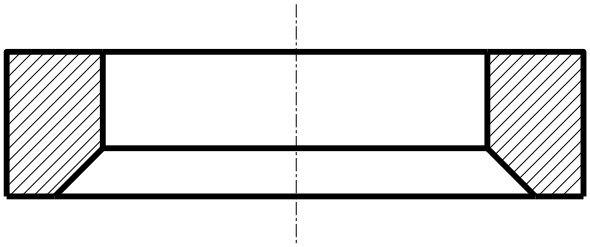
Rys. 9. Rozwiązania konstrukcyjne zaworów dolotowych i wylotowych

Gniazda zaworowe wykonuje się wprost w materiałach głowic żeliwnych (rys.10), lub w postaci wymiennych pierścieni wciśniętych w odpowiednie wnęki (wytoczenia) wykonane w głowicach żeliwnych lub ze stopów lekkich (rys. 11) [23]. Gniazda wykonane na stałe w głowicy występują w starszych konstrukcjach silników, których głowice wykonane są z żeliwa i stosuje się je tylko w przypadku gniazd zaworów dolotowych. W głowicach żeliwnych dla zaworów wylotowych stosuje się gniazda wstawiane, a w bardzo obciążonych cieplnie silnikach wstawia się zarówno gniazda zaworów dolotowych, jak i zaworów wylotowych. Zastosowanie gniazd

wstawianych jest spowodowane dużymi naciskami jakie panują na przylgni gniazda związanymi ze współpracą z przylgnią zaworu [23].



Rys. 10. Profil gniazda zaworowego wykonanego w płycie głowicy żeliwnej



Rys. 11. Gniazdo zaworowe wstawiane

W połączeniu z wysokimi temperaturami w jakich gniazda pracują, dochodzi do szybszego ich zużywania się niż w przypadku innych elementów umieszczonych w komorze spalania silnika. Dzięki zastosowaniu gniazd wstawianych unika się wgłębiania zaworu, co może być spowodowane frezowaniem i docieraniem powierzchni gniazda wykonanego w powierzchni płyty głowicy. Po stwierdzeniu niedopuszczalnego zużycia gniazda można je wymienić na nowe. Oprócz stosunkowo łatwej wymiany, wstawiane gniazda zaworowe można wykonać z materiałów bardziej odpornych na obciążenia cieplne i naciski powierzchniowe niż materiały głowic. Gniazda zaworów wylotowych są przeważnie szersze i wyższe niż gniazda zaworów dolotowych, ponadto gniazda stalowe są cieńsze i niższe niż gniazda brązalowe. Najczęściej spotyka się wymienne gniazda zaworowe o wymiarach głównych [23]:

- szerokość:

$$s = (0{,}16 \div 0{,}2)d_g[\text{mm}] \tag{3}$$

- wysokość:

$$w = (0{,}2 \div 0{,}3)d_g[\text{mm}] \tag{4}$$

gdzie:

d_g – nominalna średnica gardzieli [mm].

Ciepło pobierane przez zawór w dużej ilości jest odprowadzane za pośrednictwem gniazda, dlatego należy konstrukcyjnie przewidzieć dobre chłodzenie gniazd zaworów. Szerokość uszczelniającej części gniazda zaworowego (przylgni), nie powinna być zbyt duża mimo że szeroka powierzchnia styku ułatwia odprowadzenie ciepła, jednakże węższa powierzchnia styku lepiej uszczelnia zawór. W związku z tym zaleca się aby szerokość przylgni zawierała się w granicach 1÷2[mm] [28].

Zawory w silnikach spalinowych, zwłaszcza zawory wylotowe powinny spełniać szereg wymagań z których najważniejsze to [23÷25]:

- duża odporność na ścieranie;
- duża odporność na korozję zarówno w niskich, jak i w wysokich temperaturach;
- mały współczynnik rozszerzalności cieplnej β, od którego zależą luzy średnicowe pomiędzy trzonkami i prowadnicami. Luzy te powinny być małe ponieważ utrudniają odprowadzenie ciepła od trzonków zaworów do prowadnic;
- duża odporność na wysokie temperatury oraz duża wytrzymałość na obciążenia udarowe, co jest szczególnie ważne w silnikach ZI, ponieważ przy wysokich obrotach (ponad 5000[min^{-1}]) grozi to urwaniem się grzybka zaworu wylotowego;
- duży współczynnik przewodnictwa cieplnego, ze względu na łatwość rozpraszania ciepła przejmowanego od spalin;
- brak skłonności do samohartowania się;
- niezbyt wysoki koszt wytworzenia;
- stałość struktury materiału zwłaszcza w wysokich temperaturach;
- mały ciężar zaworów;
- duża twardość zaworów zwłaszcza w wysokich temperaturach.

Z uwagi na swoje zadania gniazda zaworowe powinny spełniać następujące wymagania [23÷25]:

- długotrwałe utrzymywanie szczelności;
- wystarczającą odporność na wysokie temperatury i zadowalająca wytrzymałość na obciążenie udarowe;
- odporność na korozję i erozję zarówno w niskich, jak i wysokich temperaturach;

- duży współczynnik przewodnictwa cieplnego z uwagi na łatwość rozpraszania nadmiaru ciepła przejmowanego od spalin;
- małą ścieralność, stanowiąca wymaganie powszechnie stawiane wszystkim mechanizmom;
- dużą twardość w wysokich temperaturach pracy przylgni gniazd zaworowych, które łatwo ulegają wybijaniu, jeżeli luzy zaworowe są nadmierne;
- stałość struktury materiału w wysokich temperaturach, jak i z upływem czasu.

2.2. Materiały stosowane na zawory i gniazda zaworowe

Wśród stali stopowych stosowanych na zawory ogólnie rozróżnia się trzy podstawowe odmiany: stale ferrytyczno–perlityczne, austenityczne oraz silchromy [29÷31].

Stale stopowe o strukturze ferrytyczno–perlitycznej cechują się następującymi właściwościami, jak [29÷31]:

- duże przewodnictwo cieplne;
- mały współczynnik rozszerzalności cieplnej;
- dobre właściwości hartownicze;
- mała ścieralność (po zahartowaniu);
- dobra obrabialność plastyczna i dobra skrawalność;
- zadowalająca żaroodporność, lecz niedostateczna odporność na korozję w temperaturach powyżej 700[^{0}C];
- wydatne zmniejszanie się wytrzymałości w temperaturach około 800[°C] (od około 800[MPa] do 400[MPa]).

Niedostateczna odporność na korozję i wydatny spadek wytrzymałości w wysokich temperaturach sprawiają, że stale o strukturze ferrytyczno-perlitycznej stosuje się do wytwarzania zaworów dolotowych. Ponadto z takich stali wyrabia się trzonki zaworów złożonych.

Stale **chromo–niklowe** o strukturze austenitycznej używane na zawory cechują następujące właściwości [29÷31]:

- względnie duża twardość, wytrzymałość w wysokiej temperaturze, odporność na utlenianie się i korozję;

- w porównaniu ze stalami o strukturze ferrytyczno–perlitycznej mniejsze twardości w temperaturach otoczenia, lecz większe w wysokich temperaturach;
- małe przewodnictwo cieplne;
- duży współczynnik rozszerzalności cieplnej około $\beta = 18 \cdot 10^{-6}$ [1/°C].

Silchromy cechują cenne właściwości takie jak:

- wytrzymałość i odporność na wysoką temperaturę;
- odporność na korozję bez względu na temperaturę;
- twardość w zakresie temperatur pracy zaworów;
- odporność na zużycie;
- współczynnik przewodnictwa cieplnego mniejszy od współczynnika dla stali ferrytyczno–perlitycznych, ale większy od charakteryzującego stale austenityczne;
- mały współczynnik rozszerzalności cieplnej (tj. $\beta = 13 \cdot 10\text{-}6$ [1/°C]) [24].

W Polsce produkowana są stale zaworowe H9S2, H10S2M i 4H14N14W2M na zawory dolotowe i wylotowe oraz stal 50H21G9N4 na zawory wylotowe wg PN-72/H-86022 [29].

Zawory dolotowe wytwarza się ze stali niskostopowych o zawartości węgla około: 0,3÷0,45[%]. Stopowymi składnikami takich stali są: chrom w ilości do 1,3[%], nikiel około 1,2[%], molibden około 0,25[%] oraz mangan 0,5÷0,8[%]. Często w wysilonych silnikach o ZI stosuje się zawory dolotowe z tańszych gatunków stali żaroodpornych [24].

Na zawory wylotowe stosuje się najczęściej stal chromowo–krzemową o zawartości 8÷12[%] Cr i 2÷4[%] Si. W szybkoobrotowych silnikach znacznie obciążonych cieplnie na zawory wylotowe są powszechnie stosowane stale austenityczne, zawierające 21[%] Cr oraz 15% Ni [25].

Średni skład chemiczny, warunki obróbki cieplnej i strukturę stali zaworowej przedstawiono w tablicy 1 (wg PN-71/H-86022) [30]. Natomiast zastosowanie i warunki pracy stali stosowanych do produkcji zaworów przedstawiono w tablicy 2 [29].

Stopy lekkie odznaczają się stosunkowo dużą rozszerzalnością cieplną, a żeliwa prawie o połowę mniejszą. Z tego względu gniazda osadzane w żeliwnych głowicach wykonuje się z cieplnie obrabianych żeliw stopowych (Cr-Si, Cr-Mo i inne), stali

Tablica 1

Średni skład chemiczny, warunki obróbki cieplnej i struktura stali zaworowej [30]

Znak stali	Średnia zawartość pierwiastków [%]							Żaroodporne w powietrzu do temperatury [°C]	Temperatura [°C]		Struktura stali po obróbce cieplnej
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	inne		(H) (P)	(O) (S)	
H9S2	0,40	≤0,7	2,5	9	≤0,6	-	-	850	(H) 1040÷1060	(O) 700÷790	Martenzyt wysoko-odpuszczony
H10S2M	0,40	≤0,7	2,3	10	≤0,5	0,8	-	900	(H) 1010÷1050	(O) 720÷780	
4H14N14W2M	0,45	≤0,7	≤0,8	14	14	0,3	W: 2,4	900	(P) 1050÷1100	-	Austenit
50H21G9N4	0,52	9,5	≤0,5	21	4	-	N: 0,44	900	(P) 1150÷1170	(S) 700÷750	Austenit i węgliki
P≤0,030÷0,035%; S≤0,030%; Cu≤0,3%; Ti≤0,2%; (H) - hartowanie; (P) - przesycanie; (O) - odpuszczanie; (S) - starzenie											

Tablica 2

Zastosowanie i warunki pracy niektórych stali zaworowych [29]

Symbol wg DIN	Zastosowanie i warunki pracy
X45CrSi 9 3	Zawór dolotowy i wylotowy, niskie obciążenie
X85CrMoV 18 2	Zawór dolotowy i wylotowy wysoko obciążony
X45CrNiW 18 9	Zawór wylotowy, wysokie obciążenie cieplne
X53CrMnNiN 21 9	Zawór wylotowy o wysokiej wytrzymałości termicznej
X12CrCoNi 21 20	Zawór wylotowy o bardzo wysokich obciążeniach cieplnych
NiCr 20 TiAl	Zawór wylotowy o bardzo wysokich obciążeniach cieplnych

chromowo–krzemowych, a w silnie obciążonych cieplnie silnikach mających zawory stellitowane stosuje się niekiedy gniazda wykonane ze stali, a następnie stellituje [27].

W głowice ze stopów lekkich wstawia się gniazda wykonane zwykle z brązów aluminiowych (brązali), czyli stopu miedzi z aluminium oraz dodatkami innych metali [31]. Własności mechaniczne brązali zwiększają dodatki stopowe, głównie Fe, Mn, Ni. Żelazo i nikiel powodują podwyższenie własności wytrzymałościowych i odporności na ścieranie. Ze względu na niewielką rozpuszczalność pierwiastki te powinny być dodawane w niewielkich ilościach, w przeciwnym wypadku spowodują obniżenie odporności na korozję. Dodatek manganu powoduje znaczne zwiększenie odporności na korozję i ścieranie oraz własności mechanicznych [31].

Najpowszechniej stosowanymi brązalami są [23]:

- CuAl10Ni4Fe4 – brąz aluminiowo–niklowo–żelazowy, kuty i cieplnie obrabiany;
- CuAl10Fe3Mn2 – brąz aluminiowo–żelazowo–manganowy, lany do wlewnicy.

Głowice wykonane z siluminów głównie wyposaża się w gniazda zaworowe wykonane ze stali austenitycznych o zbliżonym następującym składzie:

$$C=0,7[\%],\ Si=0,5[\%],\ Mn=3,5\div5,5[\%],\ Ni=11\div14[\%],\ Cr=\min 3[\%].$$

W głowice żeliwne wstawia się gniazda wykonane z materiałów scharakteryzowanych w tablicy 3. lub tworzyw o podobnych składach i właściwościach [23].

Tablica 3

Składy chemiczne i twardości niektórych materiałów stosowanych na gniazda zaworowe

Oznaczenia	Skład chemiczny w %						Twardość HB w 425°C
	C	Si	Mn	Cr	Mo	W	
Duracrome TP12	2	0,5	1,2	2,9	4,9		514
Duracrome TP12L	2,25	1	1	2,5	7,5	-	-
VSM	0,7	0,5	1,1	3	5,2	-	503
SAE 71360	0,5	03	0,3	3,5	-	13	514

Modelowanie obciążeń cieplnych zaworów oraz gniazd zaworowych silnika wymaga znajomości ich cech konstrukcyjnych oraz materiałowych. Przedstawione w niniejszym rozdziale pracy informacje są niezbędne przy budowie modeli geometrycznych elementów silnika, jak również wymagane do określenia własności fizycznych materiałów przyjętych do obliczeń.

ROZDZIAŁ III

3.1. Obciążenia cieplne silników spalinowych

Rozwój spalinowych silników tłokowych charakteryzuje tendencja do zwiększania mocy jednostkowej. Osiąga się ten cel zwiększając prędkość obrotową oraz ciśnienie użyteczne przez wzrost ciśnienia doładowania. W silnikach o zapłonie samoczynnym dąży się do zmniejszenia współczynnika nadmiaru powietrza. Wynikiem modernizacji silników jest zazwyczaj zwiększenie mocy przy tych samych lub stosunkowo nieznacznie zmienionych rozwiązaniach konstrukcyjnych lub przynajmniej nie zmienionych zasadniczych wymiarach geometrycznych głównych części silnika. Wiąże się to oczywiście ze zwiększeniem obciążeń mechanicznych i cieplnych części otaczających komorę spalania silnika. Pojęcie obciążenia cieplnego jest często stosowane niejednoznacznie i na ogół niejasno definiowane. Aby uporządkować pojęcia związane z obciążeniem cieplnym należy przede wszystkim odróżnić obciążenie cieplne komory spalania, powiązane bezpośrednio z obciążeniem cieplnym silnika, od obciążenia cieplnego części otaczających komorę spalania [19].

Obciążenie cieplne komory spalania można określić za pomocą ilości ciepła, którą należy doprowadzić w jednostce czasu do czynnika roboczego, aby w warunkach pracy silnika otrzymać te same zmiany temperatur jakie osiąga się w wyniku spalania paliwa. Zazwyczaj mówi się, że podczas spalania paliwa wywiązywane lub wydzielane jest ciepło, co jest jednak terminem niezbyt precyzyjnym. Podczas reakcji chemicznej spalania paliwa obserwuje się jedynie takie same skutki, jak przy doprowadzaniu ciepła do nie reagującego gazu, a nie wywiązywanie ciepła. Ilość odprowadzonego ciepła zależy wyłącznie od warunków przenikania ciepła przez ścianki otaczające komorę spalania [19].

Obciążenie cieplne komory spalania wiąże się bezpośrednio ze strumieniem ciepła przepływającym przez ścianki otaczające komorę spalania. Ta ostatnia wielkość jest niezbędna do obliczania układu chłodzenia silnika. Strumień ciepła odprowadzany przez układ chłodzenia może służyć do porównywania obciążeń cieplnych tego samego silnika w różnych warunkach pracy, lub do porównywania obciążeń cieplnych komór spalania różnych silników, natomiast nie może dać żadnych informacji o obciążeniach różnych miejsc tych samych silników [19].

Lokalną ocenę obciążenia cieplnego można uzyskać wyłącznie na podstawie analizy pól temperatur części silnika otaczających komorę spalania. Znajomość pola temperatur

pozwala na określania maksymalnych wartości temperatur i gradientów temperatur decydujących o naprężeniach termicznych i odkształceniach. Wszystkie wymienione wyżej wielkości mogą wywoływać uszkodzenia, przedwczesne zużycie lub nieprawidłową pracę silnika. Określone na podstawie pola temperatur lokalne wartości gęstości strumieni ciepła pozwalają na pełną analizę zjawisk przepływu ciepła w silniku. Wobec powyższego pola temperatur określają jednoznacznie obciążenia cieplne, czyli stan cieplny ścianek otaczających komorę spalania silnika tłokowego. Występujące w tych częściach maksymalne temperatury i naprężenia termiczne ograniczają możliwości dalszego zwiększania mocy silnika. Do najbardziej obciążonych cieplnie, ze względu na najniekorzystniejsze warunki chłodzenia należą takie części silnika jak: tłoki i zawory wylotowe. Poznanie obciążeń cieplnych części silnika jest więc niezbędne zarówno dla konstruktora jak i dla użytkownika silnika [19].

Obciążenia cieplne części otaczających komorę spalania zależą bezpośrednio od warunków pracy silnika. W przypadku gdy warunki pracy silnika nie zmieniają się w czasie, obciążenie cieplne silnika jest ustalone. Rozpatrywanie ustalonej wymiany ciepła pozwala na określenie maksymalnych wartości temperatur dla poszczególnych obciążeń.

Jak wynika z danych eksperymentalnych w doładowanych silnikach z zapłonem samoczynnym maksymalne temperatury części otaczających komorę spalania oraz gazów w cylindrze, rosną wraz ze spadkiem średniego ciśnienia użytecznego. Również w miarę spadku prędkości obrotowej, przy stałym średnim ciśnieniu użytecznym, maksymalne temperatury, a więc i obciążenia cieplne części silnika rosną [19].

3.1.1 Obciążenia cieplne zaworów

W silnikach o zapłonie samoczynnym kryterium decydującym o możliwości zastosowania wysokich ciśnień doładowania jest żywotność, czyli trwałość zaworu [19]. Zawory wylotowe wykonane są z materiałów znacznie lepszych i droższych. Powodem tego jest fakt, że zawory wylotowe pracują w znacznie cięższych warunkach niż zawory dolotowe [23]. Zawory dolotowe chłodzone są poprzez doprowadzenie do cylindra powietrza, w wyniku czego powstają w nich znacznie większe gradienty temperatur niż w zaworach wylotowych. Powodem tego zjawiska jest nieszczelne przyleganie przylgni zaworu do gniazda co powoduje, że spaliny o wysokiej temperaturze i dużej prędkości zamiast chłodzić zawór poprzez odprowadzenie ciepła

do gniazda powodują efekt przeciwny, czyli doprowadzenie ciepła od spalin. Dlatego też w dużych silnikach o zapłonie samoczynnym stosuje się obracanie zaworów w celu ich lepszego i równomiernego dolegania [19]. Ilość ciepła przejmowanego przez zawór można wyznaczyć na podstawie równania:

$$Q_1 = \int_0^{\tau} \alpha (T_S - T_Z)\, df d\tau \tag{5}$$

gdzie:

$\alpha = f(v)$ – współczynnik przejmowania ciepła [W/(m^{2}K)],

T_S i T_Z – temperatury spalin i zaworu w [K],

df – element powierzchni zaworu opływanej przez spaliny [m^2],

$d\tau$ – czas opływu zaworu przez spaliny [s].

Bilans ciepła dla zaworu wylotowego można zapisać w postaci (rys.12) [19]:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = 0 \tag{6}$$

gdzie:

Q_1 – ciepło dopływające do talerzyka zaworu lub odpływające z talerzyka zaworu [W],

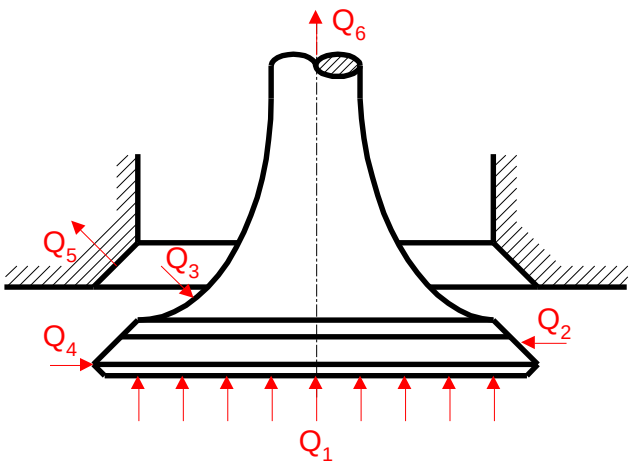
Q_2 – ciepło dopływające do przylgni zaworu (podczas gdy zawór jest otwarty) [W],

Q_3 – ciepło dopływające do części środkowej zaworu (zawór otwarty) lub odpływające (zawór zamknięty) [W],

Q_4 – ciepło dopływające do powierzchni bocznej talerzyka (zawór otwarty) lub odpływające z powierzchni bocznej talerzyka (zawór zamknięty) [W],

Q_5 – ciepło dopływające do gniazda zaworowego (podczas gdy zawór jest zamknięty) [W],

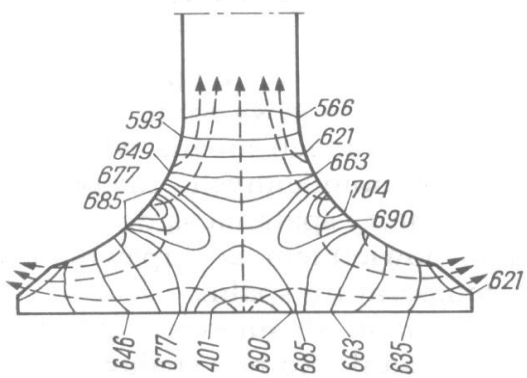
Q_6 – ciepło dopływające do tulejki zaworowej [W].



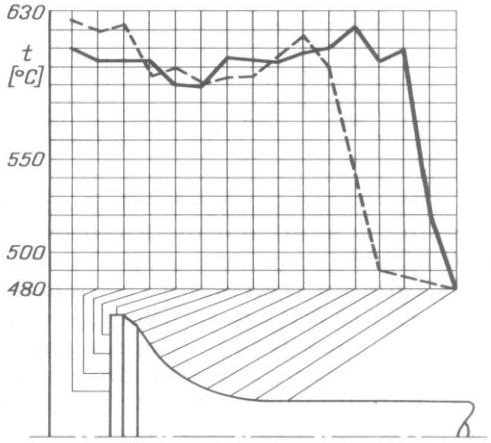
Rys. 12. Bilans cieplny zaworu wylotowego [24]

Gdy prędkość obrotowa silnika rośnie również wzrasta temperatura spalin co spowodowane jest krótszymi czasami odpływu ciepła do ścianek cylindra oraz powtarzającymi się procesami spalania w cylindrach. Jeżeli zawór jest otwarty to ciepło odbierane przez zawór od spalin odpływa przez trzonek do prowadnicy a intensywność odpływu jest odwrotnie proporcjonalna do luzu. Natomiast gdy zawór jest zamknięty to ciepło odpływa od zaworu przez obrzeże grzybka i przylgnie do gniazda zaworowego oraz przez trzonek do prowadnicy. Także sposoby chłodzenia silnika mają znaczący wpływ na temperatury zaworów wylotowych. Przy podobnych warunkach pracy i konstrukcji silników temperatura zaworów wylotowych w silniku chłodzonym bezpośrednio jest o około 50[°C] wyższa niż w silnikach chłodzonych pośrednio cieczą [19,23].

Na rysunku 13 przedstawiono rozkład izoterm w przekroju grzybka zaworu wylotowego silnika ZS. Natomiast na rysunku 14 przedstawiono rozkład temperatury na obrysie zaworu silnika ZS [23].



Rys. 13. Rozkład izoterm w przekroju grzybka zaworu wylotowego silnika ZS



Rys. 14. Rozkład temperatury na obrysie zaworu silnika ZS

3.1.2. Obciążenia cieplne gniazd zaworowych

Stosowanie wysokich ciśnień doładowania w silnikach o zapłonie samoczynnym, pozwalających osiągnąć średnie ciśnienia użyteczne rzędu 1,4÷1,8[MPa], jest uwarunkowane nie tylko przez trwałość samych zaworów ale także gniazd zaworowych. Gniazda zaworów wylotowych są obciążone cieplnie bardziej niż gniazda zaworów dolotowych ponieważ są omywane przez spaliny o wysokiej temperaturze odpływające z komory spalania w suwie wydechu i mają styczność z głowicą, która w rejonie kolektora wylotowego ma wyższą temperaturę niż po stronie dolotowej. W związku z tym gniazda różnią się kształtem i wielkością powierzchni. Natomiast stosunkowo dobre chłodzenie gniazd zaworów dolotowych, przez doprowadzenie do cylindra powietrza, prowadzi do powstawania większych gradientów temperatur niż w gniazdach zaworów wylotowych [19].

Nieszczelne doleganie przylgni zaworu do gniazda związane jest z przedmuchem spalin o wysokiej temperaturze i dużej prędkości. W miejscu nieszczelności oprócz doprowadzenia ciepła do gniazda od przylgni zaworu, gniazdo jest dodatkowo obciążane ciepłem pochodzącym od spalin.

Dużym prędkościom przepływu spalin odpowiadają duże współczynniki wnikania ciepła. Wzrasta znacznie temperatura i pojawiają się większe gradienty temperatur. Ilość ciepła wnikającego do gniazda zaworowego od spalin określa się podobną zależnością jak dla zaworów. Natomiast bilans ciepła dla gniazda zaworu wylotowego (rys. 15) przedstawia się następująco [19]:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 0 \tag{7}$$

gdzie:

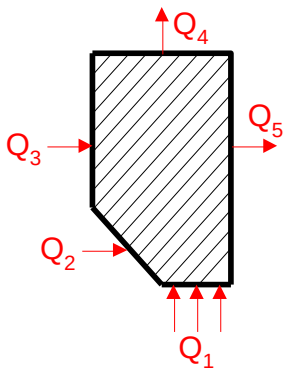
Q_1 – ciepło dopływające do gniazda zaworu od spalin [W],

Q_2 – ciepło ulegające wymianie przez powierzchnię przylgni gniazda zaworowego [W],

Q_3 – ciepło ulegające wymianie przez powierzchnię wewnętrzną gniazda [W],

Q_4 – ciepło ulegające wymianie przez powierzchnię styku gniazda z głowicą [W],

Q_5 – ciepło ulegające wymianie przez zewnętrzną powierzchnię styku gniazda z głowicą [W].



Rys. 15. Bilans cieplny gniazda zaworu wylotowego [19]

Gdy zawór jest otwarty, w przypadku gniazda dolotowego przylgnia gniazda jest schładzana powietrzem lub w przypadku gniazda wylotowego omywana gorącymi gazami wylotowymi. Gdy zawór jest zamknięty, dochodzi do wymiany ciepła pomiędzy przylgnią zaworu, a przylgnią gniazda. Współczynniki wnikania ciepła pomiędzy tymi powierzchniami osiągają wysokie wartości, a przylgnia zaworu jest najbardziej obciążoną cieplnie powierzchnią współpracującą z gniazdem zaworowym, co sprawia, że największe obciążenia cieplne gniazd pochodzą od styku z rozgrzanym zaworem. Poprzez powierzchnie styku z głowicą gniazdo zaworowe oddaje ciepło do cieczy chłodzącej, która bezpośrednio omywa ścianki głowicy tzw. płaszczem wodnym. Wpływ temperatury cieczy chłodzącej na temperaturę gniazd jest bardzo znaczący [19].

3.2. Modele procesu spalania

Własności cieplne i temperaturę ładunku w komorze cylindra określa się z równań przemian termodynamicznych, a dla fazy spalania z odpowiednich modeli.

W modelowaniu matematycznym roboczego cyklu silnika tłokowego można wyróżnić dwa zasadnicze podejścia, które najbardziej ogólnie określają rodzaj użytego modelu. Charakteryzuje je sposób opisu procesu spalania [32,33].

W pierwszym sposobie postępowania przebieg procesu spalania jest narzucany przez modelującego, przy czym metody zadawania mogą być różne. W silnikach o ładunku przygotowywanym poza przestrzenią roboczą i zapłonie iskrowym określany jest albo sposób rozprzestrzeniania się płomienia albo bezpośrednio masowa szybkość wywiązywania ciepła podczas spalania. Sposób rozprzestrzeniania się frontu płomienia może być określony zadaną prędkością przemieszczania się frontu o określonej przez modelującego funkcji zmiany w czasie jego powierzchni, przy czym prędkość ta może

być również określona jako funkcja innych parametrów w komorze. W silnikach o ładunku przygotowywanym w przestrzeni roboczej przebieg procesu spalania wynika z zadanego sposobu dostarczania paliwa oraz narzucenia szybkości jego spalania w sposób bezpośredni lub pośredni. W tym przypadku stosowane jest również bezpośrednie zakładanie masowej szybkości wywiązywania ciepła. Modele, w których stosuje się taki sposób mają z reguły jedną wspólną cechę: cała objętość ładunku jest dzielona na strefy w liczbie od jednej do bardzo wielu, a parametry w każdej z tych stref są uśredniane. Określenie „strefy" nie musi się tu odnosić do przestrzeni, bowiem podział może odbywać się na strefy objętościowe lub masowe, bez ich umiejscawiania wewnątrz komory. Ta wspólna cecha szczególna, uzasadnia nadanie im ogólnej nazwy modeli strefowych [32,33].

W sposobie drugim przebieg procesu spalania nie jest zadawany przez modelującego, ale jest wynikiem obliczeń modelu. Sposób i prędkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia wynika z rozwiązania podstawowych równań zachowania oraz uzupełniających je zależności, które określają pole przepływu w rejonie frontu, przebieg reakcji chemicznych spalania oraz chwilowy stan termodynamiczny czynnika. W podejściu tym nie ma uśredniania parametrów w strefach, a obliczane są chwilowe wartości tych parametrów oraz ich rozkład w przestrzeni komory. Ta wspólna cecha szczególna sprawia, że modele takie nazywa się modelami polowymi [32,33].

Stosując kryterium samodzielności, modele matematyczne roboczego cyklu silnika można podzielić na trzy grupy:

- **modele niekompletne** – są to modele wymagające użycia pewnej liczby danych doświadczalnych, uzyskanych dla modelowania systemu. Wspólną cechę tego systemu jest niezdolność do ogólnego opisu niektórych zjawisk [32,33];
- **modele kompletne** – do tej grupy zaliczmy modele, które wykorzystują jedynie podstawowe dane natury ogólnej, natomiast nie wymagają specyficznych danych odnośnie do modelowania systemu [32,33];
- **modele empiryczno-analityczne** – modele takie służą do obliczeniowego przetwarzania danych doświadczalnych. Najprostszą ich formę stanowi procedura numeryczna, polegająca na dopasowywaniu funkcji zmian parametrów badanego układu do punktów uzyskanych z doświadczenia. Funkcję tę wykorzystuje się następnie do symulacji tego układu. Bardziej złożone modele tej grupy wymagają szerokiego zakresu danych doświadczalnych jako danych wyjściowych, otrzymanych wprost z modelowanego systemu [32,33].

3.2.1. Modele strefowe

Modelowanie strefowe polega na podzieleniu przestrzeni, w której odbywa się proces spalania, na szereg fenomenologicznych wydzielonych stref, wyznaczeniu dla nich bilansów energii oraz podstawowych zależności termodynamicznych, a także dopasowaniu do nich odpowiednich podmodeli, uwzględniających poszczególne zjawiska zachodzące podczas spalania. Wśród tych podmodeli można wyszczególnić podmodele opisujące: wymianę ładunku, tworzenie mieszanki, powstanie jądra płomienia, geometrię frontu płomienia, zjawisko dysocjacji termicznej, turbulencje, przepływ ciepła w obrębie komory spalania i przez jej ścianki, przepływ masy pod tłok, tarcie tłoka o cylinder itd. Zjawiska te zapisane w formie podmodeli i połączone w całość równaniami zachowania energii, dają jeden uniwersalny model symulujący proces spalania. Oczywiście w modelu takim dodatkowo określa się cały szereg założeń odpowiedzialnych za prędkość wyzwalania i przekazywania energii, a bedących jednocześnie warunkiem jednoznaczności rozwiązania. Dopiero skutkiem tak poczynionych uproszczeń i założeń jest rozkład uśrednionych w poszczególnych strefach parametrów termodynamicznych czynnika roboczego [34÷45].

Wyróżnia się model jedno, dwu, trzy, cztero, a nawet wielostrefowe. Ilość tych stref z założenia podnosi dokładność obliczeń i zwiększa wierność z modelem fizycznym. Poprzez „dołożenie" ilości stref możemy rozdzielać poszczególne podmodele na drobniejsze. Taki zabieg powoduje to, że w znaczny sposób można podnieść dokładność obliczeń, gdyż każdy z podmodeli ma osobny tryb fizyczno – chemiczny, a co za tym idzie zjawiska w nim opisywane są potraktowane bardziej drobiazgowo. Poszerzenie jednak ilości stref w znaczny sposób wpływa na złożoność opisywanych procesów. Skutkuje to tym, że proces numerologiczne komplikuje się na tyle, że człowiek nie jest w stanie ogarnać go umysłem, nawet współczesne maszyny cyfrowe mają spory problem z dokonaniem stosownych obliczeń. Są jednak firmy konstrukcyjno – badawcze, które dysponują aparaturą pozwalającą na modelowanie wielostrefowe komór spalania i nie tylko. Proces modelowania jest w taki sposób rozwinięty, że system logiczny sam dobiera sobie ilość stref w zależności od złożoności procesów i wymaganej dokładności obliczeń [32,33].

Najprostszym modelem, wśród modeli strefowych, jest model, w którym istnieją dwie strefy – mieszanki i spalin [32,33,46÷48]. Modele dwustrefowe różnią się jednak między sobą przyjętymi założeniami oraz stopniami uproszczeń poszczególnych zjawisk

czy danych wejściowych, różnią się też podmodelami. Na przykład front płomienia w modelach posiada najczęściej kształt kulisty, chociaż duży stosunek średnicy do wysokości komory spalania skłania niektórych konstruktorów do przyjęcia frontu płomienia w postaci walca rozprzestrzeniającego się w poprzek komory spalania, a zatem przyjęcie modelu cylindrycznego a nie sferycznego.

3.2.2. Model dwustrefowy dla silnika wysokoprężnego

W niniejszej pracy jednym z wielu etapów obliczeń jest określenie źródła ciepła, którym jest temperatura ładunku znajdującego się w cylindrze silnika. Przebieg zmian tej temperatury podczas procesu spalania wyznaczono za pomocą modelu dwustrefowego w wersji opracowanej dla silnika wysokoprężnego, który uwzględnia również przebieg wtrysku paliwa. Do analizy wybrano ten model, ponieważ pozwala uzyskać zadawalającą dokładność wyników przy stosunkowo krótkim czasie przeprowadzenia obliczeń [48], co w pewnym stopniu skraca czasochłonność zastosowanej metody określania obciążeń cieplnych zaworów i gniazd zaworowych.

Przy budowie modelu poczyniono następujące założenia [48,49]:

- komora spalania podzielona jest na dwie strefy: świeżej mieszanki i strefę spalin, oddzielone od siebie nieskończenie cienkim frontem płomienia;
- wartości temperatur w poszczególnych strefach są jednorodne;
- następuje przepływ strumienia cieplnego z frontu płomienia do niespalonej mieszanki;
- temperatura frontu płomienia jest równa temperaturze spalin;
- czynnik roboczy traktowany jest jako gaz półdoskonały;
- zawirowania ładunku, szybkość parowania kropel paliwa oraz straty ciepła spowodowane nieszczelnościami i niecałkowitym spalaniem uwzględnione są w przebiegu ciśnienia;
- spaliny znajdują się w stanie równowagi chemicznej.

Model dwustrefowy dla każdej ze stref oparty jest na [48,50]:

- pierwszej zasadzie termodynamiki;
- równaniach stanu;
- równaniach kalorymetrycznych;

- równaniach zachowania masy.

Dla każdej ze stref sporządzono chwilowe bilanse energii odniesione do elementarnego kąta dφ obrotu wału korbowego silnika [48,51]:

- strefa niespalona:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dU_u}{d\varphi} + \frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + \frac{dI_u}{d\varphi} + p\frac{dV_u}{d\varphi}\left[\frac{J}{°OWK}\right] \tag{8}$$

gdzie:

dQ – ciepło wygenerowane we froncie płomienia,

dU_u – przyrost energii wewnętrznej mieszanki,

dQ_{zu} – ciepło dostarczone do ścianek komory spalania ze strefy zajętej przez mieszankę,

dI_u – entalpia porcji mieszanki dopływającej do frontu płomienia,

pdV_u – przyrost pracy wykonanej przez mieszankę.

- strefa spalona:

$$\frac{dI_b}{d\varphi} = \frac{dU_b}{d\varphi} + \frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + p\frac{dV_b}{d\varphi}\left[\frac{J}{°OWK}\right] \tag{9}$$

gdzie:

dI_b – entalpia porcji spalin odpływających z frontu płomienia,

dU_b – przyrost energii wewnętrznej spalin,

dQ_{zb} – ciepło odprowadzone do ścianek komory spalania ze strefy zajętej przez spaliny,

pdV_b – przyrost pracy wykonanej przez spaliny.

- front płomienia:

$$\frac{dI_u}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} + \frac{dI_b}{d\varphi}\left[\frac{J}{°OWK}\right] \tag{10}$$

gdzie:

dI_u – entalpia porcji mieszanki dopływająca do frontu płomienia,

dQ – ciepło wygenerowane we froncie płomienia,

dI_b – entalpia porcji spalin odpływająca z frontu płomienia.

Dwustrefowy model procesu spalania opisują ponadto równania [48,50]:

- zasada zachowania masy:

$$G = G_u + G_b [kg] \tag{11}$$

- objętości komory spalania:

$$V = V_u + V_b [m^3] \tag{12}$$

- elementarnej porcji ciepła odprowadzonego do ścianek komory spalania:

$$\frac{dQ_z}{d\varphi} = \frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + \frac{dQ_{zb}}{d\varphi} \left[\frac{J}{°OWK} \right] \tag{13}$$

- równania stanu gazu dla strefy mieszanki:

$$pV_u = G_u R_u T_u \tag{14}$$

- równania stanu gazu dla strefy spalin:

$$pV_b = G_b R_b T_b \tag{15}$$

- stopień wypalenia ładunku:

$$x = \frac{G_b}{G} \tag{16}$$

Jako ładunek znajdujący się we wnętrzu silnika przyjęto mieszaninę powietrza i wtryskiwanego do cylindra paliwa. W powyższym równaniu nie uwzględniono spalin pochodzących z poprzedniego cyklu pracy silnika ze względu na małe współczynniki zanieczyszczenia spalinami dla samochodów z zapłonem samoczynnym [48].

Do modelowania procesu spalania potrzebne jest określenie parametrów spalin [49]:

- masy drobinowej;
- stałej gazowej;

- pojemności cieplnej właściwej;
- wartości opałowej spalin.

Aby obliczyć te parametry należy określić skład i ilość spalin. Podczas spalania paliwa przy danym φ powstają spaliny, które w temperaturze T i ciśnieniu p mogą osiągnąć stan równowagi chemicznej [52]. Jako produkty spalania w modelu dwustrefowym przyjmuje się 10 składników [48,53,54]:

- CO_2 – dwutlenek węgla;
- CO – tlenek węgla;
- O_2 – tlen cząsteczkowy;
- H_2 – wodór cząsteczkowy;
- H_2O – wodę;
- OH – grupę hydroksylową;
- H – wodór atomowy;
- O – tlen atomowy;
- NO – tlenek azotu;
- N_2 – azot cząsteczkowy.

W celu wyznaczenia udziałów molowych poszczególnych składników spalin należy rozwiązać następujący układ równań [53,54]:

- równania stałych równowagi reakcji chemicznych;
- równania bilansowe dla pierwiastków C, H_2, O_2, N_2;
- równanie sumy udziałów molowych.

Za parametry startowe procesu spalania w modelu dwustrefowym przyjęto [48,49]:

- wartość początkową stopnia wypalenia ładunku – x_o;
- kąt początku spalania – φ_{os};
- ilość mieszanki znajdującej się w cylindrze – G_o;
- początkową temperaturę strefy niespalonej – T_{uo};
- początkową temperaturę strefy spalin – T_{bo}.

Procesy sprężania i spalania są oddzielone od siebie za pomocą kąta początku spalania, dlatego też jest on ważnym parametrem przy doborze danych startowych modelu [48].

Dla przyjętych wartości kątów początku spalania φ_{os} znajdowano odpowiadające im wartości ilości ładunku znajdującego się aktualnie w cylindrze silnika. Początkowa ilość ładunku przy założeniu, że w całej swojej objętości jest on jednorodny wynosi [49]:

$$G_o = G(\varphi_{os}) = G_p(\varphi_{os}) + G_a [kg] \tag{17}$$

gdzie:

$G_p(\varphi_{os})$ – masa wtryśniętego paliwa odpowiadająca przyjętemu kątowi φ_{os} [kg],

G_a – masa zassanego powietrza do cylindra [kg].

Masę powietrza określoną dla całkowitej dawki wtryśniętego paliwa można wyrazić następującą zależnością:

$$G_a = \lambda \cdot L_{awmin} \cdot G_p [kg] \tag{18}$$

gdzie:

λ – współczynnik nadmiaru powietrza,

L_{awmin} – teoretyczna masowa ilość powietrza wilgotnego znajdującego się w cylindrze silnika,

G_p – całkowita dawka paliwa wtryśnięta do cylindra w czasie jednego cyklu [kg].

Temperaturę początkową strefy mieszanki określono z kolei wzorem wynikającym z definicji stopnia wypalenia ładunku [48]:

$$T_{uo} = \frac{p_o V_o - x_o G_o R_b T_{bo}}{R_u (1 - x_o) G_o} [K] \tag{19}$$

gdzie:

x_o – wartość początkowa stopnia wypalenia ładunku,

p_o – ciśnienie początku spalania [Pa],

V_o – objętość chwilowa cylindra odpowiadająca początkowi spalania [m^3],

G_o – masa początkowa mieszanki [kg],

R_u – stała gazowa mieszanki [J/(kgK)],

R_b – stała gazowa spalin [J/(kgK)],

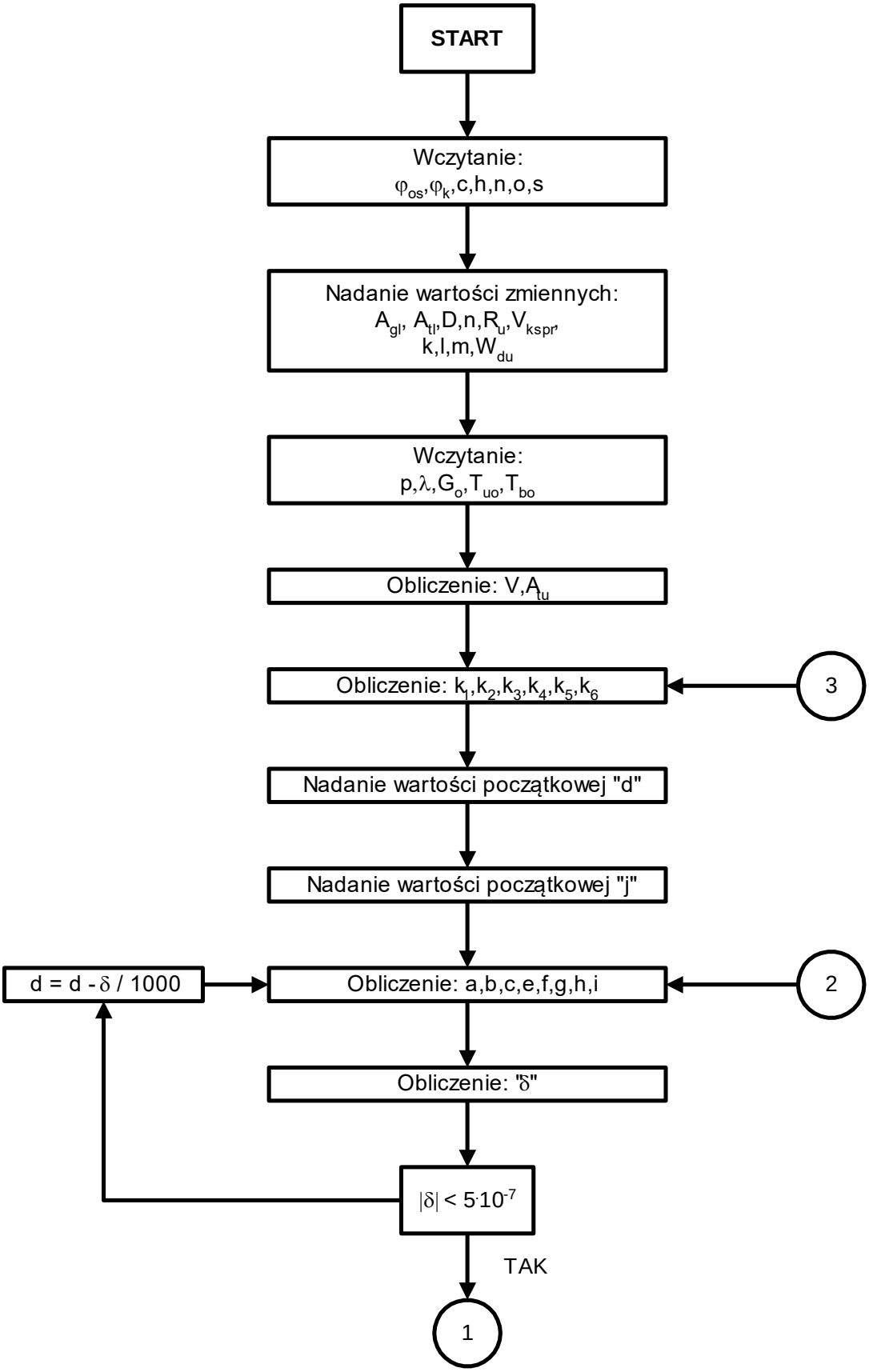
T_{bo} – temperatura początkowa strefy spalin [K].

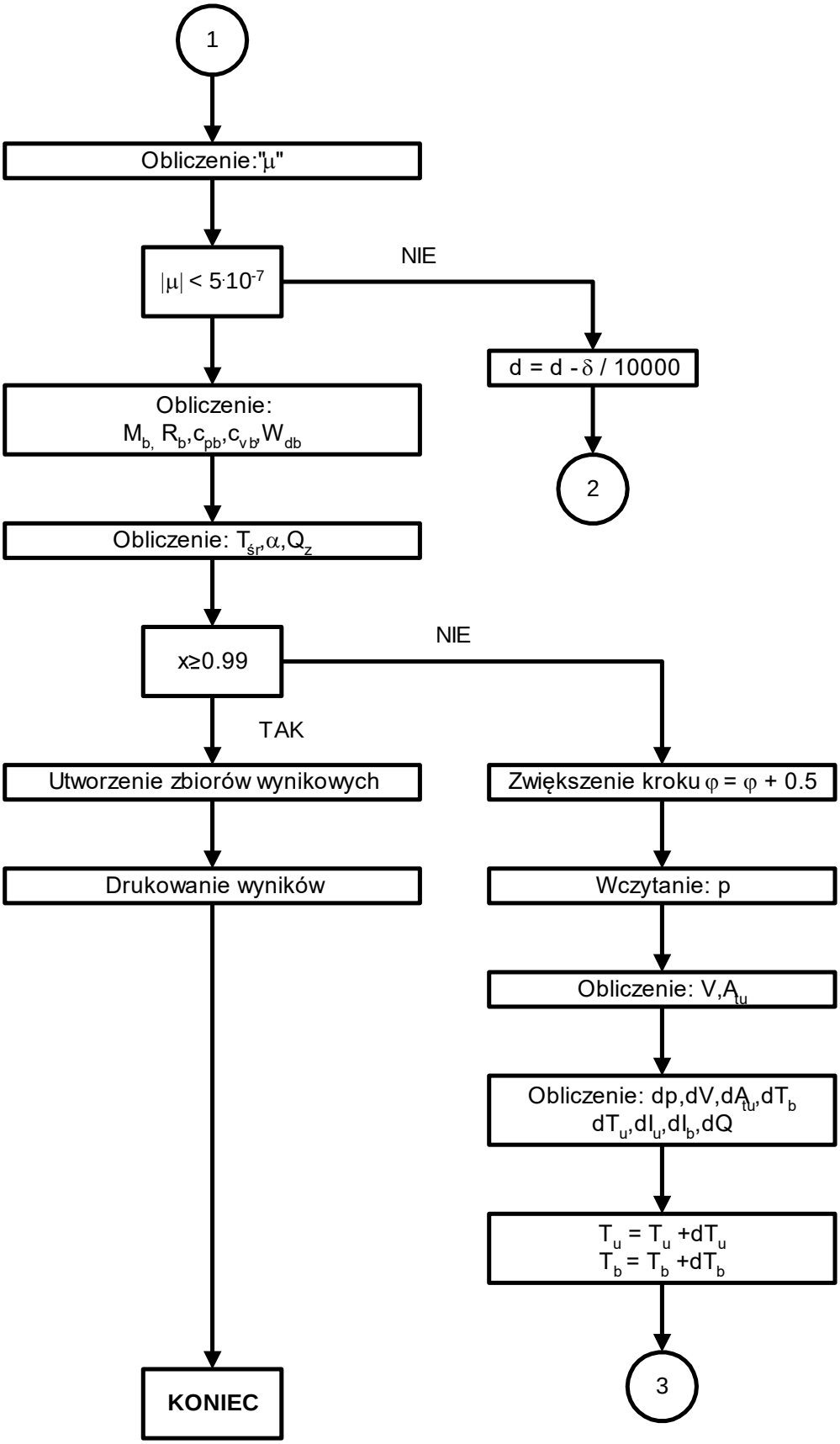
Ponieważ w obliczeniach za początkowy stopień wypalenia ładunku przyjęto $x_o \approx 0$, zatem początkową temperaturę strefy nieopalonej można wyrazić następującą zależnością [48]:

$$T_{uo} \approx \frac{p_o V_o}{R_u G_o}[K] \tag{20}$$

Obliczenia średniej wartości temperatury czynnika i udziałów molowych poszczególnych składników spalin przeprowadzono za pomocą programu komputerowego opracowanego dla każdego z analizowanych stanów obciążenia silnika w oparciu o poniższy algorytm (rys. 16) [48]:

Modelowanie obciążeń cieplnych zaworów i gniazd zaworowych wymaga określenia między innymi źródła ciepła, jak również warunków jego wymiany. Przedstawione w niniejszym rozdziale pracy bilanse cieplne dla analizowanych elementów silnika stanowią niezbędne informacje przy doborze warunków wymiany ciepła. Natomiast opisany dwustrefowy model procesu spalania pozwala na wyznaczenie przebiegu temperatury ładunku w cylindrze dla tego cyklu pracy silnika. W niniejszym rozdziale zawarto także opis definicji pojęcia „obciążenia cieplne", co pozwala na właściwą interpretację wyników uzyskanych podczas prowadzenia tego typu obliczeń symulacyjnych.


START
Wczytanie:
φos,φk,c,h,n,o,s
Nadanie wartości zmiennych:
Agl, Atl,D,n,Ru,Vkspr,
k,l,m,Wdu
Wczytanie:
p,λ,Go,Tuo,Tbo
Obliczenie: V,Atu
Obliczenie: k1,k2,k3,k4,k5,k6
3
Nadanie wartości początkowej "d"
Nadanie wartości początkowej "j"
d = d - δ / 1000
Obliczenie: a,b,c,e,f,g,h,i
2
Obliczenie: "δ"
|δ| < 5·10-7
TAK
1



Rys. 16. Algorytm programu obliczeniowego to wyznaczania temperatury ładunku dla procesu spalania

ROZDZIAŁ IV

4.1. Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy było opracowanie metody obliczeń symulacyjnych do wyznaczania rozkładów pól temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych wysokoobrotowego doładowanego silnika zapłonem samoczynnym. Zaproponowana metoda obliczeniowa miała umożliwiać określanie stanu nieustalonego przepływu ciepła, co znacznie poszerza zakres i możliwości prowadzenia badań rozpatrywanych elementów silnika. Ponadto obliczenia przeprowadzone w pracy miały jednocześnie stanowić źródło informacji dla projektantów silników, w jaki sposób można przeprowadzić modelowanie komputerowe oraz jakie są niezbędne dane laboratoryjne i parametry pracy jednostki napędowej do określenie rozkładów pól temperatury w funkcji czasu.

Dla zrealizowania powyższego celu zakres pracy obejmował:

- określenie dla pełnego cyklu pracy silnika zmiennych w czasie warunków brzegowych III rodzaju charakteryzowanych przez przebieg zmian temperatury czynnika roboczego w cylindrze (źródło ciepła) oraz współczynników wymiany ciepła;
- zamodelowanie czasowo – przestrzennych rozkładów temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych przy zastosowaniu metody elementów skończonych.

4.2. Teza pracy

Zastosowanie dwustrefowego modelu procesu spalania, oraz zmiennych w czasie warunków wymiany ciepła pozwala na sformułowanie zagadnienia początkowo–brzegowego umożliwiającego analizę obciążeń cieplnych złożenia gniazdo–zawór w stanach nieustalonego przepływu ciepła.

ROZDZIAŁ V

5.1. Obiekt analizy

W niniejszej pracy wyznaczono wartości i rozkłady temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych dla 5–cio cylindrowego silnika wysokoprężnego wyposażonego w turbosprężarkę oraz chłodnicę powietrza doładowującego o elektronicznie sterownym bezpośrednim wtrysku paliwa do komór spalania. Parametry techniczne jednostki napędowej niezbędne do przeprowadzenia obliczeń zestawiono w tablicy 4 oraz tablicy 5 [48,58].

Tablica 4

Parametry techniczne silnika

Pojemność skokowa silnika	2390[cm^3]
Moc nominalna przy prędkości obrotowej	85[KW] przy 4000[min^{-1}]
Maksymalny moment obrotowy przy prędkości	265[Nm] przy 1900[min^{-1}]
Liczba i układ cylindrów	R5
Stopień sprężania	20.2:1
Średnica cylindra	82,0[mm]
Skok tłoka	90,4[mm]
Długość korbowodu	145,0[mm]
Średnica zaworu dolotowego	36,0[mm]
Średnica zaworu wylotowego	31,5[mm]
Wznios zaworów	9,0[mm]
Wysokość talerzyka zaworów	0,5[mm]
Średnica trzonka zaworów	8[mm]
Średnica zew. gniazda zaworu dolotowego	37,2[mm]
Średnica zew. gniazda zaworu wylotowego	33,2[mm]
Wysokość gniazda	10[mm]

Tablica 5

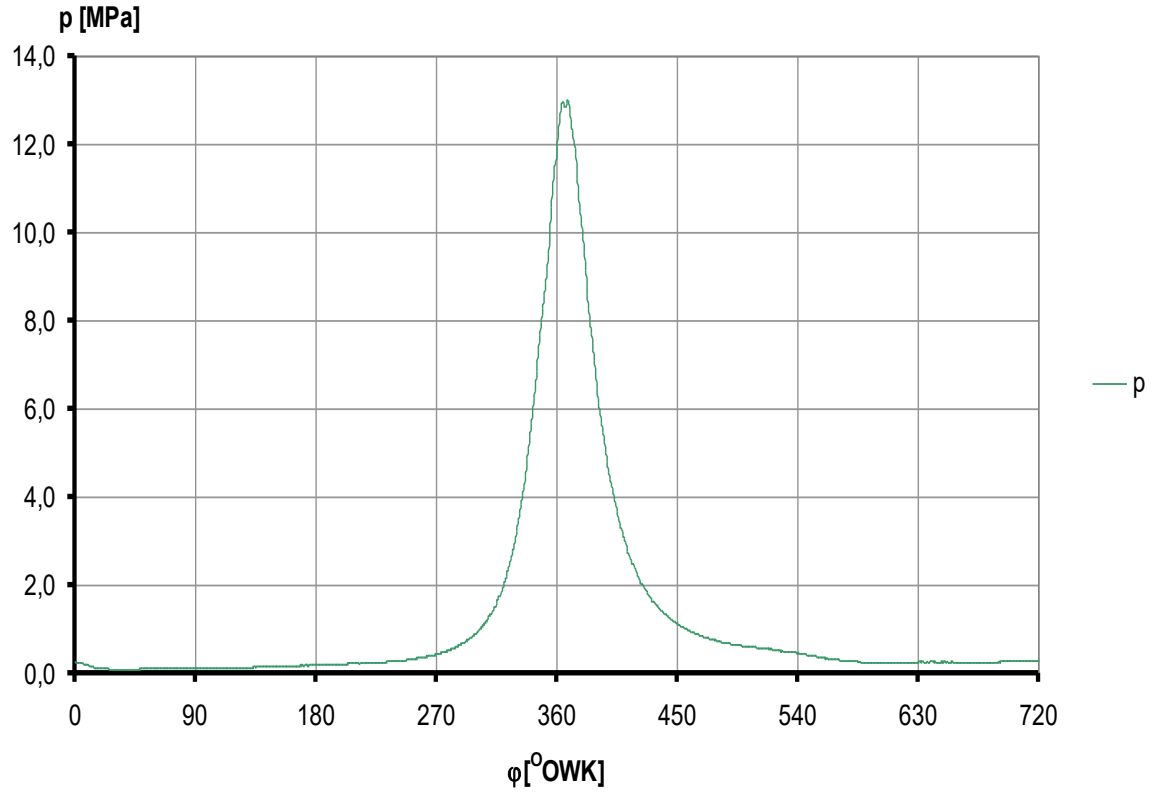
Fazy rozrządu silnika

	Zawór dolotowy	**Zawór wylotowy**
Kąt otwarcia zaworu [^{o}OWK]	8	503
Kąt zamknięcia zaworu [^{o}OWK]	208	710
Delta otwarcia zaworu [^{o}OWK]	200	207
Delta zamknięcia zaworu [^{o}OWK]	520	513

5.2. Dane laboratoryjne

Do przeprowadzenia obliczeń symulacyjnych wykorzystano pomiary laboratoryjne parametrów pracy silnika, które zostały wykonane na stanowisku hamowni silnikowej zgodnie z międzynarodowymi normami jakościowymi ISO w laboratorium firmy AVL w Grazu w Austrii przy współpracy z Katedrą Cieplnych Maszyn Tłokowych Bielsko – Bielskiej filii Politechniki Łódzkiej [48].

Zarejestrowany przebieg ciśnienia ładunku w cylindrze przedstawiono na rysunku 17 natomiast najważniejsze dane laboratoryjne silnika zostały przedstawione w tablicy nr 6 przy czym w kolumnie drugiej zachowano oznaczenia zgodne ze stanem w jakim były pozyskiwane.



Rys. 17. Zarejestrowany przebieg zmian ciśnienia ładunku w cylindrze silnika dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69 [48]

Tablica 6

Dane laboratoryjne badanego silnika [48]

l.p.	**Laboratoryjne oznaczenie mierzonego parametru**	**Nazwa mierzonego parametru**	**Wartość parametru**
1	N_MI	Prędkość obrotowa silnika	4250[min^{-1}]
2	PE_MI	Średnie ciśnienie użyteczne	10[bar]
3	P_MI	Moc silnika	84,7[KW]
4	VE	Dawka wtryśniętego paliwa na 1 cykl na 1 cylinder	39,4[mm^3]
5	λ	Współczynnik nadmiaru powietrza	1,69
6	BH	Godzinowe zużycie paliwa	24,15[kg/h]
7	BE	Jednostkowe zużycie paliwa	249,8[g/KWh]
8	QLUFT	Zużycie powietrza dla 5 cylindrów	7804[l/min]
9	BLOW	Przedmuchy dla 5 cylindrów	59[l/min]
10	TL2_1	Temperatura przed cylindrem	52[^oC]
11	P2_1	Ciśnienie przed cylindrem	0,933[bar]
12	TL	Temperatura otoczenia	24[^oC]
13	TWE	Temperatura czynnika chłodzącego przed silnikiem	80[^oC]
14	TWA	Temperatura czynnika chłodzącego za silnikiem	88[^oC]
15	PO	Ciśnienie otoczenia (bezwzględne)	966,7[mbar]
16	TAZ1	Temperatura spalin za cylindrem 1	574[^oC]
17	TAZ2	Temperatura spalin za cylindrem 2	596[^oC]
18	TAZ3	Temperatura spalin za cylindrem 3	597[^oC]
19	TAZ4	Temperatura spalin za cylindrem 4	588[^oC]
20	TAZ5	Temperatura spalin za cylindrem 5	578[^oC]
21	SB	Początek wtrysku	-13[^{o}OWK] przed ZZ
22	SE	Koniec wtrysku	18[^{o}OWK] po ZZ
23	SD	Okres trwania wtrysku	31[^{o}OWK]
24	LDMX	Maksymalne ciśnienie wtrysku	778[bar]

5.3. Parametry konstrukcyjne silnika przyjęte w obliczeniach

Dla wyznaczenia przebiegu zmian temperatury ładunku w cylindrze przyjęto do obliczeń następujące parametry konstrukcyjne silnika [48]:

- pole powierzchni głowicy:

$$A_{gl} = 0.00792[m^2] \tag{22}$$

- pole powierzchni tłoka – jest sumą pól powierzchni denka tłoka wraz z polem powierzchni komory spalania znajdującej się w tłoku oraz powierzchni pomiędzy górną krawędzią tłoka, a pierścieniem uszczelniającym. Pole to wynosi dla analizowanego silnika:

$$A_{tl} = 0.0076[m^2] \tag{23}$$

- promień wykorbienia – równy jest połowie skoku tłoka S (tablica 5)□:

$$r = S/2[m] \tag{24}$$

- objętość skokowa cylindra:

$$V_s = \pi D^2 S/4[m^3] \tag{25}$$

gdzie:
D – średnica cylindra [m]

- objętość komory spalania:

$$V_{ksp} = V_S/(\varepsilon-1)[m^3] \tag{26}$$

gdzie:
V_S – objętość skokowa cylindra [m^3],
ε – stopień sprężania.

- współczynnik korbowodowy – jest to stosunek promienia wykorbienia r do długości korbowodu l mierzonego od osi sworznia tłokowego do osi czopa korbowego:

$$\lambda_k = r/l = 0.3117 \tag{27}$$

- objętość chwilowa cylindra – jest to suma objętości komory spalania V_{ksp} oraz zmieniającej się części objętości skokowej powstałej nad tłokiem V_x. Zatem dla analizowanego silnika:

$$V(\varphi_i) = V_{ksp} + V_x(\varphi_i)[m^3] \tag{28}$$

Zmieniającą się część objętości skokowej nad tłokiem wynikającą z jego ruchu w cylindrze wyznaczono z zależności:

$$V_x(\varphi_i) = 0{,}25\pi D r[1 - \cos\varphi_i + 0{,}5\lambda_k \sin^2\varphi_i][m^3] \tag{29}$$

Zatem uwzględniając powyższe równania, objętość chwilową cylindra rozpatrywanego silnika można przedstawić w następującej postaci:

$$V(\varphi_i) = \pi D^2 S\left[\frac{0{,}25}{(\varepsilon - 1)} + 0{,}125(1 - \cos\varphi_i + 0{,}5\lambda_k \sin^2\varphi_i\right][m^3] \tag{30}$$

- pole powierzchni tulei cylindrowej obliczono na podstawie zależności:

$$A_{tu} = \pi D r[1 - \cos\varphi_i + 0{,}5\lambda_k \sin^2\varphi_i][m^2] \tag{31}$$

Dla badanego silnika średnią temperaturę ścianek komory spalania określono na podstawie wzoru [3]:

$$\overline{T}_{ksp} = \frac{10^{-3}}{1 - \frac{d_k}{D}}\left[35{,}8\left(\frac{d_k}{D}\right)^3 - 46{,}7\left(\frac{d_k}{D}\right)^2 - 937{,}5\left(\frac{d_k}{D}\right) + 948{,}3\right]t_0 + 273[K] \tag{32}$$

gdzie:

d_k – średnica komory w tłoku [m],

D – średnica cylindra [m],

t_0 – temperatura środka tłoka [°C].

Temperaturę środka tłoka wyznaczono na podstawie zależności [3]:

$$t_0 = 0{,}243(0{,}0025 t_{ch} + 0{,}8)\left(1 + \frac{\varepsilon}{16}\right)e^{-2D p_e} f_{p_e}[°C] \tag{33}$$

gdzie:

t_{ch} –temperatura cieczy chłodzącej [°C],

ε – stopień sprężania,

p_e – średnie ciśnienie użyteczne [MPa],

D – średnica cylindra [m],

f_{p_e} – stała termodynamiczna.

Stała termodynamiczna została obliczona w oparciu o wzór [3]:

$$f_{p_e} = 128 + 0{,}041n + [747 + 0{,}245n - (136 + 0{,}045n)\, p_e]\frac{p_e}{10} \tag{34}$$

5.4. Przebieg wtrysku paliwa

W celu wyznaczenia przebiegu temperatury czynnika roboczego w cylindrze silnika, podczas procesu spalania, istotnym parametrem jest przebieg wtrysku paliwa (rys. 18). Pozwala on na określenie masy wtryśniętego paliwa do komory spalania a tym samym określenie masy mieszanki znajdującej w cylindrze silnika. W niniejszym opracowaniu wykorzystano przebieg wtrysku paliwa, wyznaczony w oparciu o dane laboratoryjne, (rozdział 5.2) według modelu [48,59]:

$$\frac{\Delta Q_2}{\Delta\varphi} = \frac{\frac{\Delta h}{\Delta\varphi}\cdot\varphi_w}{6\cdot n\cdot h\cdot z\cdot F_w\cdot\sqrt{\frac{2\cdot\Delta P}{\rho_p}}} \tag{35}$$

gdzie:

Δφ – długość trwania wtrysku [ºOWK],

φ_w – kąt początku wtrysku [ºOWK],

n – prędkość obrotową wału korbowego [min^{-1}],

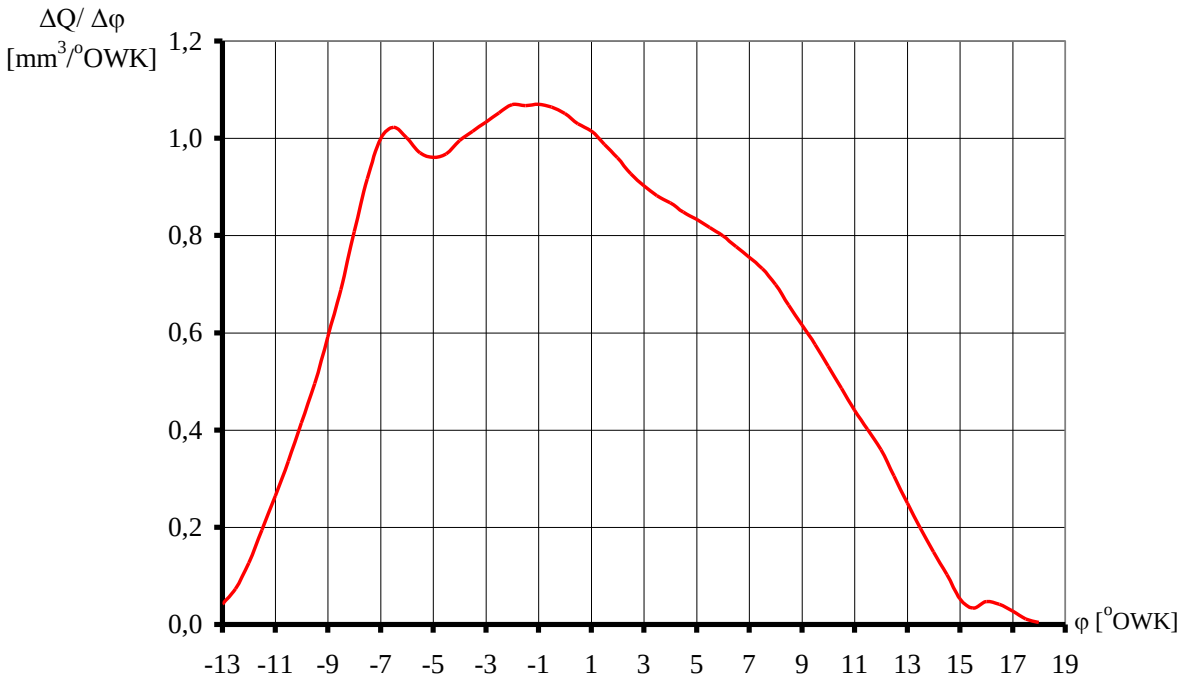
h – sumaryczna wartość wzniosu iglicy wtryskiwacza [mm],

z – liczba otworków wtryskiwacza,

F_w – sumaryczna wartość pola powierzchni otworów wtryskiwacza [mm^2],

ΔP – różnica ciśnień pomiędzy ciśnieniem wtrysku a ciśnieniem w cylindrze [MPa],

ρ_p – gęstość paliwa [kg/dm^3].



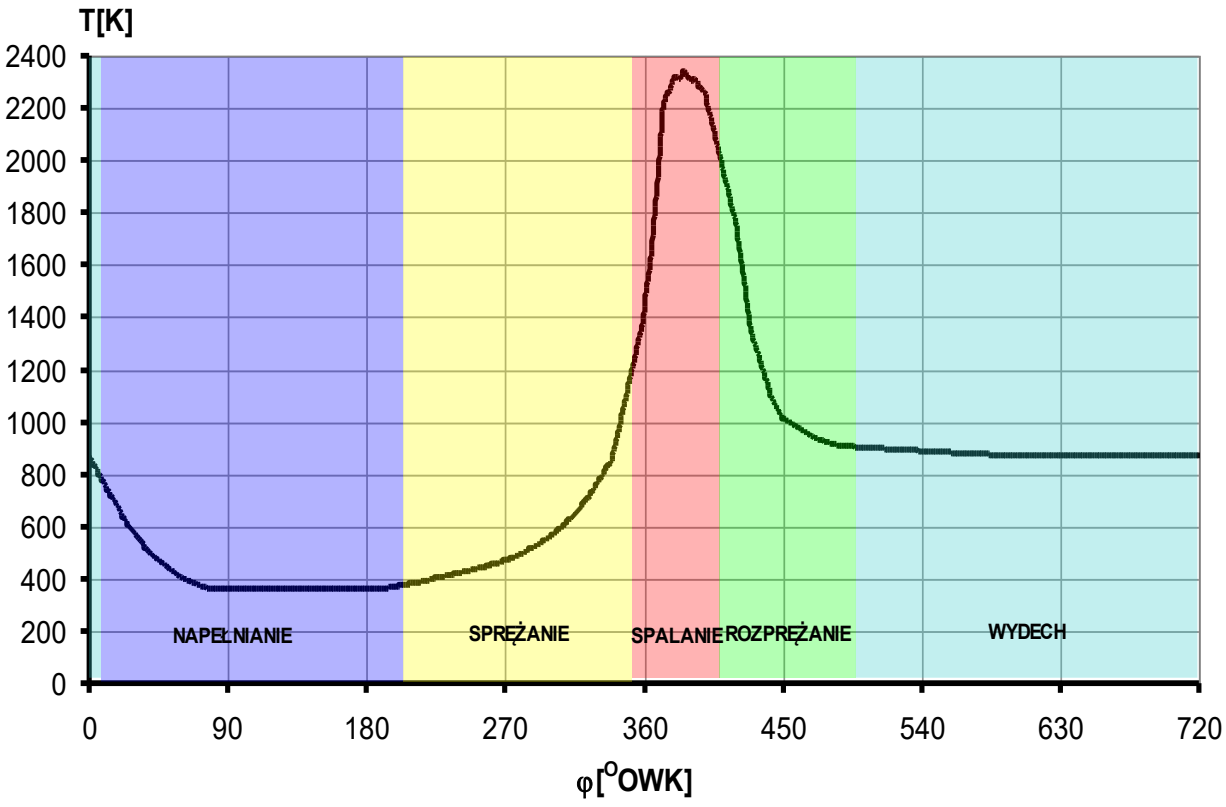
Rys. 18. Charakterystyka wtrysku paliwa w funkcji obrotu wału korbowego dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69 [59]

ROZDZIAŁ VI

6.1. Wyznaczenie temperatury ładunku w cylindrze silnika

Przebieg zmian temperatury ładunku w cylindrze silnika (rys. 19), stanowiącej źródło ciepła do określenia obciążeń cieplnych w zaworach oraz gniazdach zaworowych, wyznaczono dla pełnego cyklu jego pracy złożonego z procesów: napełniania, sprężania, spalania, rozprężania oraz wydechu. Rozważania cyklu rozpoczęto od procesu spalania, a zakończono końcem sprężania. W obliczeniach uwzględniono również przepływ ciepła pomiędzy ładunkiem znajdującym się cylindrze, a powierzchnią ścianek komory spalania. Obliczenia wykonano dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] oraz współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69 wykorzystując:

- parametry techniczne i konstrukcyjne silnika (rozdział 5.1);
- dane laboratoryjne (rozdział 5.2);
- przebieg wtrysku paliwa (rozdział 5.4).



Rys. 19. Przebiegu zmian temperatury ładunku w cylindrze silnika dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

6.1.1. Przepływ ciepła do ścianek komory spalania

W obliczeniach przebiegu zmian temperatury czynnika roboczego, ilość ciepła przepływającego pomiędzy ładunkiem znajdującym się w cylindrze silnika a ściankami komory spalania tj. powierzchną głowicy, powierzchnią tulei cylindrowej, powierzchnią tłoka, wyznaczono na podstawie wzoru Newtona [48]:

$$Q_{zn,s,r,p}(\varphi_i) = \frac{1}{6n} \cdot \alpha_{n,s,r,p}(\varphi_i) \sum_j A_j (\overline{T}_{ksp} - T_{n,s,r,p}(\varphi_i))[J] \tag{36}$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa silnika [min^{-1}],

A_j – chwilowe pole powierzchni ścianek komory spalania [m^2],

$\alpha_{n,s,r,p}(\varphi_i)$ – współczynnik wnikania ciepła wyznaczony dla temperatur T_n, T_s, T_r, T_p poszczególnych cykli pracy silnika przed uwzględnieniem przepływu ciepła do ścianek komory spalania [$W/(m^2K)$],

$T_{n,s,r,p}(\varphi_i)$ – temperatury ładunku dla poszczególnych cykli pracy silnika: napełnianie, sprężanie, rozprężanie, przepłukiwanie przed uwzględnieniem przepływu ciepła do ścianek komory spalania [K].

Współczynnik wnikania ciepła wyznaczony dla temperatur poszczególnych cykli pracy silnika, przed uwzględnieniem przepływu ciepła do ścianek komory spalania, obliczono wykorzystując model Woschniego [70], który dotyczy określenia współczynnika wnikania ciepła w komorach spalania silników z zapłonem samoczynnym. W tym celu wykorzystano wzór postaci:

$$\alpha_{n,s,r,p}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i) \frac{\lambda_{CZ}(\varphi_i)}{D} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \tag{37}$$

gdzie:

$Nu(\varphi_i)$ – liczba Nusselta ,

$\lambda_{CZ}(\varphi_i)$ – przewodność cieplna czynnika [W/(mK)],

D – średnica cylindra [m].

Liczbę Nusselta, wyznaczono na podstawie wzoru Hausena [70]:

$$Nu(\varphi_i) = 0{,}024 \left[1 + \left(\frac{D}{S} \right)^{0{,}666} \right] \cdot \mathrm{Re}(\varphi_i)^{0{,}786} \cdot \mathrm{Pr}(\varphi_i)^{0{,}45} \tag{38}$$

gdzie:

$\mathrm{Re}(\varphi_i)$ – liczba Reynoldsa,

$\mathrm{Pr}(\varphi_i)$ – liczba Prandtla.

Liczbę Reynoldsa obliczono w oparciu o wzór [19]:

$$\mathrm{Re}(\varphi_i) = \frac{w \cdot D \cdot \rho(\varphi_i)}{\eta(\varphi_i)} \tag{39}$$

gdzie:

w – prędkość czynnika w komorze spalania [m/s],

$\eta(\varphi_i)$ – współczynnik lepkości dynamicznej [kg/(ms)],

$\rho(\varphi_i)$ – gęstość czynnika roboczego [kg/m^3].

Gęstość czynnika wyznaczono na podstawie wzoru [19]:

$$\rho(\varphi_i) = \frac{p(\varphi_i)}{R \cdot T_{n,s,r,p}(\varphi_i)} \tag{40}$$

gdzie:

$p(\varphi_i)$ – cisnienie czynnika roboczego [N/m^2],

R – indywidualna stała gazowa [J/(kgK)].

Po uwzględnieniu stałości liczby Prandtla podniesionej do potęgi *0,45* za pracą [70], oraz stosunku średnicy cylindra *D* do skoku tłoka *S* równym 0,91 badanego silnika wzór (38) przyjmuje następującą postać:

$$Nu(\varphi_i) = 0{,}046\left(\frac{w \cdot D \cdot \dfrac{p(\varphi_i)}{R \cdot T_{n,s,r,p}(\varphi_i)}}{\eta(\varphi_i)} \right)^{0{,}786} \tag{41}$$

Zatem na podstawie powyższych zależności oraz następujących założeń:

- współczynnik przewodzenia ciepła:

$$\lambda_{CZ}(\varphi_i) = 1{,}163 \cdot 0{,}000314 \cdot T_{n,s,r,p}(\varphi_i)^{0{,}748}\left[\frac{W}{mK}\right] \tag{42}$$

- dynamiczny współczynnik lepkości:

$$\eta(\varphi_i) = 9{,}804 \cdot 0{,}528 \cdot 10^{-7} \cdot T_{n,s,r,p}(\varphi_i)^{0{,}62} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] \tag{43}$$

- indywidualna stała gazowa powietrza:

$$R = 287 \left[\frac{J}{kgK} \right] \tag{44}$$

- średnia prędkość czynnika roboczego w cylindrze $\overline{w}$ [19]:

$$\overline{w} \approx 3\overline{w}_{tł} \left[\frac{m}{s} \right] \tag{45}$$

gdzie:

$\overline{w}_{tł} = \dfrac{S \cdot n}{30}$ – średnia prędkość tłoka [m/s],

S – skok tłoka [m].

współczynnik wnikania ciepła można przedstawić w następującej postaci:

$$\alpha_{n,s,r,p}(\varphi_i) = 125{,}29 D^{-0{,}214} \left(3 \cdot \overline{w}_{tł} \cdot p(\varphi_i)\right)^{0{,}786} T_{n,s,r,p}(\varphi_i)^{-0{,}525} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \tag{46}$$

6.1.2. Spalanie

Wyznaczenie przebiegu zmian temperatury ładunku w cylindrze rozpoczęto od określenia kąta początku spalania na podstawie zarejestrowanego ciśnienia indykatorowego silnika (rys. 17). W dalszej kolejności określono początkową masę ładunku oraz początkowe wartości temperatur strefy niespalonej oraz strefy spalonej (rozdział 3.2.2). Rozpoczęty wówczas proces spalania w silniku przeanalizowano za pomocą modelu dwustrefowego, w którym istnieją dwie strefy: strefa niespalona (mieszanki) i strefa spalin, oddzielone od siebie frontem płomienia [48,63]. Przedstawiony model oparty na bilansach energii pomiędzy poszczególnymi strefami, pozwala na wyznaczenie temperatury zarówno strefy spalonej jak i strefy niespalonego ładunku. Parametry startowe do określenia których należy m.in. przebieg wtrysku paliwa (rozdział 5.4) przedstawiono w rozdziale 3.2.2. W pracy do wartości

współczynnika wypalenia ładunku wynoszącej x<0,5 przyjęto przebieg średniej temperatury czynnika roboczego na podstawie zależności [48,63]:

$$T_{śr} = \frac{(1-x)c_{vu}T_u + xc_{vb}T_b}{(1-x)c_{vu} + xc_{vb}}[K] \tag{47}$$

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)].

Natomiast dla wartości współczynnika wypalenia ładunku x>0,5 jako temperaturę czynnika roboczego w cylindrze przyjęto wartość temperatury strefy spalin T_b. Obliczenia przebiegu temperatury ładunku dla procesu spalania przeprowadzono w oparciu o algorytm (rys. 16).

6.1.3. Rozprężanie

Przed przystąpieniem do obliczania temperatury czynnika roboczego w cylindrze podczas procesu rozprężania określono temperaturę początku rozprężania jako równą temperaturze końca spalania (odpowiadającą x≥0,99). Ze względu na to, że rzeczywiste rozprężanie ma charakter bardzo skomplikowany i nie może być ściśle ujęte wzorami termodynamiki wprowadzono uproszczenia obliczeniowe. Polegają one na założeniu, że proces rozprężania ma charakter politropowy o stałym wykładniku m_2 [60,63,64,65]:

$$m_2 = \frac{\lg(p_{pr}) - \lg(p_{kr})}{\lg(\varepsilon_r)} \tag{48}$$

gdzie:

p_{pr} – ciśnienie początku rozprężania dla kąta końca spalania [Pa],

p_{kr} – ciśnienie końca rozprężania (tłok w ZW) [Pa],

ε_r – stopień rozprężania dla kąta końca spalania.

Na podstawie zmian objętości przestrzeni roboczej cylindra określono stopień rozprężania ładunku od kąta końca spalania do początku otwarcia zaworu wylotowego (503^o) na podstawie wzoru:

$$\varepsilon_r = \frac{V_{ksp} + V_s}{V(\varphi_{kspal})} \tag{49}$$

gdzie:

V_{ksp} – objętość komory spalania [m^3],

V_s – objętość skokowa cylindra [m^3],

$V(\varphi_{kspal})$ – chwilowa objętość przestrzeni roboczej cylindra dla kąta końca spalania [m^3].

Chwilowa temperatura podczas rozprężania obliczona została na podstawie zależności [63÷65]:

$$T_r(\varphi_i) = T_{pr} \cdot \left(\frac{p(\varphi_i)}{p_{pr}} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} [K] \tag{50}$$

gdzie:

T_{pr} – początkowa temperatura podczas rozprężania [K],

m_2 – wykładnik politropy rozprężania,

$p(\varphi_i)$ – ciśnienie czynnika roboczego [Pa].

Podczas rozprężania uwzględniony został w obliczeniach strumień przepływającego ciepła do ścianek komory spalania, wówczas chwilowa temperatura ładunku [60]:

$$T_r^{'}(\varphi_i) = T_r(\varphi_i) - \frac{Q_{zr}(\varphi_i)}{c_{vb} \cdot m_{br}(\varphi_i)} [K] \tag{51}$$

gdzie:

$T_r(\varphi_i)$ – chwilowa temperatura gazów w cylindrze podczas rozprężania [K],

$Q_{zr}(\varphi_i)$ – ilość ciepła przepływający od ładunku do ścianek komory spalania [J],

$m_{br}(\varphi_i)$ – chwilowa masa spalin w cylindrze [kg].

Ilość ciepła przepływającego od ładunku do ścianek komory spalania $Q_{zr}(\varphi_i)$ wyznaczono na podstawie zależności (36).

Rzeczywistą zmianę masy spalin w przestrzeni roboczej cylindra wyznaczono na podstawie wzoru:

$$m_{br}(\varphi_i) = \frac{p(\varphi_i)V(\varphi_i)}{R_b T_r(\varphi_i)}[kg] \tag{52}$$

gdzie:

$V(\varphi_i)$ – chwilowa objętość przestrzeni roboczej cylindra [m^3],

R_b – indywidualna stała gazowa spalin [J/(kgK)].

6.1.4. Wydech

W celu uproszczenia oraz skrócenia czasu obliczeń przebieg zmian temperatury ładunku w cylindrze dla suwu wydechu silnika przyjęto na podstawie badań laboratoryjnych jako mierzoną doświadczalnie średnią temperaturę strumienia spalin za cylindrami (rozdział 5.2):

$$\overline{T}_{AZ} = 870[K] \tag{53}$$

6.1.5. Napełnianie cylindra

Napełnianie cylindra świeżym powietrzem, zgodnie z fazami rozrządu badanego silnika, trwa od początku otwarcia zaworu dolotowego do momentu jego zamknięcia (208^o). Temperaturę początku napełniania wyznaczono jako zastępczą dla mieszaniny świeżego powietrza i reszty spalin z bilansu energii wewnętrznej. Po uproszczeniach temperaturę tę wyznaczono na podstawie zależności [60]:

$$T_{pn} = \frac{T_{dol} + \gamma \cdot T_{rsp}}{1+\gamma}\left[K\right] \tag{54}$$

gdzie:

γ – współczynnik reszty spalin,

T_{dol} – temperatura powietrza przed zaworem dolotowym [K],

T_{rsp} – temperatura reszty spalin z poprzedniego cyklu [K].

Podczas procesu napełniania niezależnie od obciążenia silnika, 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 na podstawie zależności [60÷66]:

$$V_{dol} = \frac{V_s \eta_n}{360} [m^3] \tag{55}$$

gdzie:

η_n – współczynnik napełniania dla warunków otoczenia,

V_s – objętość skokowa cylindra [m^3].

Uwzględniając powyższe równanie wyznaczono temperaturę powietrza w cyklu obliczeniowym napełniania za pomocą zależności [60]:

$$T_n(\varphi_i) = \frac{V(\varphi_{i-1}) T'_n(\varphi_{i-1}) + V_{dol} T_{dol}}{V(\varphi_{i-1}) + V_{dol}} [K] \tag{56}$$

gdzie:

$V(\varphi_{i-1})$ – objętość komory spalania z poprzedniego kroku obliczeniowego [m^3],

$T'_n(\varphi_{i-1})$ – temperatura gazów w cylindrze w poprzednim kroku obliczeniowym [K],

V_{dol} – objętość świeżego powietrza zasysanego do cylindra [m^3].

Po uwzględnieniu przepływu ciepła, które w pewnym okresie napełniania będzie odpływało w kierunku od ścianek komory spalania do powietrza w cylindrze, wyznaczono chwilową temperaturę jako różnicę w ogólnej postaci [60]:

$$T'_n(\varphi_i) = T_n(\varphi_i) - \frac{Q_{zn}(\varphi_i)}{c_{vu} \cdot m_{an}(\varphi_i)} [K] \tag{57}$$

gdzie:

$T_n(\varphi_i)$– chwilowa temperatura gazów w cylindrze podczas napełniania [K],

$Q_{zn}(\varphi_i)$ – chwilowa ilość ciepła przepływająca od ścianek komory spalania do powietrza [J],

$m_{an}(\varphi_i)$– rzeczywista masa powietrza zassanego do cylindra [kg].

Ilość ciepła przepływającego od ładunku do ścianek komory spalania $Q_{zn}(\varphi_i)$ wyznaczono na podstawie zależności (36).

Rzeczywistą zmianę masy powietrza w przestrzeni roboczej cylindra wyznaczono na podstawie wzoru:

$$m_{an}(\varphi_i) = \frac{p(\varphi_i)V(\varphi_i)}{R_a T_n(\varphi_i)}[kg] \tag{58}$$

gdzie:

R_a – indywidualna stała gazowa powietrza [J/(kgK)].

6.1.6. Proces sprężania ładunku w cylindrze

Za początkową temperaturę czynnika roboczego w cylindrze podczas procesu sprężania przyjęto temperaturę końca napełniania. Przeprowadzając obliczenia, proces sprężania potraktowano podobnie jak proces rozprężania, a więc jako przemianę politropową o stałym wykładniku politropy m_1 [60,63÷65]:

$$m_1 = \frac{\lg(p_{ks}) - \lg(p_{ps})}{\lg(\varepsilon_s)} \tag{59}$$

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.

Na podstawie zmian objętości przestrzeni roboczej cylindra, stopień sprężania ładunku od kąta zamknięcia zaworu dolotowego do kąta początku spalania, określono na podstawie wzoru:

$$\varepsilon_s = \frac{V_{ksp} + V_s}{V(\varphi_{pspal})} \tag{60}$$

gdzie:

$V(\varphi_{kspal})$ – chwilowa objętość przestrzeni roboczej cylindra dla kąta początku spalania [m^3].

Chwilową temperaturę podczas sprężania obliczono na podstawie zależności:

$$T_s(\varphi_i) = T_{ps} \cdot \left(\frac{p(\varphi_i)}{p_{ps}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} [K] \tag{61}$$

gdzie:

T_{ps} – początkowa temperatura podczas sprężania [K],

p_{ps} – ciśnienie początku sprężania [Pa],

m_1 – wykładnik politropy sprężania.

Podczas sprężania został uwzględniony przepływ ciepła od czynnika roboczego do ścianek komory spalania, a chwilową temperaturę ładunku wyznaczono z zależności:

$$T_s^{'}(\varphi_i) = T_s(\varphi_i) - \frac{Q_{zs}(\varphi_i)}{c_{vu} \cdot m_{as}(\varphi_i)}[K] \tag{62}$$

gdzie:

$T_s(\varphi_i)$– chwilowa temperatura gazów w cylindrze podczas sprężania [K],

$Q_{zs}(\varphi_i)$ – chwilowa ilość ciepła przepływająca od ładunku do ścianek komory spalania [J],

$m_{as}(\varphi_i)$– chwilowa masa powietrza w cylindrze [kg].

Ilość ciepła przepływającego od ładunku do ścianek komory spalania $Q_{zs}(\varphi_i)$ wyznaczono na podstawie zależności (36).

Rzeczywistą zmianę masy powietrza w przestrzeni roboczej cylindra wyznaczono na podstawie wzoru:

$$m_a(\varphi_i) = \frac{p(\varphi_i)V(\varphi_i)}{R_a T_s(\varphi_i)}[kg] \tag{63}$$

6.2. Wyznaczenie globalnego współczynnika wnikania ciepła

Wartość globalnego współczynnika wnikania ciepła w komorze spalania α_g została wyznaczona na podstawie zależności [3]:

$$\alpha_g(\varphi_i) = \alpha_k(\varphi_i) + \alpha_{rp}(\varphi_i) + \alpha_{rg}\left[\frac{W}{m^2 K}\right] \tag{64}$$

gdzie:

$\alpha_k(\varphi_i)$ – współczynnik wnikania ciepła przez konwekcje [W/(m^{2}K)],

$\alpha_{rp}(\varphi_i)$– współczynnik uwzględniający radiację płomienia [W/(m^{2}K)],

α_{rg} – współczynnik uwzględniający radiację gazu [W/(m^{2}K)].

Ponieważ współczynnik uwzględniający radiację gazu jest bardzo mały pominięto go w dalszych obliczeniach [3,67÷69].

Współczynnik wnikania ciepła przez konwekcje obliczono na podstawie wzoru Woschniego (zależność nr. 46), który po uwzględnieniu przepływu ciepła do ścianek komory spalania przyjmuje postać:

$$\alpha_k(\varphi_i) = 125{,}29 D^{-0{,}214} \left(3 \cdot \overline{w}_{tl} \cdot p(\varphi_i)\right)^{0{,}786} T(\varphi_i)^{-0{,}525} \left[\frac{W}{m^2 K}\right] \tag{65}$$

gdzie:

$p(\varphi_i)$ – ciśnienie czynnika roboczego [Pa] (rys. 17),

$T(\varphi_i)$ – temperatura czynnika roboczego [K] (rys. 19),

D – średnica cylindra [m].

Współczynnik uwzględniający radiacje płomienia α_r, wynikający z promieniowania płomienia, spowodowanego pojawieniem się w nim cząstek sadzy, obliczono na podstawie zależności Sitkei [69]:

$$\alpha_{rp}(\varphi_i) = \frac{C_O \cdot \varepsilon_{pł}(\varphi_i) \cdot \left(T_{pł}(\varphi_i)^4 - \overline{T}_{ksp}{}^4\right)}{T_{pł}(\varphi_i) - \overline{T}_{ksp}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K}\right] \tag{66}$$

gdzie:

$C_O = 5{,}76 \cdot 10^{-8}$ – stała promieniowania ciała doskonale czarnego [$W/(m^2K^4)$],

$\varepsilon_{pł}(\varphi_i)$ – rzeczywista emisyjność względna płomienia,

$T_{pł}(\varphi_i)$ – chwilowa wartość temperatury płomienia [K],

$\overline{T}_{ksp}$ – średnia temperatura ścianek komory spalania [K] (wzór 32).

Chwilową wartość temperatury płomienia przyjęto na podstawie wykresu temperatury ładunku dla procesu spalania (rys.19).

Rzeczywistą emisyjność względną płomienia $\varepsilon_{pl}(\varphi_i)$ obliczono na podstawie wzoru [19]:

$$\varepsilon_{pł}(\varphi_i) = \frac{0{,}18}{1 + 0{,}9 \dfrac{1 - \varepsilon_f(\varphi_i)}{\varepsilon_f(\varphi_i)}} \tag{67}$$

gdzie:

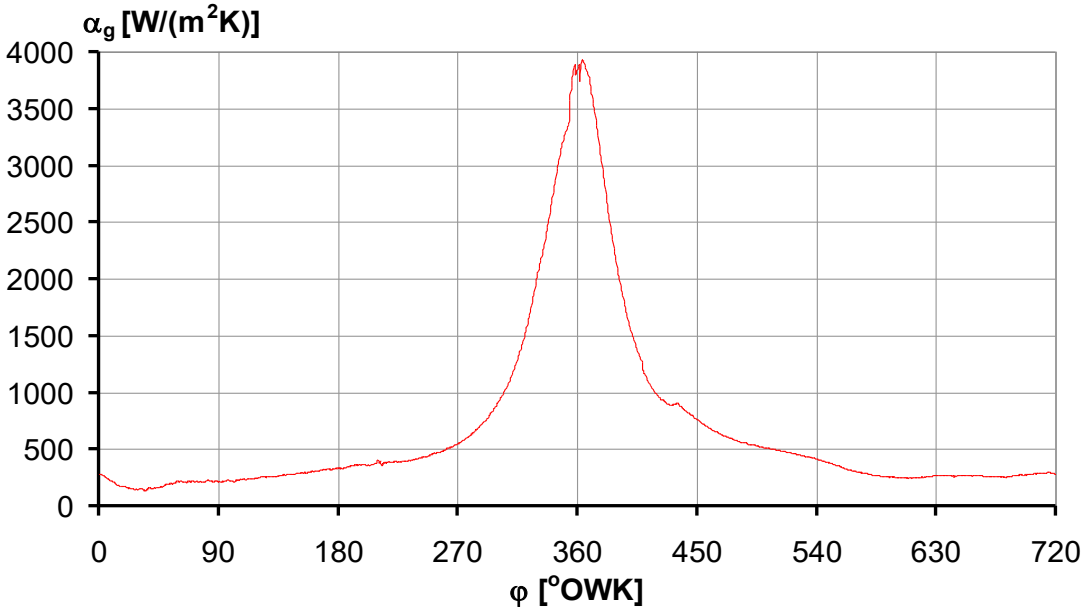
$\varepsilon_f(\varphi_i) = 1 - e^{(-1{,}3 \cdot p(\varphi_i) \cdot \overline{d}_{pr})}$ – względna emisyjność płomienia,

$\overline{d}_{pr} = 3{,}6 V_{ksp} / F_k$ – średnia droga płomienia [m] [72],

V_{ksp} – objętość komory spalania [m^3],

F_k – pole powierzchni komory spalania [m^2].

Wykres zmian globalnego współczynnika wnikania ciepła w komorze spalania $\alpha_g(\varphi_i)$ dla pełnego cyklu pracy silnika ZS dla prędkości obrotowej silnik n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ =1,69 przedstawiono na rysunku 20.



Rys. 20. Wykres zmian globalnego współczynnika wnikania ciepła w funkcji [°OWK] dla prędkości obrotowej silnika n=4250 [min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza l =1,69

ROZDZIAŁ VII

7.1. Modelowanie obciążeń cieplnych zaworów dolotowego i wylotowego oraz gniazd zaworowych

7.1.1. Warunki jednoznaczności

Do warunków jednoznaczności należą [19]:

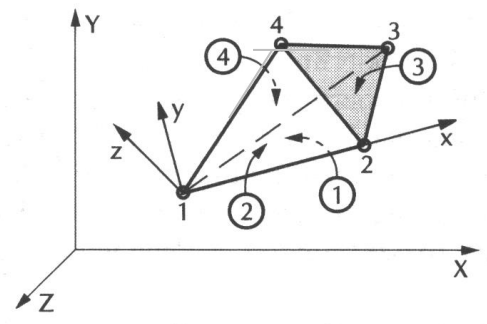
- **warunki geometryczne**, określające kształt i rozmiary rozpatrywanego ciała;
- **warunki fizyczne**, określające własności fizyczne substancji tworzącej dane ciało;
- **warunki początkowe**, określające rozkład temperatur w całej przestrzeni zajmowanej przez ciało w początkowej chwili czasu $\tau = 0$.

Warunki geometryczne

Modele geometryczne zaworu dolotowego i wylotowego oraz ich gniazd, zostały wykonane przy pomocy modułu GEOSTAR programu COSMOS/M [56,57] w oparciu o elementy rzeczywiste silnika. Kolejność ich tworzenia była następująca (rys. 22÷25):

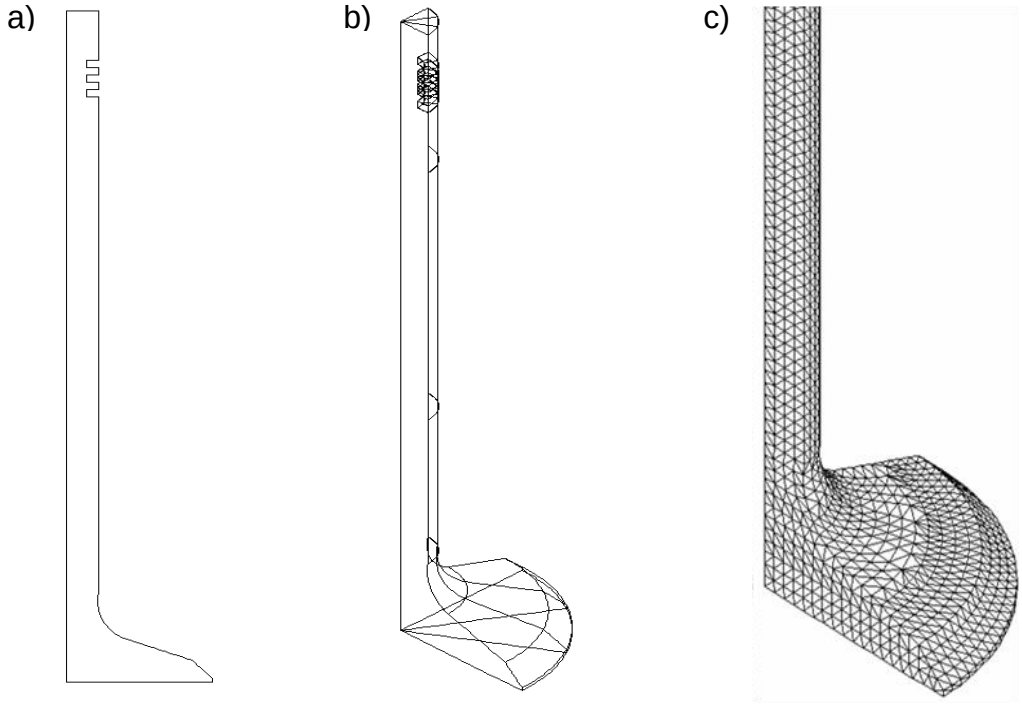
- utworzenie dwu-wymiarowej połowy przekroju zaworu dolotowego i wylotowego oraz gniazd zaworowych;
- utworzenie modelu trój-wymiarowego zaworów i gniazd zaworowych;
- podzielenie siatką elementów skończonych (meshing);
- wykorzystanie elementu bryłowego czworościennego 3–wymiarowego o 4 węzłach (TETRA 4) i o wymiarach 1 [mm] – rysunek 21.

Przy doborze rodzaju elementu skończonego oraz jego wielkości wykorzystano doświadczenia badaczy, którzy modelowali podobne zagadnienia [3÷5,8].

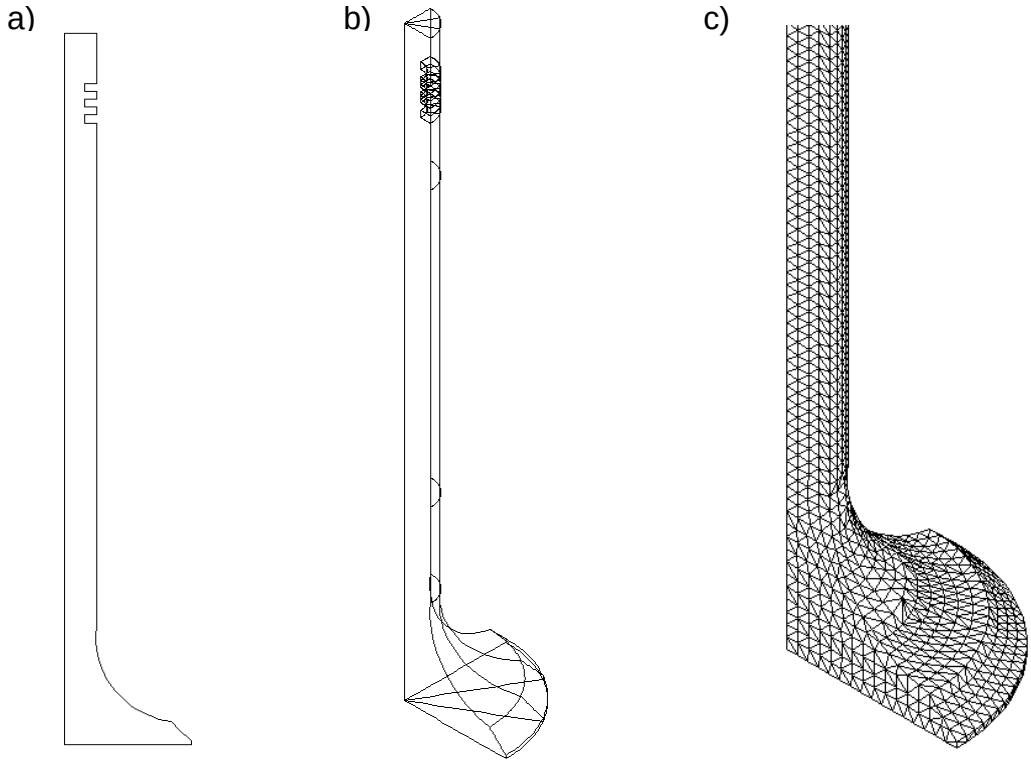


Rys. 21. Element TETRA4 [57]

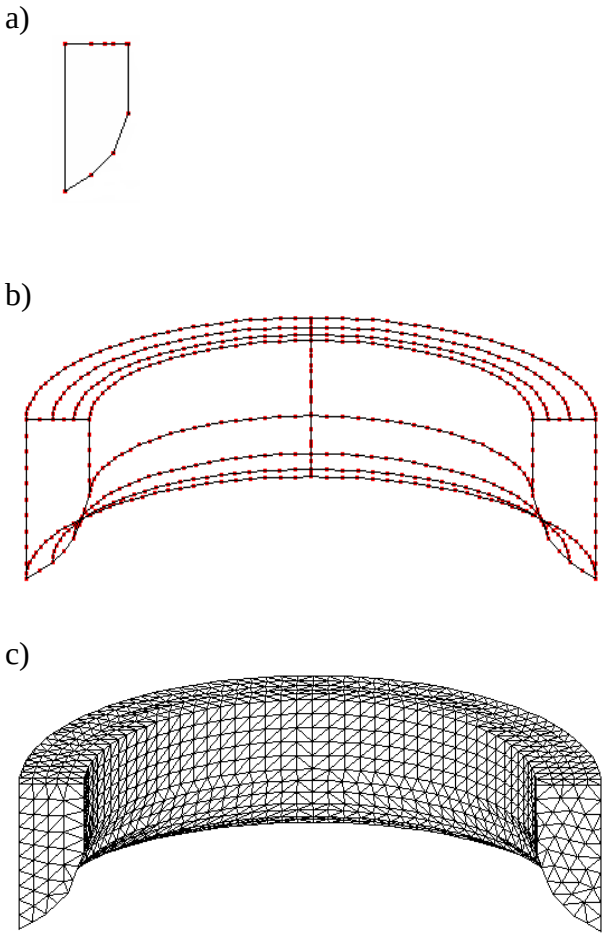
①,②,③,④ – numery powierzchni , 1, 2, 3, 4 – numery węzłów



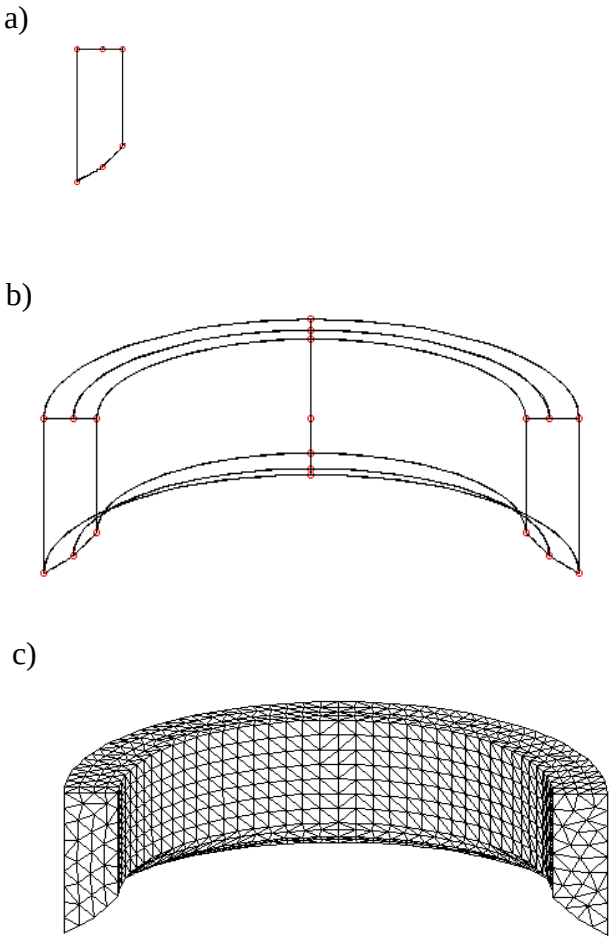
Rys. 22. Kolejne etapy tworzenia modelu zaworu dolotowego:
a – połowa przekroju zaworu, b – model przestrzenny, c – siatka elementów modelu



Rys. 23. Kolejne etapy tworzenia modelu zaworu wylotowego:
a – połowa przekroju zaworu, b – model przestrzenny, c – siatka elementów modelu



Rys. 24. Kolejne etapy tworzenia modelu gniazda zaworu dolotowego:
a – połowa przekroju zaworu,
b – model przestrzenny,
c – siatka elementów modelu



Rys. 25. Kolejne etapy tworzenia Modelu gniazda zaworu wylotowego:
a – połowa przekroju zaworu,
b – model przestrzenny,
c – siatka elementów modelu

Model zaworu dolotowego składa się z 14090 elementów, 3663 węzłów, 95 punktów, 155 krzywych, 68 powierzchni, 1 konturu, 1 regionu, 1 polihendry.

Model zaworu wylotowego składa się z 12939 elementów, 3391 węzłów, 90 punktów, 149 krzywych, 65 powierzchni, 1 konturu, 1 regionu, 1 polihendry.

Model gniazda zaworu dolotowego składa się z 7747 elementów, 1833 węzłów, 5 punktów, 35 krzywych, 15 powierzchni, 1 konturu, 1 regionu, 1 polihendry.

Model gniazda zaworu wylotowego składa się z 7166 elementów, 1673 węzłów, 5 punktów, 35 krzywych, 15 powierzchni, 1 konturu, 1 regionu, 1 polihendry.

Warunki fizyczne

Ponieważ obliczenia przepływu ciepła dotyczą stanu nieustalonego konieczna jest znajomość takich własności fizycznych materiału, jak [3]:

- λ_m – przewodność cieplna materiału [W/(mK)];
- ρ_m – gęstość właściwa materiału [kg/m^3];
- c_p – w funkcji temperatury pojemność cieplna właściwa materiału [J/(kgK)].

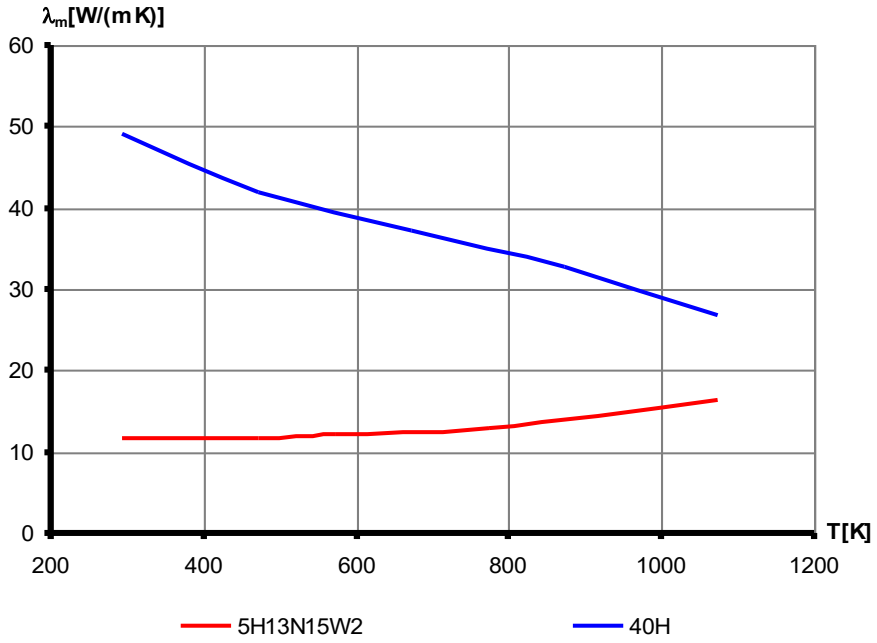
Ze względu na zróżnicowane warunki pracy zaworów dolotowych i wylotowych, przyjęto do obliczeń materiały różniące się składem chemicznym [26]. Warunki pracy zaworów wylotowych są bardzo ciężkie, ponieważ zawory wylotowe są omywane przez gorące spaliny w wyniku czego ich temperatura dochodzi nawet do 750[^{0}C]. Dlatego dla zaworu wylotowego przyjęto stal chromowo – niklową 5H13N15W2 o składzie chemicznym zbliżonym do polskiej stali zaworowej 4H14N14W2M [23,29]. Biorąc pod uwagę, że zawór dolotowy jest mniej obciążony cieplnie niż zawór wylotowy [3], przyjęto stal konstrukcyjną do ulepszania cieplnego 40H [23,29]. Natomiast do obliczeń gniazd zaworu dolotowego i wylotowego, przyjęto taki sam materiał: brąz aluminiowy Cu95Al5 [24]. W tablicy 7 przedstawiono podstawowe własności fizyczne wybranych materiałów na zawory oraz gniazda zaworowe.

Tablica 7

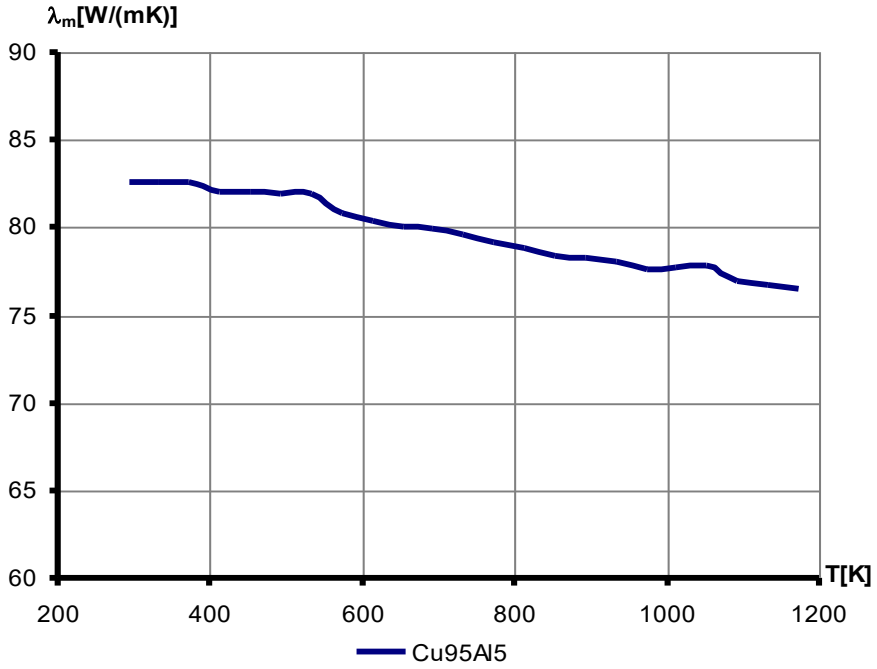
Podstawowe własności fizyczne stali 40H [71] ,
stali 5H13N15W2 [3,19] oraz brązu aluminiowego Cu95Al5 [72]

Oznaczenie materiału	ρ [kg/m^3]	c_p [$J/(kgK)$]
40H	7850	477
5H13N15W2	7850	502
Cu95A15	7600	420

System COSMOS/M umożliwia w analizie termicznej zastosowanie krzywych temperatur [3]. Dla zaworu dolotowego i wylotowego oraz ich gniazd przyjęto zmienną wartość współczynnika przewodności cieplnej materiału λ w funkcji temperatury T (rys. 26, rys. 27).



Rys. 26. Wykres zmian współczynnika przewodności cieplnej λ stali 40H oraz stali 5H13N15W2 w funkcji temperatury T [71]



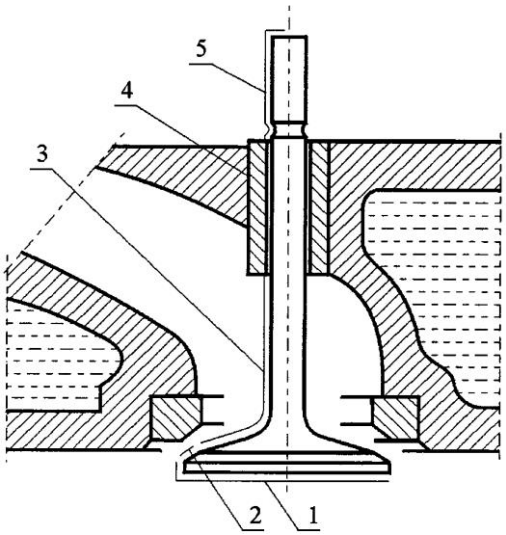
Rys. 27. Wykres zmian współczynnika przewodności cieplnej λ brązu aluminiowego Cu95Al5 w funkcji temperatury T [72]

Warunki początkowe

Warunki początkowe umożliwiają określenie rozkładu temperatury w całej przestrzeni zajmowanej przez ciało w początkowej chwili czasu $\tau = 0$. W analizowanych zaworach i gniazdach zaworowych przyjęto, że na początku rozkład temperatur jest stały i równy temperaturze otoczenia $T_0 = 296$[K].

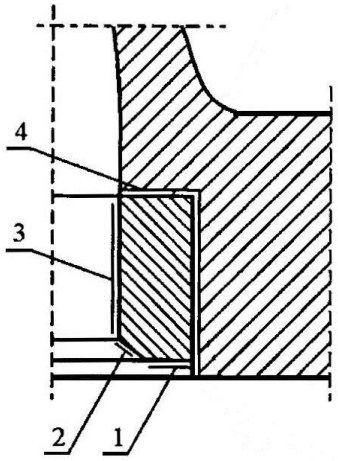
7.1.2. Powierzchnie wymiany ciepła oraz warunki brzegowe

Do zamodelowania obciążeń cieplnych zaworu dolotowego i wylotowego oraz gniazd zaworowych wykorzystano warunki brzegowe III rodzaju, które charakteryzuje współczynnik wnikania ciepła $\alpha(\varphi_i)$ oraz temperatura $T(\varphi_i)$ czynnika roboczego (rozdział VI). W zaworze dolotowym i wylotowym uwzględniono pięć charakterystycznych powierzchni wymiany ciepła (rys. 28), natomiast dla gniazd zaworowych cztery charakterystyczne powierzchnie wymiany ciepła (rys. 29), którym z kolei przypisano odpowiednie wartości warunków brzegowych III rodzaju.



1 – *powierzchnia talerzyka zaworu od strony komory spalania,*
2 – *powierzchnia styku przylgni zaworu z gniazdem,*
3 – *powierzchnia stopki zaworu w kanale wylotowym,*
4 – *powierzchnia prowadząca trzonka zaworu w głowicy,*
5 – *powierzchnia trzonka zaworu ponad głowicą.*

Rys. 28.Powierzchnie wymiany ciepła zaworu dolotowego i wylotowego [3]



1 – *czołową omywaną przez gazy spalinowe z komory spalania,*
2 – *przylgni gniazda zaworowego,*
3 – *ścianki gniazda w kanale dolotowym lub wylotowym,*
4 – *styku gniazda z głowicą.*

Rys. 29. Powierzchnie wymiany ciepła gniazd zaworowych [3]

Obciążenia cieplne zaworów oraz gniazd zaworowych są zmienne w czasie pełnego cyklu pracy silnika (stan nieustalony) [73,74], wobec czego w obliczeniach

uwzględniono dla powierzchni nr 1 oraz powierzchni nr 2, 3 w fazie otwarcia zaworów zmienne wartości warunków brzegowych w funkcji obrotów wału korbowego [°OWK]. W fazie zamknięcia zaworów dla powierzchni nr 2 i 3 przyjęto średnie wartości warunków brzegowych. Zmieniające się w czasie wartości $\alpha(\varphi_i)$ oraz $T(\varphi_i)$ zostały uwzględnione w analizie stanu nieustalonego za pomocą krzywych złożonych z punktów, dla których odciętymi jest czas, a rzędnymi wartość $\alpha(\varphi_i)$ lub $T(\varphi_i)$. W obliczeniach przyjęto krok analizy równy $\Delta\tau=0{,}0196\ 10^{-3}$[s], co odpowiada 0,5[°OWK] [75]. Dla powierzchni nr 4 i 5 przyjęto średnie warunki wymiany ciepła.

Powierzchnia talerzyka zaworu (1)

Na powierzchni talerzyka zaworu dolotowego i wylotowego przyjęto warunki wymiany ciepła równoważne warunkom panującym w komorze spalania [3]:

$$T_{1ZDW}(\varphi_i) = T(\varphi_i)[K] \tag{68}$$

$$\alpha_{1ZDW}(\varphi_i) = \alpha_g(\varphi_i)\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{69}$$

gdzie:

$T(\varphi_i)$ – temperatura czynnika roboczego w cylindrze [K],

$\alpha_g(\varphi_i)$ – globalny współczynnik wnikania ciepła [W/(m^{2}K)].

Powierzchnia przylgni zaworu (2)

Powierzchnia (2) cyklicznie styka się z powierzchnią gniazda zaworowego. W związku z tym można wyróżnić:

- ***fazę otwarcia zaworu*** – przylgnia omywana przez powietrze lub gorące gazy spalinowe;
- ***fazę zamknięcia zaworu*** – przylgnia zaworu przylega do powierzchni gniazda zaworowego.

Jako temperaturę powierzchni przylgni zaworu dolotowego $T_{2ZOD}(\varphi_i)$ w czasie fazy otwarcia zaworu przyjęto temperaturę otoczenia T_{ot} powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym ΔT_D [3]:

$$T_{2ZOD}(\varphi_i) = T_{ot} + \Delta T_D[K] \tag{70}$$

gdzie:

T_{ot} - temperatura otoczenia [K],

ΔT_D - przyrost temperatury w kanale dolotowym [K].

Natomiast jako temperaturę powierzchni przylgni zaworu wylotowego T_{2ZOW} w czasie fazy otwarcia zaworu przyjęto temperaturę czynnika roboczego w cylindrze $T(\varphi_i)$:

$$T_{2ZOW}(\varphi_i) = T(\varphi_i)[K] \tag{71}$$

Współczynnik wnikania ciepła $\alpha_{2ZODW}(\varphi_i)$ powierzchni (2) zaworu dolotowego i wylotowego obliczono na podstawie wzoru [3,19]:

$$\alpha_{2ZODW}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i)\frac{\lambda_{CZ}(\varphi_i)}{d_g}\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{72}$$

gdzie:

$Nu(\varphi_i)$ – liczba Nusselta,

$\lambda_{CZ}(\varphi_i)$ – przewodność cieplna czynnika [W/(mK)],

d_g – średnica wewnętrzna gniazda zaworowego [m].

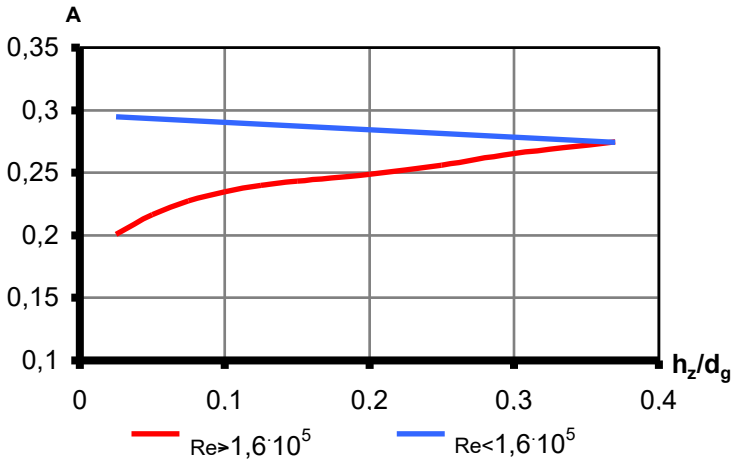
Liczbę Nusselta dla obu zaworów obliczono wykorzystując wzór Annanda [3,19]:

$$Nu(\varphi_i) = A \cdot \mathrm{Re}(\varphi_i)^{0,58} \tag{73}$$

gdzie:

A – stała Annanda [3] zależna od liczby Reynoldsa oraz stosunku wzniosu zaworu h_z do średnicy wewnętrznej gniazda zaworowego d_g (rys. 30),

$\mathrm{Re}(\varphi_i)$ – liczba Reynoldsa.



Rys. 30. Wartość współczynnika A w funkcji Re oraz h_z/d_g według Annanda [3]

Dla stosunku h_z/d_g równego 0,28 oraz przy liczbie $Re < 1{,}6 \cdot 10^5$ wartość współczynnika A wynosi 0,27. Zatem zależność określająca liczbę Nusselta ma postać:

$$Nu(\varphi_i) = 0{,}27 \cdot \mathrm{Re}(\varphi_i)^{0{,}58} \tag{74}$$

Liczbę Reynoldsa $\mathrm{Re}(\varphi_i)$ dla zaworu dolotowego i wylotowego wyznaczono na podstawie następującego wzoru [3]:

$$\mathrm{Re}(\varphi_i) = \frac{\overline{w} \cdot d_g \cdot \rho(\varphi_i)}{\eta(\varphi_i)} \tag{75}$$

gdzie:

$\overline{w}$ – średnia prędkość przepływu czynnika przez gniazdo zaworu (dolotowego lub wylotowego) [m/s],

$\rho(\varphi_i)$ – gęstość czynnika roboczego [kg/m^3] (wyznaczony na podstawie zależności (40)),

$\eta(\varphi_i)$ – współczynnik lepkości dynamicznej czynnika [kg/(m·s)] (wyznaczony na podstawie zależności (43)).

Dla zaworu dolotowego średnią prędkość przepływu czynnika $\overline{w}$ przez jego gniazdo obliczono w opraciu o wzór [25]:

$$\overline{w} = \frac{F_{tł} \cdot \overline{w}_{tł}}{f} \left[\frac{m}{s}\right] \tag{76}$$

gdzie:

$F_{tł} = \dfrac{\pi D^2}{4}$ – pole czynnej powierzchni denka tłoka [m^2],

$\overline{w}_{tł} = \dfrac{S \cdot n}{30}$ – średnia prędkość tłoka [m/s],

f – pole powierzchni swobodnego przepływu między przylgnią a gniazdem [m^2],

D – średnica cylindra [m],

S – skok tłoka [m],

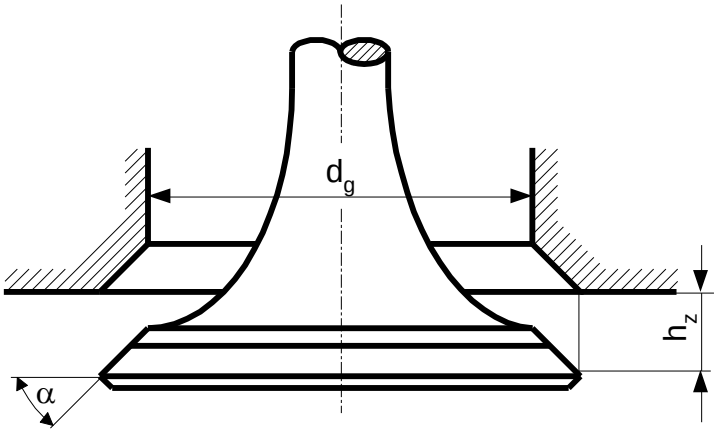
n – prędkość obrotowa silnika [min^{-1}].

Pole powierzchni swobodnego przepływu między przylgnią zaworu a gniazdem *f* (rys. 31) obliczono na podstawie zależności [23]:

$$f = \pi h_z \cos\alpha (d_g + h_z \sin\alpha \cos\alpha)[m^2] \tag{77}$$

gdzie:

α – kąt nachylenia przylgni do płaszczyzny czołowej talerzyka.



Rys. 31. Wymiary niezbędne do obliczenia powierzchni czynnej zaworu [25]

Średnią prędkość przepływu czynnika przez gniazdo zaworu wylotowego $\overline{w}$ przyjęto 65 [m/s] za pracą [25].

Dodatkowo dla zaworu dolotowego przyjęto następujące dane:

- indywidualną stałą gazową powietrza R_a=287[J/(kgK)] [72];
- temperaturę czynnika roboczego $T(\varphi_i)$ równą temperaturze przepływającego przez kanał dolotowy powietrza wynoszącą 301[K].

Natomiast dla zaworu wylotowego przyjęto:

- indywidualną stałą gazową spalin R_b=300[J/(kgK)] [19];
- jako wartość temperatury czynnika roboczego $T(\varphi_i)$ - temperaturę czynnika roboczego w cylindrze.

Jako temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przylgni zaworu dolotowego i wylotowego w czasie fazy jego zamknięcia $T_{2ZZDW}(\varphi_i)$, przyjęto średnią temperaturę wody w płaszczu chłodzącym silnika $\overline{T}_w$:

$$T_{2ZZDW}(\varphi_i) = \overline{T}_w[K] \tag{78}$$

gdzie:

$\overline{T}_W$ - średnia temperatura wody w płaszczu chłodzącym silnika $\overline{T}_W = 313[K]$.

Natomiast współczynnik przenikania ciepła $\overline{k}_{2ZZDW}$ przylgni zaworu dolotowego i wylotowego $k_{2ZZDW}(\varphi_i)$ wyznaczono w oparciu o wzór na zastępczy opór cieplny (rys. 32) [3]:

$$\frac{1}{k_{2ZZDW}} = \frac{1}{\alpha_{przyl}} + \frac{S_{gn}}{\lambda_{gn}} + \frac{1}{\alpha_{opk}} + \frac{S_{gł}}{\lambda_{gł}} + \frac{1}{\alpha_{wk}}\left[\frac{m^2K}{W}\right] \tag{79}$$

gdzie:

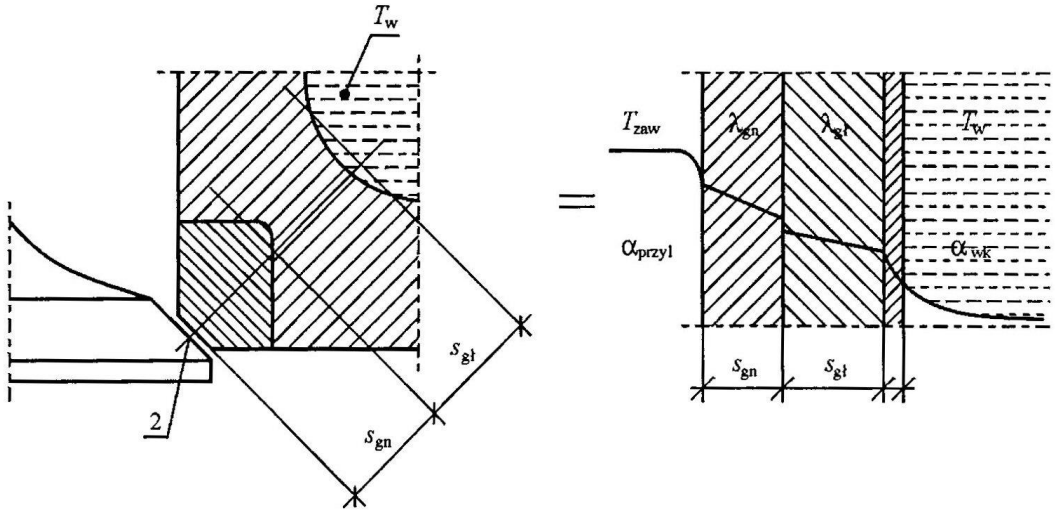
α_{przyl} = 5800 [W/(m^{2}K)] – zastępczy współczynnik wnikania ciepła pomiędzy przylgnią zaworu a gniazdem [3],

α_{opk} = 20000 [W/(m^{2}K)] – zastępczy współczynnik wnikania ciepła pomiędzy gniazdem, a głowicą [1],

α_{wk} = 1450 [W/(m^{2}K)] – zastępczy współczynnik wnikania ciepła po stronie wody chłodzącej silnika,

λ_{gn} , $\lambda_{gł}$ - przewodność cieplna materiału gniazda i głowicy [W/(mK)],

S_{gn} , $S_{gł}$ – średnie zastępcze grubości warstw materiału gniazda i głowicy na kierunku największego gradientu temperatury [m].



Rys. 32. Schemat interpretacji zastępczego oporu cieplnego przylgni zaworu [3]

Powierzchnia trzonka zaworu w kanale dolotowym i wylotowym (3)

Podobnie jak w przypadku przylgni zaworowej, warunki wymiany ciepła na omawianej powierzchni mają charakter cykliczny [3]. Dlatego możemy wyróżnić:

- ***fazę otwarcia zaworu*** – przylgnia omywana przez powietrze lub gorące gazy spalinowe;
- ***fazę zamknięcia zaworu*** – przylgnia zaworu przylega do powierzchni gniazda zaworowego.

Jako temperaturę powierzchni (3) zaworu dolotowego $T_{3ZOD}(\varphi_i)$ w czasie fazy jego otwarcia przyjęto temperaturę otoczenia T_{ot} powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym ΔT_D *:*

$$T_{3ZOD}(\varphi_i) = T_{ot} + \Delta T_D [K] \tag{80}$$

Natomiast jako temperaturę powierzchni (3) zaworu wylotowego $T_{3ZOW}(\varphi_i)$ w czasie fazy jego otwarcia przyjęto temperaturę czynnika roboczego w cylindrze $T(\varphi_i)$:

$$T_{3ZOW}(\varphi_i) = T(\varphi_i)[K] \tag{81}$$

Współczynnik wnikania ciepła $\alpha_{3ZODW}(\varphi_i)$ powierzchni (3) zaworu dolotowego i wylotowego obliczono na podstawie wzoru [3,19]:

$$\alpha_{3ZODW}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i)\frac{\lambda_{CZ}(\varphi_i)}{d_g}\left[\frac{W}{m^2 K}\right] \tag{82}$$

gdzie:

$Nu(\varphi_i)$ – liczba Nusselta,

$\lambda_{CZ}(\varphi_i)$ – przewodność cieplna czynnika [W/(mK)] (wyznaczona z zależności (42)),

d_g – średnica gniazda zaworowego [m].

Liczbę Nusselta dla zaworu dolotowego przyjęto według Zapfa [76]:

$$Nu = 0{,}214\,\mathrm{Re}(\varphi_i)^{0{,}68}\left(1 - 0{,}765\frac{h_z}{D_z}\right) \tag{83}$$

gdzie:

$Re(\varphi_i)$ – liczba Reynoldsa,

h_z – wznios zaworu [m],

D_Z – średnica talerzyka zaworu [m].

Dla zaworu wylotowego przyjęto liczbę Nusselta według Bulina i Łarionowa [19]:

$$Nu = 0{,}02\,\mathrm{Re}(\varphi_i)^{0{,}8}\left(1+2{,}5\left(\frac{h_z}{D_z}\right)^{-0{,}9}\right) \tag{84}$$

Liczbę Reynoldsa $Re(\varphi_i)$ obliczono w oparciu o wzór (75).

Jako temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię (3) zaworu dolotowego $T_{3ZZD}(\varphi_i)$ w czasie fazy jego zamknięcia przyjęto temperaturę otoczenia T_{ot} powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym ΔT_D [3]:

$$T_{3ZZD}(\varphi_i) = T_{ot} + \Delta T_D[K] \tag{85}$$

Natomiast jako temperaturę ośrodka otaczającego powierzchni (3) zaworu wylotowego $T_{3ZZW}(\varphi_i)$ podczas fazy jego zamknięcia przyjęto temperaturę końca wydechu T_{KW} [3]:

$$T_{3ZZW}(\varphi_i) = T_{KW}[K] \tag{86}$$

gdzie:

T_{KW} – temperatura końca wydechu równa średniej temperaturze strumienia spalin $\overline{T}_{AZ}$.

Współczynnik wnikania ciepła $\alpha_{3ZZDW}(\varphi_i)$ powierzchni (3) zaworu dolotowego i wylotowego obliczono wykorzystując poniższą zależność [3]:

$$\alpha_{3ZZDW}(\varphi_i) = \frac{1}{2}\alpha_{skrz}\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{87}$$

gdzie:

α_{skrz}=60[W/(m^{2}K)] – współczynnik wnikania ciepła dla skrzyni korbowej.

Powierzchnia prowadząca trzonka zaworu (4)

Jako temperaturę powierzchni prowadzącej trzonka zaworu dolotowego oraz wylotowego $\overline{T}_{4ZDW}$ przyjęto średnią temperaturę wody w płaszczu chłodzącym silnika $\overline{T}_W$:

$$\overline{T}_{4ZDW} = \overline{T}_w[K] \tag{88}$$

Natomiast współczynnik przenikania ciepła $\overline{k}_{4ZDW}$ powierzchni prowadzącej trzonka zaworu dolotowego i wylotowego obliczono ze wzoru na zastępczy opór cieplny (rys. 33) [3]:

$$\frac{1}{\overline{k}_{4ZDW}} = \frac{1}{\alpha_{zp}} + \frac{S_{pr}}{\lambda_{pr}} + \frac{1}{\alpha_{opk}} + \frac{S_{gł}}{\lambda_{gł}} + \frac{1}{\alpha_{wk}} \left[\frac{m^2 K}{W}\right] \tag{89}$$

gdzie:

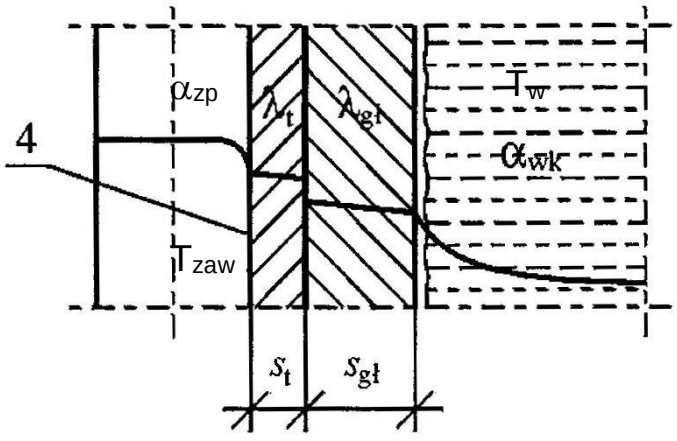
α_{zp}=730[W/(m^{2}K)] – zastępczy współczynnik wnikania ciepła pomiędzy trzonkiem zaworu i prowadnicą [3],

α_{opk}=20000[W/(m^{2}K)] – zastępczy współczynnik wnikania ciepła pomiędzy prowadnicą i głowicą [3],

α_{wk}=1450[W/(m^{2}K)] – zastępczy współczynnik wnikania ciepła po stronie wody chłodzącej silnika,

λ_{pr}, $\lambda_{gł}$ – przewodność cieplna materiału prowadnicy i głowicy [W/(mK)],

S_{pr}, $S_{gł}$ – średnie zastępcze grubości warstw materiału prowadnicy i głowicy na kierunku największego gradientu temperatury [*m*].



Rys. 33. Schemat interpretacji zastępczego oporu cieplnego w strefie prowadzenia zaworu w głowicy [3]

Powierzchnia trzonka zaworu ponad głowicą (5)

Dla powierzchni trzonka zaworu dolotowego oraz wylotowego ponad głowicą silnika przyjęto warunki wymiany ciepła takie same jak w skrzyni korbowej [3]:

$$\overline{T}_{5ZDW} = 333[K] \tag{90}$$

$$\overline{\alpha}_{5ZDW} = 60\left[\frac{W}{m^2 K}\right] \tag{91}$$

Powierzchnia czołowa gniazda zaworu (1)

Na całej powierzchni czołowej (1) gniazda zaworu dolotowego i wylotowego przyjęto, podobnie jak w przypadku zaworów silnika, warunki wymiany ciepła równoważne warunkom panującym w komorze spalania [3]:

$$T_{1GDW}(\varphi_i) = T(\varphi_i)[K] \tag{92}$$

$$\alpha_{1GDW}(\varphi_i) = \alpha_g(\varphi_i)\left[\frac{W}{m^2 K}\right] \tag{93}$$

Powierzchnia przylgni gniazda zaworu (2)

Powierzchnia (2) cyklicznie styka się z powierzchnią przylgni zaworu, a więc również jak dla zaworów wyróżniono dwie fazy: otwarcia i zamknięcia zaworu [3].

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przylgni gniazda zaworowego w czasie fazy otwarcia zaworu przyjęto [3]:

- dla gniazda zaworu dolotowego – temperaturę otoczenia T_{ot} powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym ΔT_D:

$$T_{2GOD} = T_{ot} + \Delta T_D[K] \tag{94}$$

- dla gniazda zaworu wylotowego – temperaturę czynnika roboczego w cylindrze $T(\varphi_i)$:

$$T_{2GOW}(\varphi_i) = T(\varphi_i)[K] \tag{95}$$

Współczynnik wnikania ciepła $\alpha_{2ODW}(\varphi_i)$ przylgni gniazda zaworu dolotowego i wylotowego [3,19]:

$$\alpha_{2GODW}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i)\frac{\lambda_{CZ}(\varphi_i)}{d_g}\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{96}$$

gdzie:

$Nu(\varphi_i)$ – liczba Nusselta,

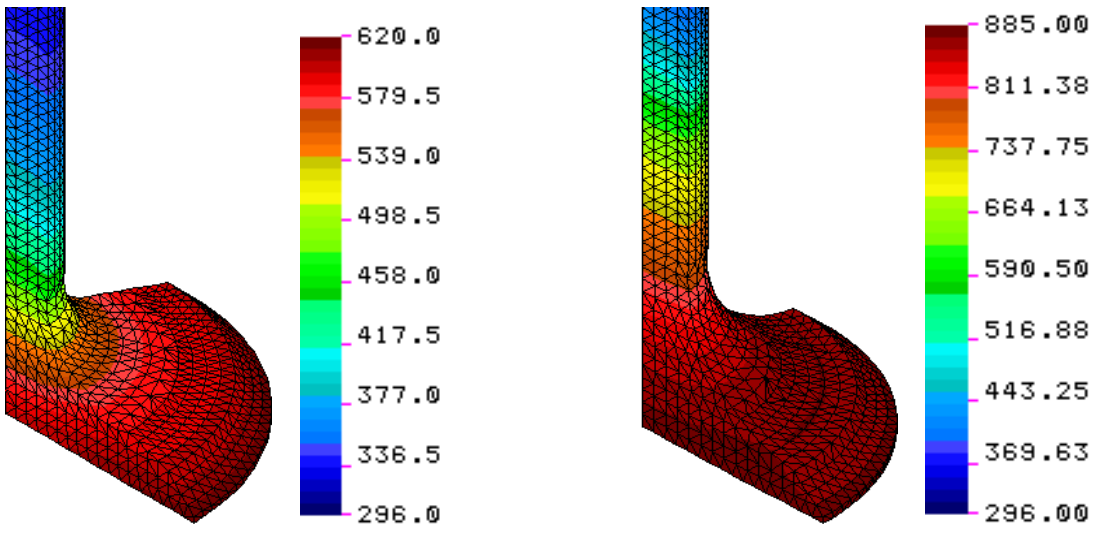
$\lambda_{CZ}(\varphi_i)$ – przewodność cieplna czynnika [W/(mK)] (wyznaczona z zależności (42)),

d_g – średnica wewnętrzna gniazda zaworowego [m].

Dla gniazda zaworu dolotowego i wylotowego liczbę Nusselta wyznaczono w taki sam sposób jak dla samych zaworów a wiec na podstawie wzoru Annanda (73).

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przylgni gniazda zaworu dolotowego i wylotowego podczas fazy przylegania do zaworów $T_{2GZDW}(\varphi_i)$, przyjęto jako średnią temperaturę przylgni zaworu T_{PZ} [24]. Temperaturę tę wyznaczoną w oparciu o przeprowadzone obliczenia rozkładu pół temperatury w zaworach silnika (rys.34) (wynik rozkładu uzyskany dla stanu ustalonego przepływu ciepła):

$$\overline{T}_{2GZDW} = \overline{T}_{PZ}[K] \tag{97}$$



Rys. 34. Rozkład temperatur na powierzchniach zaworu dolotowego i wylotowego.

Dla zaworu dolotowego wyznaczono średnią temperatury przylgni:

$$\overline{T}_{PZ} = 590[\mathrm{K}] \tag{98}$$

Dla zaworu wylotowego wyznaczono średnią temperatury przylgni:

$$\overline{T}_{PZ} = 810[\mathrm{K}] \tag{99}$$

Współczynnik przenikania ciepła $\overline{k}_{2GZDW}$ przylgni gniazda zaworu dolotowego i wylotowego wyznaczono na podstawie tej samej zależności jak dla zaworów, a więc na zastępczy opór cieplny (rys.32) [3]:

$$\frac{1}{\overline{k}_{2GZDW}} = \frac{1}{\alpha_{przyl}} + \frac{S_{gn}}{\lambda_{gn}} + \frac{1}{\alpha_{opk}} + \frac{S_{gł}}{\lambda_{gł}} + \frac{1}{\alpha_{wk}} \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \tag{100}$$

Powierzchnia wewnętrzna gniazda (3)

Podobnie jak w przypadku przylgni gniazda oraz przylgni zaworu, warunki wymiany ciepła na omawianej powierzchni mają charakter cykliczny, więc również uwzględniono dwie fazy: otwarcia i zamknięcia zaworu [3].

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię ścianki gniazda zaworu w czasie fazy jego otwarcia przyjęto [3]:

- dla gniazda zaworu dolotowego – temperaturę otoczenia T_{ot} powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym ΔT_D:

$$T_{3GOD} = T_{ot} + \Delta T_D [K] \tag{101}$$

- dla gniazda zaworu wylotowego – temperaturę czynnika roboczego w cylindrze $T(\varphi_i)$:

$$T_{3GOW}(\varphi_i) = T(\varphi_i)[K] \tag{102}$$

Dla fazy otwarcia zaworu dolotowego i wylotowego, współczynnik wnikania ciepła $\alpha_{3GODW}(\varphi_i)$ dla powierzchni wewnętrznej gniazda obliczono na podstawie takiej samej zależności jak dla powierzchni (3) zaworu [3,19]:

$$\alpha_{3GODW}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i) \frac{\lambda_{CZ}(\varphi_i)}{d_g} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \tag{103}$$

W obliczeniach założono, że w gnieździe zaworu dolotowego i wylotowego w fazie otwarcia zaworów zachodzi przepływ turbulentny. W związku z czym, dla gniazda zaworu dolotowego i wylotowego**,** przyjęto liczbę Nusselta według Keysa [72], przy

założeniu, że gęstość czynnika roboczego jest stała, a wartość liczby Prandtla zawiera się w przedziale (0,5 < Pr < 1,0):

$$Nu(\varphi i) = 0{,}022\,\mathrm{Re}(\varphi_i)^{0,8}\,\mathrm{Pr}(\varphi_i)^{0,6} \tag{104}$$

gdzie:

$\mathrm{Re}(\varphi_i)$ – liczba Reynoldsa,

$\mathrm{Pr}(\varphi_i)$ – liczba Prandtla.

Liczbę Reynoldsa dla obu gniazd zaworowych obliczono według wzoru (75), natomiast liczbę Prandtla na podstawie zależności [72]:

$$\mathrm{Pr}(\varphi_i) = \frac{Pe(\varphi_i)}{\mathrm{Re}(\varphi_i)} \tag{105}$$

gdzie:

Pe – liczba Peceta.

Liczbę Peceta wyznaczono na podstawie zależności [72]

$$Pe(\varphi_i) = \frac{\overline{w} * d_h}{a(\varphi_i)} \tag{106}$$

gdzie:

a – współczynnik dyfuzyjności termicznej.

Współczynnik dyfuzyjności termicznej określono wykorzystując zależność [72]:

$$a(\varphi_i) = \frac{\lambda_{CZ}(\varphi_i)}{\overline{\rho} * c_p}\left[\frac{m^2}{s}\right] \tag{107}$$

gdzie:

c_p – ciepło właściwe czynnika.

W pracy przyjęto do obliczeń następujące wartości ciepła właściwego c_p powietrza i spalin [72]:

- dla powietrza zasysanego do cylindra w suwie ssania przyjęto, że $c_p=1{,}005\cdot10^3$[J/(kgK)] przy ciśnieniu atmosferyczny $p_{atm}=0{,}1303$[MPa] i temperaturze T=301[K];

- dla spalin wydalanych z cylindra w suwie wydechu przyjęto, że $c_p=1{,}047\cdot10^3$[J/(kgK)] przy ciśnieniu atmosferyczny $p_{atm}=0{,}1303$[MPa] i temperaturze T=870[K].

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię ścianki gniazda zaworu w czasie fazy jego zamknięcia przyjęto [3]:

- dla gniazda zaworu dolotowego – temperaturę otoczenia T_{ot} powiększoną o przyrost temperatury w kanale – dolotowym ΔT_D:

$$T_{3GZD} = T_{ot} + \Delta T_D[K] \tag{108}$$

- dla gniazda zaworu wylotowego – temperaturę końca wydechu T_{KW}:

$$T_{3GZW} = T_{KW}[K] \tag{109}$$

Dla fazy zamknięcia zaworu dolotowego i wylotowego współczynnik wnikania ciepła powierzchni (3) gniazd zaworowych przyjęto na podstawie pracy [3]:

- dla gniazda zaworu dolotowego:

$$\overline{\alpha}_{3GZD} = 200\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{110}$$

- dla gniazda zaworu wylotowego:

$$\overline{\alpha}_{3GZW} = 400\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{111}$$

Powierzchnia styku gniazda z głowicą (4)

Dla powierzchni styku gniazd zaworu dolotowego oraz wylotowego z głowicą silnika przyjęto średnią temperaturę głowicy równą średniej temperaturze wody w płaszczu chłodzącym silnika $\overline{T}_W$ [3]:

$$\overline{T}_{4GDW} = \overline{T}_W[K] \tag{112}$$

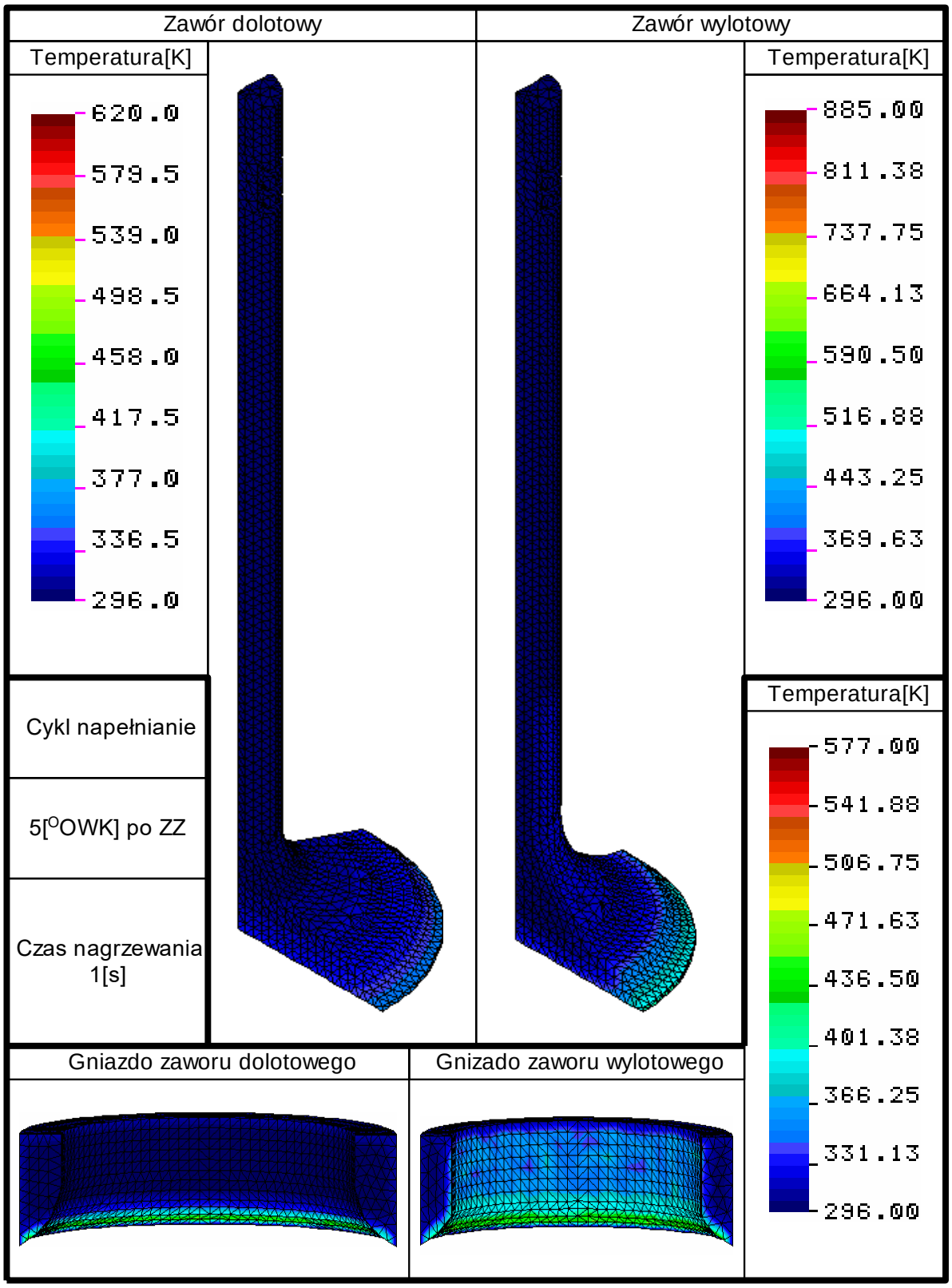
Współczynnik wnikania ciepła $\overline{\alpha}_{4GDW}$ gniazda zaworu dolotowego i wylotowego przyjęto jako średni zastępczy współczynnik wnikania ciepła przez styk na podstawie pracy [3] :

$$\overline{\alpha}_{4GDW} = 20000\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{113}$$

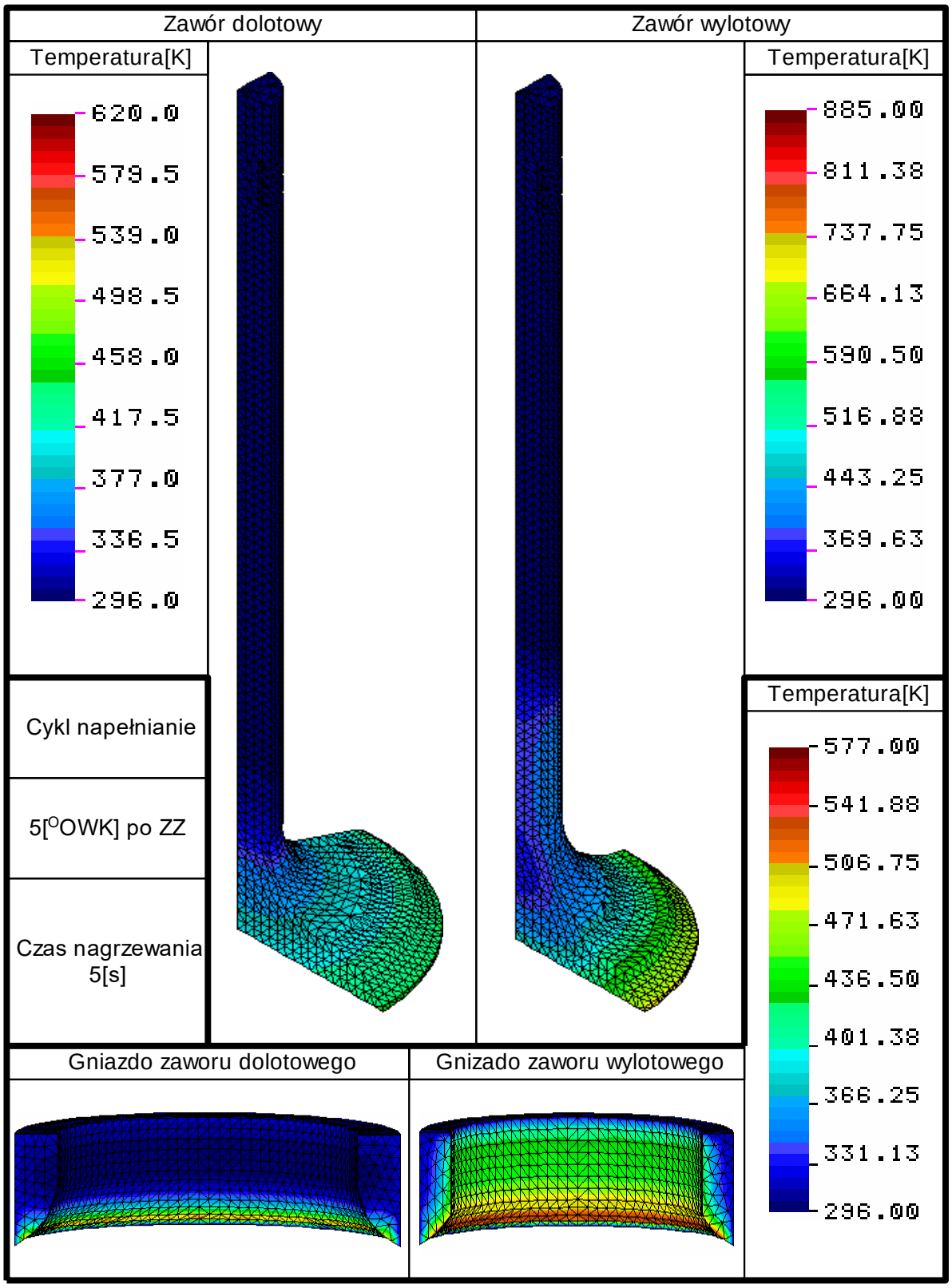
7.2. Wyniki obliczeń

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych uzyskano rozkład pół temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym o bezpośrednim wtrysku paliwa (rozdział 5.1). Do przeprowadzenia obliczeń niezbędne było określenie źródła ciepła (rozdział 6), które charakteryzuje przebieg zmian temperatury czynnika roboczego oraz współczynników opisujących warunki wymiany ciepła w komorze spalania, jak również na poszczególnych powierzchniach analizowanych elementów silnika. W celu wykonania obliczeń numerycznych konieczne były również informacje zawierające parametry konstrukcyjne silnika, a także pomiary laboratoryjne wielkości opisujących stan jego pracy (rozdział 5). Obliczenia wykonano dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69 z dokładnością 0,5[^{o}OWK], a wiec z taką samą dokładnością, jak wyznaczono przebieg zmian temperatury ładunku w cylindrze silnika. Modelowanie rozkładów pół temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych zostało przeprowadzone od momentu uruchomienia silnika do czasu kiedy rozkład ten ulegał nie wielkim zmianom. Dla zobrazowania dynamiki procesu nagrzewania się zaworów i gniazd zaworowych, wyniki obliczeń pól temperatury w odstępach 5–cio sekundowych przedstawiono na rysunkach 35÷37, przy czym pozostałe wyniki rozkładu pól temperatury zamieszczono w załączniku nr 1. Niniejsze wyniki rejestrowano dla położenia tłoka odpowiadającego 5[^{o}OWK] po zwrocie zewnętrznym w cyklu pracy silnika napełnianie. Na podstawie tych wyników obliczeń stwierdzono, że:

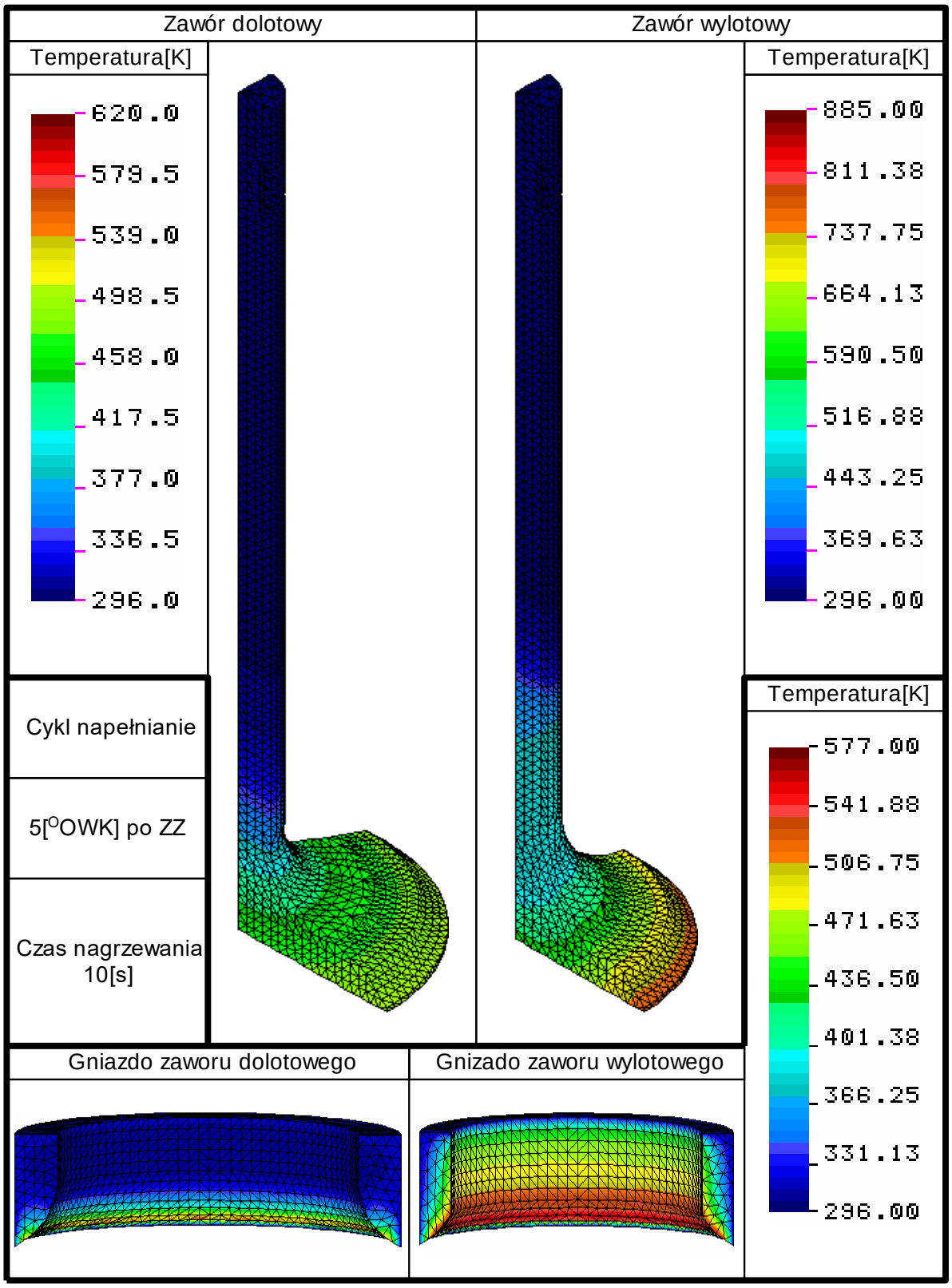
- maksymalna temperatura dla zaworu dolotowego wyniosła około 620[K] i występowała w części środkowej talerzyka zaworu, natomiast dla zaworu wylotowego wyniosła 885[K], a miejsce jej występowania znajdowało się również w środkowej części talerzyka;
- przepływ ciepła w zaworze dolotowym oraz wylotowym następował w kierunku od krawędzi talerzyka zaworu do trzonka zaworowego i przylgni zaworowej;
- maksymalna temperatura gniazda zaworu dolotowego osiągnęła wartość około 510[K], natomiast w przypadku gniazda zaworu wylotowego około 577[K] i temperatury te występowały na powierzchni przylgni gniazd;
- przepływ ciepła w gniazdach zaworowych odbywał się w kierunku od krawędzi przylgni zaworowej do powierzchni osadzenia gniazd w głowicy silnika.



Rys. 35. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

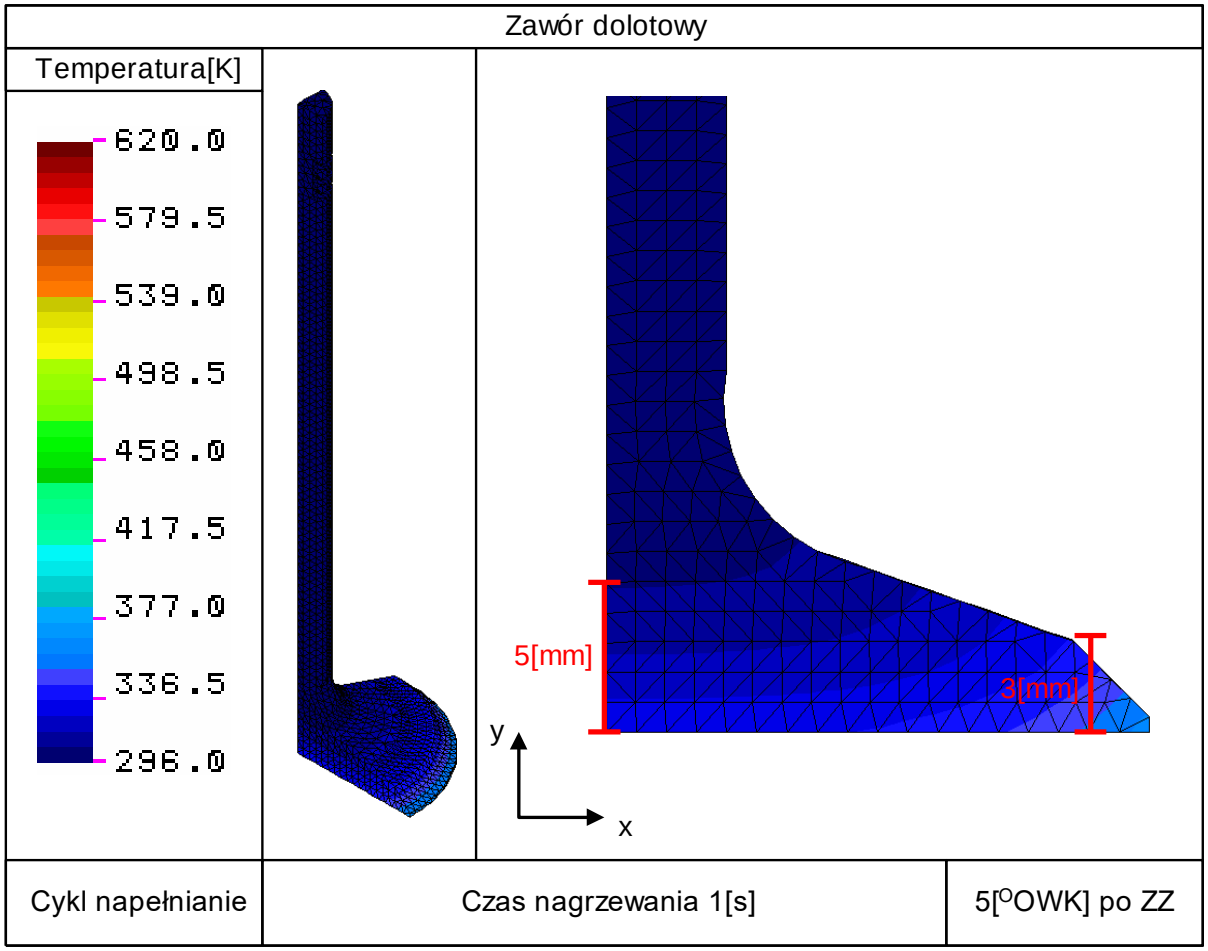


Rys. 36. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



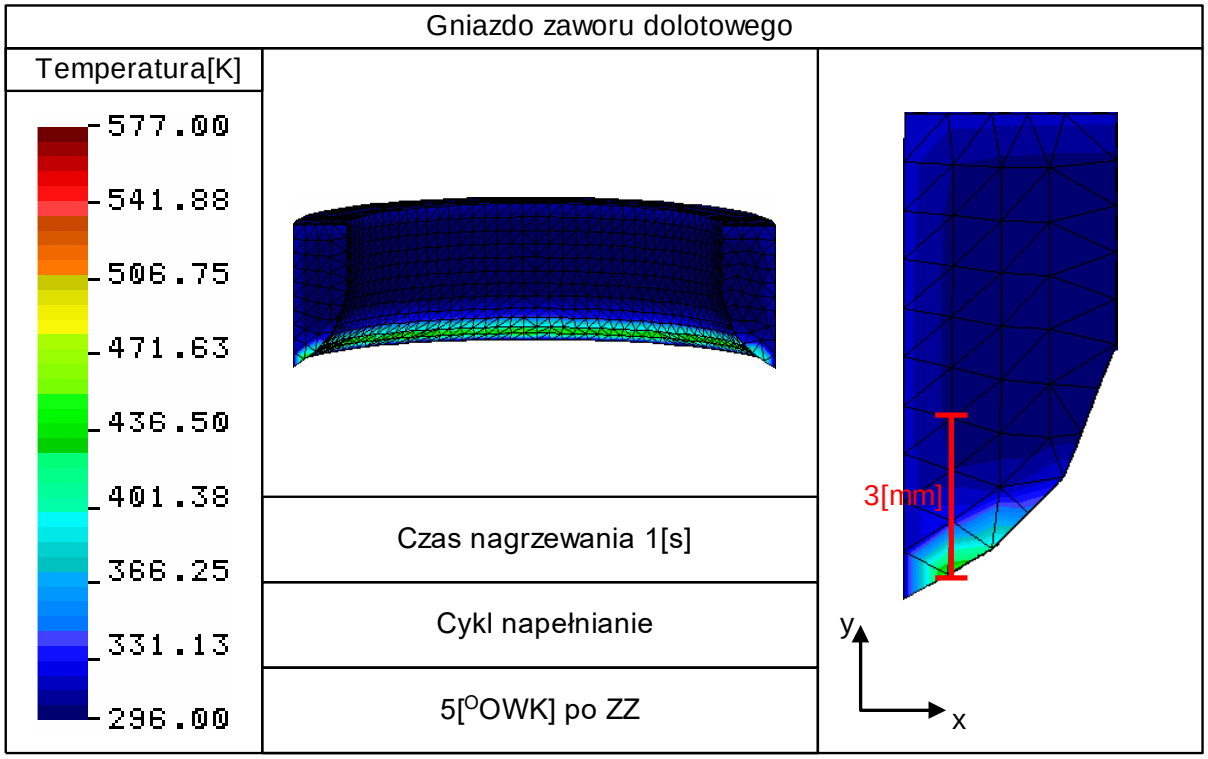
Rys. 37. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

Uzyskane wyniki obliczeń symulacyjnych rozkładów pól temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych za pomocą zaproponowanej w pracy metody obliczeń, umożliwiają projektantowi wyznaczenie gradientów temperatury w tych elementach dla dowolnej chwili czasu pracy silnika. Przykład wyznaczenia gradientów temperatury dla zaworu dolotowego oraz jego gniazda w kierunku osi y w pierwszej sekundzie pracy silnika przedstawiono na rys. 38÷39.



Rys. 38. Gradienty temperatury w przekroju talerzyka zaworu dolotowego wyznaczone w części środkowej talerzyka wzdłuż osi trzonka zaworowego oraz w miejscu przylgni zaworowej dla pierwszej sekundy pracy silnika

Maksymalna wartość gradientu temperatury dla zaworu dolotowego w środkowej części talerzyka wzdłuż osi trzonka zaworowego wyniosła średnio około 8[K/mm]. Natomiast wzdłuż tej samej osi w miejscu występowania przylgni zaworowej średnio około 13[K/mm]. Zatem na podstawie przeprowadzonej analizy obciążeń cieplnych w oparciu o wyniki rozkładu pól temperatury zaworu dolotowego w czasie 1 sekundy pracy silnika można stwierdzić, że największa wartość gradientu temperatury występuje w miejscu przylgni zaworowej.

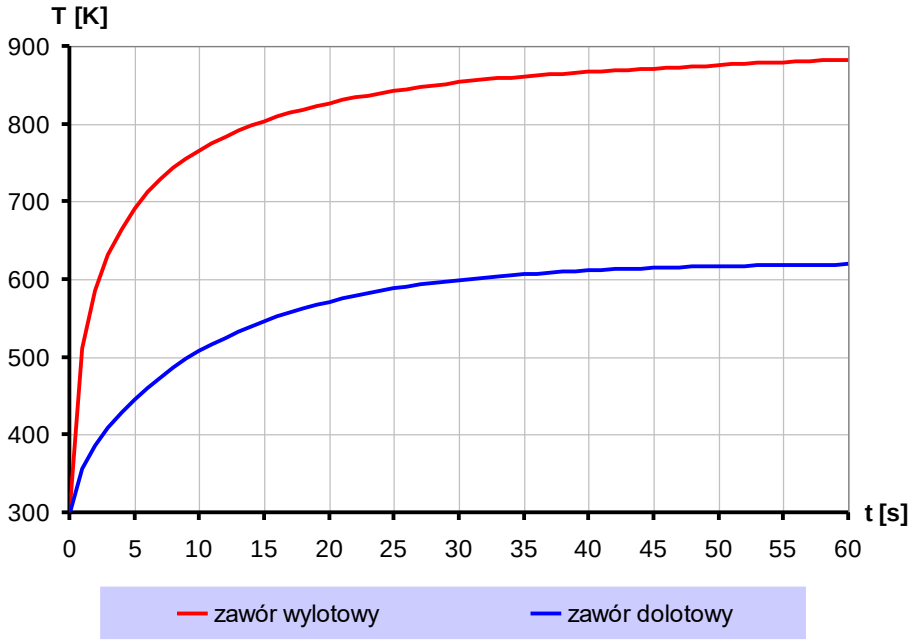


Rys. 39. Gradient temperatury w przekroju gniazda zaworu dolotowego wyznaczony wzdłuż osi y w miejscu przylgni gniazda zaworowego dla pierwszej sekundy pracy silnika

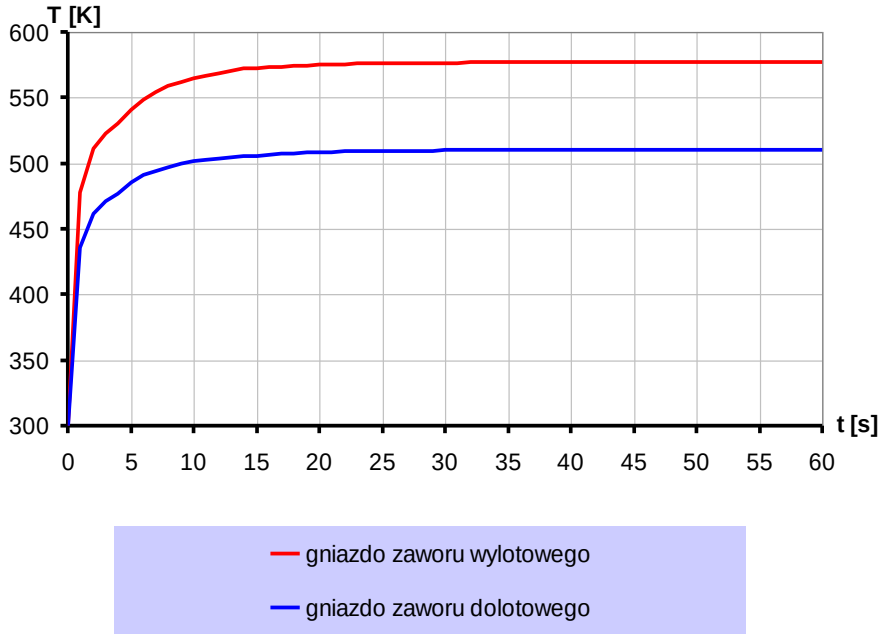
Na podstawie przeprowadzonej analizy rozkładu pól temperatury w gnieździe zaworu dolotowego stwierdzono, że maksymalna wartość gradientu temperatury wzdłuż osi y występuje w miejscu przylgni gniazda. Wartość ta wynosi średnio około 48[K/mm].

W oparciu o powyższe wyników można stwierdzić, że w złożeniu zawór dolotowy – gniazdo zaworu dolotowego w czasie 1 sekundy pracy silnika najbardziej obciążona cieplnie częścią współpracujących ze sobą elementów jest przylgnia gniazda zaworowego.

Zaproponowana metoda obliczeń symulacyjnych umożliwia także, przeprowadzenie analiz przebiegu zmian temperatur, jak również szybkości jej zmian w funkcji czasu na poszczególnych powierzchniach rozpatrywanych elementów. Przebieg zmiany temperatury maksymalnej w zaworach oraz gniazdach zaworowych przedstawiono na rysunkach 40 oraz 41, natomiast przebiegi zmian temperatur średnich dla tych elementów zamieszczono w załączniku 2. Przebieg szybkość zmian temperatury maksymalnej przedstawiono z kolei na rysunkach 42 i 43.



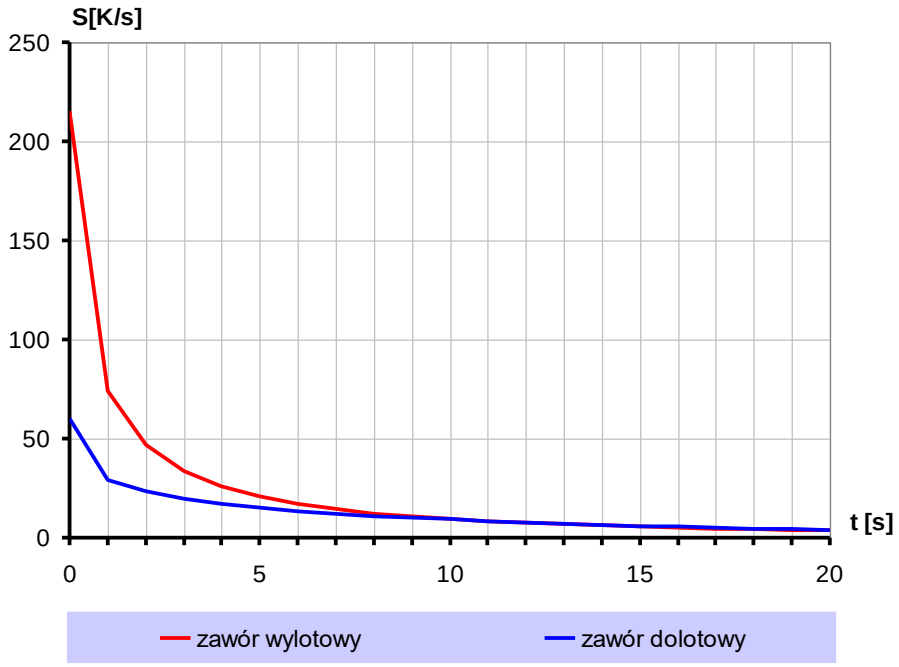
Rys. 40. Przebieg zmian temperatury maksymalnej zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



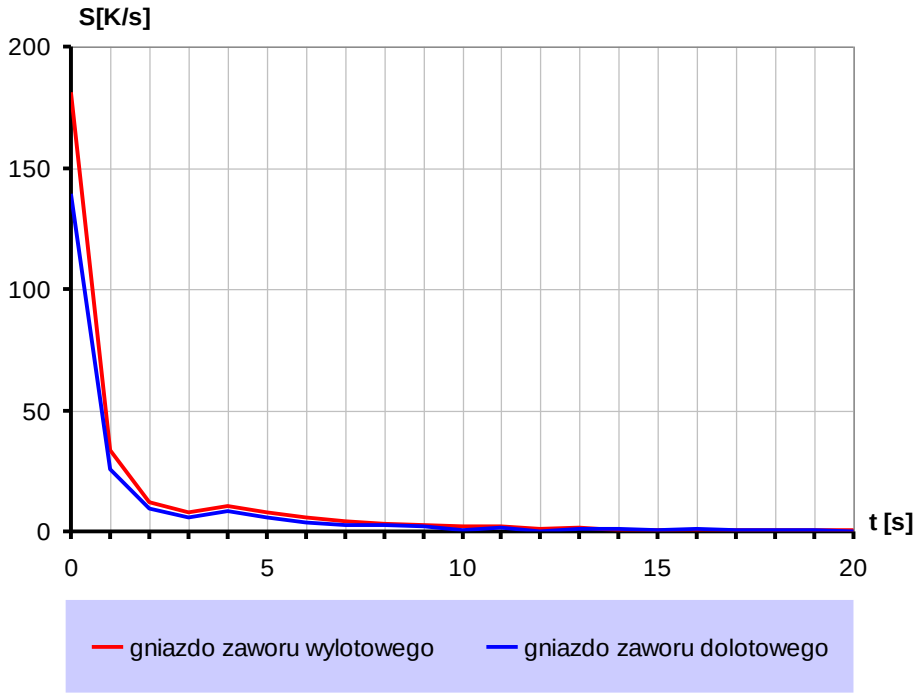
Rys. 41. Przebieg zmian temperatury maksymalnej gniazda zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

Otrzymane podczas modelowania matematycznego wyniki wskazują, że szybkość nagrzewania się zaworów oraz gniazd zaworowych jest największa dla pierwszych 5 sekund pracy silnika. W tym przedziale czasu średnia szybkość przyrostu maksymalnej temperatury dla zaworu dolotowego wyniosła około 30[K/s], a dla

zaworu wylotowego około 78[K/s]. W przypadku gniazd zaworowych wartości te przedstawiają się następująco: w przypadku gniazda zaworu dolotowego 38[K/s], gniazda zaworu wylotowego 47[K/s].



Rys. 42. Szybkość zmian temperatury maksymalnej w zaworze dolotowym i wylotowym dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



Rys. 43. Szybkość zmian temperatury maksymalnej w gnieździe zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

ROZDZIAŁ VIII

Wnioski

- Modelowanie obciążeń cieplnych zaworów oraz gniazd zaworowych silnika wymaga znajomości ich cech konstrukcyjnych oraz materiałowych. Informacje te są niezbędne przy budowie modeli geometrycznych elementów silnika, jak również konieczne do określenia własności fizycznych materiałów przyjętych do obliczeń. Niezbędne informacje stanowi również znajomość bilansów cieplnych dla tych elementów silnika, co pozwala na prawidłowe określenia warunków wymiany ciepła na powierzchniach zaworów i gniazd zaworowych.

- Na podstawie wyników przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych stwierdzono, że zastosowanie dwustrefowego modelu procesu spalania, modeli pozostałych przemian parametrów termicznych w cylindrze silnika wysokoprężnego oraz zmiennych w czasie warunków wymiany ciepła, pozwala na sformułowanie zagadnienia początkowo–brzegowego umożliwiającego analizę obciążeń cieplnych złożenia gniazdo–zawór w stanach nieustalonego przepływu ciepła, co potwierdza założoną w pracy tezę.

- Uzyskane wyniki obliczeń symulacyjnych potwierdzają, że zaproponowana metoda określania obciążeń cieplnych umożliwia wyznaczanie czasowo–przestrzennych rozkładów temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych doładowanego silnika wysokoprężnego, co pozwoliło na osiągnięcie założonego celu pracy. Występuje jednak trudność w bezpośredniej weryfikacji otrzymanych wyników obliczeń, ponieważ do tej pory nie odnaleziono w literaturze analizy obciążeń cieplnych od momentu „zimnego rozruchu" silnika do ustalonej jego temperatury pracy lub dostępne informacje są znikome.

- Dalsze badania powinny koncentrować się na weryfikacji współczynników wymiany ciepła oraz na podjęciu próby doświadczalnego określenia rozkładu temperatury w rozpatrywanych elementach dla stanu nieustalonego, co pozwoliłoby na dokładną weryfikację zastosowanej metody obliczeń, jako narzędzia do wspomagania projektowania silników z zapłonem samoczynnym.

LITERATURA

1. Sładkowski A.: Accuracy analysis of the solution of spatial contact problem by means of FEM, Journal Mechanics, No. 3(53), 2005.

2. Sładkowski A, Opasiak T.: FEM model of flexible coupling ASR type, Problemy Transportu, Tom 2, Zeszyt 3, Gliwice 2007, s.109–114.

3. Kwaśniowski S., Sroka Z., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.

4. Jaskólski J., Budzik G.: Stacjonarny przepływ ciepła w tłoku silnika spalinowego, Politechnika Krakowska, Kraków 2003.

5. Gardyński L., Weroński A.: Analiza wpływu obciążenia cieplnego na pękanie elementów komory spalania w doładowanym silniku ZS, KONES 1996.

6. Staniszewski B.: Wymiana ciepła. Podstawy teoretyczne, PWN, Warszawa 1980.

7. Sygniewicz J., Leyko J., Wajand J. A.: Zwiększenie sprawności mechanicznej silników spalinowych przez optymalizację współpracy zespołu tłok – cylinder – pierścienie tłokowe. Model uszczelnienia tłoka, Opracowanie 1-136-86, Politechnika Łódzka, Łódź 1986.

8. Hejwowski T., Dębski H.: Wpływ bariery cieplnej na rozkład temperatur i naprężeń w silniku ZS, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.16, No. 4, 2009, p. 147–154.

9. Jaskólski J., Budzik G.: Wpływ czynników eksploatacyjnych na obciążenia cieplne tłoka w silniku wysokoprężnym, Czasopismo Techniczne 5M/1998, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998.

10. Lebedevas S., Lebedeva G., Sławiński Z.: The metod of simultaneous parametric analysis of the In-cylinder processes and thermal load on diesel piston units, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.16, No. 4, 2009, p. 247–256.

11. Agarwal A. K. Varghese M. B.: Numerical investigations of piston cooling using oil jet in heavy duty diesel engines, Int. J. Engine Res. Vol. 7. JER01804 © IMechE 2006, 22 February 2006.

12. Kavtaradze R. Z.: Local heat exchange in piston engines, Moscow State, N.E.Bauman Technical University, Moscow 2001, p 592.

13. Tahar Abbes M., Maspeyrot P., Bounif A., Frene J.: A thermomechanical model of a direct injection diesel engine piston, The MS was received on 23 June 2003 and was accepted after revision for publication on 23 October 2003.

14. Nagórski Z.: Wpływ obciążenia silnika na stan cieplny zaworów wylotowych podczas "zimmnego rozruchu", Zeszyty Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej, z. 3/58, Warszawa 2005, s. 113-123.

15. Nagórski Z.: Gradienty temperatury w zaworach wylotowych podczas symulacji „zimnego" rozruchu silnika spalinowego, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.13, No. 3, 2006, p. 233–244.

16. Jaskólski J.: Zagadnienia optymalizacji obciążeń cieplnych tłoków silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2001.

17. Jaskólski J., Budzik G.: Przegląd zastosowań metody elementów skończonych do wyznaczania pól temperatury w tłoku, Czasopismo Techniczne 2M/1999, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1999.

18. Stütz W., Kratochwill H.: Zylinderkopf – entwicklung mit numerischen Methoden, MTZ nr 5, 1993, str. 248–256.

19. Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972.

20. Serdecki W.: Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.

21. Kozaczewski W.: Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.

22. Mahle Technische informationen, Kolben Zylinder Druckguss Kompressoren, Folge 10, Juli 1971.

23. Matzke W.: Projektowanie rozrządu silników trakcyjnych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1989.

24. Matzke W.: Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1974.

25. Kijewski J.: Silniki spalinowe. Wydawnictwo Szkolne Pedagogiczne, Warszawa 1978.

26. Ubysz A.: Współczesne silniki samochodowe, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.

27. Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe, Tom I, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983.

28. Wardziński F.: Samochodowe silniki spalinowe, Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1988.

29. Adamiec P., Dziubiński J.: Wybrane zagadnienia materiałów konstrukcyjnych i technologii wytwarzania pojazdów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.

30. Woźnica H.: Podstawy materiałoznawstwa, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.

31. Dobrzański L.A.: Metaloznastwo z podstawami nauki o materiałach, Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1998.

32. Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne procesów spalania w silnikach tłokowych, Auto -Technika Motoryzacyjna nr 3, 1991.

33. Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego, PWN, Warszawa 1990.

34. Bartels T., Mollenhauer K.: Simulation des Betriebsverhaltens von Otto-Gasmotoren. MTZ 1, 1994.

35. Bedran E.C., Beretta G.P.: General Thermodynamic Analysis for Engine Combustion Modeling, SAE Paper No. 850205.

36. Gustof P., Wilk K.: Model dwustrefowy w zastosowaniu do analizy procesu spalania w doładowanym silniku ZS, Międzynarodowa Konferencja Specjalistyczna Wystawa, Materiały konferencyjne, Ostrawa–Katowice 1997.

37. Müller H., Almstadt K.: Die Entflammungsphase im Ottomotor Bieeinflussung durch Restgasanteil Stromung, Temperatur und Dichte des Gemisches, MTZ 7/8,1985.

38. Maćkowski J., Wilk K.: Obliczanie temperatury czynnika roboczego w modelu dwustrefowym, Sympozjum MOTORCOMPUT '89, Jadwisin 1989.

39. Maćkowski J.: Symulacja procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym za pomocą modelu strefowego. ZN Pol. Śl., Transport nr 20, Gliwice 1992.

40. Maćkowski J., Wilk K.: Wykorzystanie dwustrefowego modelu procesu spalania do symulacji przebiegu chwilowych temperatur, KOS '90, Kraków 1990.

41. Maćkowski J., Wilk K., Jawidowicz P.: Sformułowanie quasi wymiarowego modelu procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym, KONES '89, Polanica 1989.

42. Maćkowski J., Wilk K.: Modelowanie procesu spalania w silniku ZI, Skrypt Pol. Śl., Gliwice 1991.

43. Prescher K.: Zwei-Zonen-Rechnenmodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation, ATZ 2, 1983.

44. Wannemacher H., Müller W.: Numerische Modelle zur Berechnung des Brennverlaufs in Vorkammer-Dieselmotoren, MTZ 6, 1986.

45. Watts P., Heywood J.B.: Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark–Ignition Engine Operation,SAE Paper No. 500259.

46. Maćkowski J., Wilk K., Jawidowicz P.: Zerowymiarowy dwustrefowy model procesu spalania uwzględniający przepływ ciepła od frontu płomienia do strefy niespalonej, ZN Pol. Śl., Transport nr 11, Gliwice 1991.

47. Maćkowski J., Wilk K.: Sposoby wyznaczania przyrostu temperatury mieszanki i spalin w dwustrefowym modelu procesu spalania, ZN Pol.Śl., Transport nr 17, Gliwice 1991.

48. Gustof P.: Analiza możliwości zastosowania modelu dwustrefowego do badania procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym, Praca doktorska, Gliwice 1998.

49. Gustof P., Wilk K.: Analiza możliwości zastosowania modelu dwustrefowego do badania procesu spalania na podstawie wykresu indykatorowego w doładowanym silniku ZS, Międzynarodowa Konferencja INTERKOMOT'98, Zakopane 1998.

50. Wiśniewski S.: Podstawy termodynamiki silników spalinowych, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 1963.

51. Gustof P., Stanik Z., Wilk K.: Wykorzystanie modelu dwustrefowego do analizy procesu spalania w silniku ZS, ZN Pol. Śl., Transport nr 28, Gliwice 1996.

52. Heywood J.B., Higgins J.M., Watts P.A.: Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO_x Emmisions, SAE Paper No 790291.

53. Maćkowski J., Wilk K.: Matematyczny model dysocjacji termicznej występującej w czasie spalania przebiegającego w silniku spalinowy,. ZN Pol. Śl., Transport nr 17, Gliwice 1991.

54. Maćkowski J., Wilk K.: Wpływ dysocjacji na przebieg chwilowych temperatur występujących podczas spalania paliwa, ZN Pol. Śl., Transport nr 17, Gliwice 1991.

55. Maćkowski J., Wilk K.: Wpływ składu chemicznego spalin na wyniki obliczeń temperatury procesu spalania w silniku ZI, Materiały Konferencyjne, KONMOT '94, Kraków – Raba Niżna 1994, str.: 217–226.

56. Brebia C. A.: Finie Element System – a handbook, Springer Verlag, 1985.

57. Rusiński E.: Metoda elementów skończonych. System Cosmos/M, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1994.

58. Eszold H.R.: Sam naprawiam samochód Audi 100, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Wydanie 3, Warszawa 2006.

59. Gustof P.: Influence of engine speed and course of injection fuel on values of average combustion temperature in cylinder turbo Diesel engine, Problemy Transportu, Tom 2, Zeszyt 3, Gliwice 2007, str.:5–10.

60. Gustof P.: Wyznaczanie przebiegu temperatury ładunku dla pełnego cyklu roboczego w cylindrze doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym, ZN Pol. Śl., Transport z.43, Gliwice 2001.

61. Leśniak W.: Wysokoprężne silniki samochodowe, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.

62. Szargut J.: Termodynamika, PWN, Poznań 1985.

63. Gustof P., Wilk K.: Wykorzystanie modelu dwustrefowego do wyznaczania średniej temperatury ładunku w doładowanym silniku ZS, ZN Pol. Śl., Transport z.29, Gliwice 1997.

64. Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984.

65. Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1980.

66. Bernhard M., Dobrzański S., Loth E.: Silniki spalinowe, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1988.

67. Juva A.: On the development of methods for estimating thermal loading in high speed Diesel engines, Acta Polytechnica Scandinavica, Helsinki 1985.

68. Orłoś Z.: Naprężenia cieplne, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1991.

69. Sitkei G.: Heat Transfer and thermal loading in internal combustion engines, Akademia Kiado, Budapeszt 1974.

70. Woschni G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor, MTZ, 1965 nr 4.

71. Praca zbiorowa. Charakterystyki stali. Stale konstrukcyjne stopowe, stale do ulepszania cieplnego, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1975.

72. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1988.

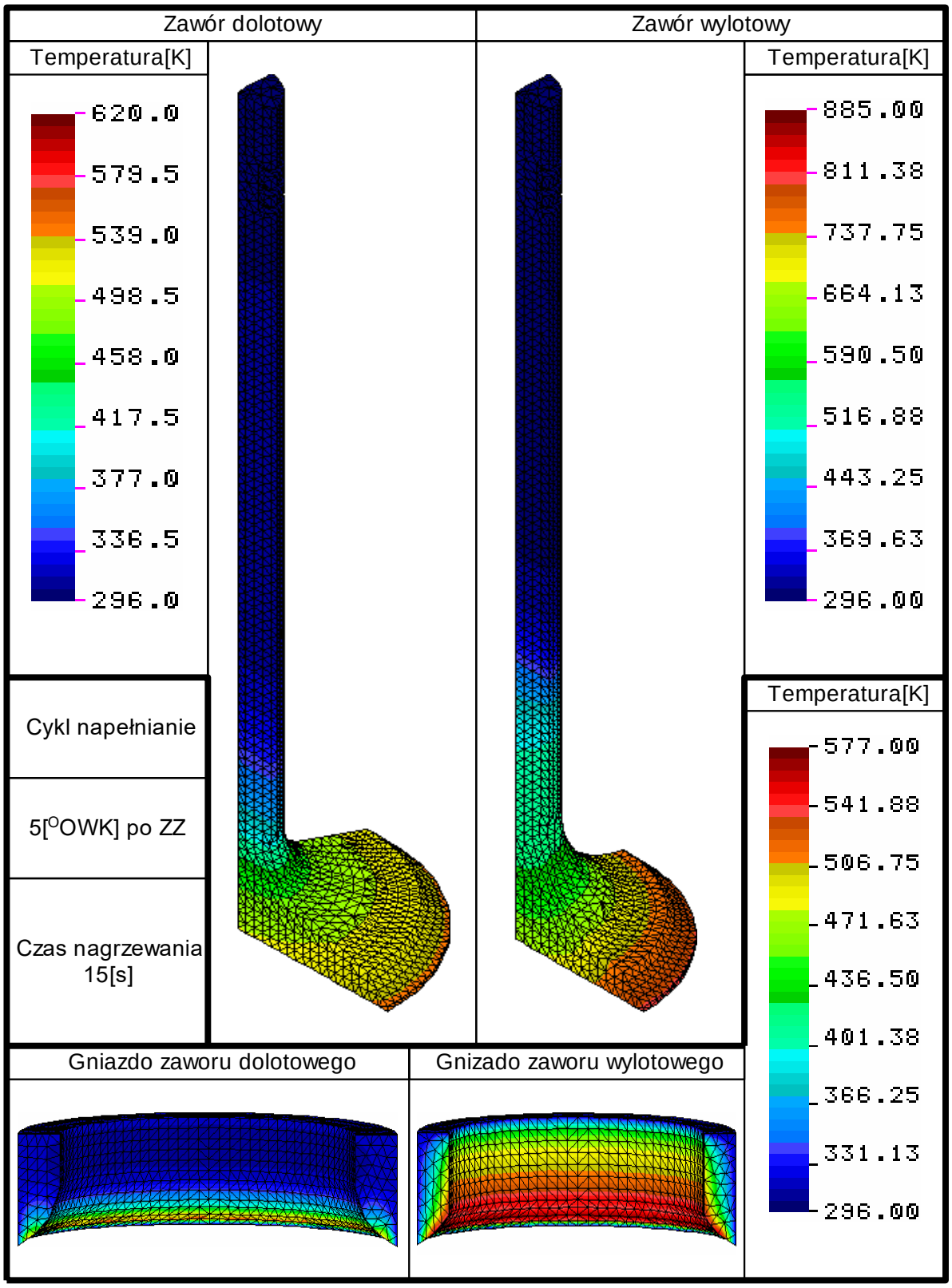
73. Hornik A., Gustof P.: Wpływ prędkości obrotowej na wartość i rozkład temperatury w zaworze dolotowym i wylotowym doładowanego silnika ZS, Materiały Konferencyjne, KONMOT-AUTOPROGRES, Rynia k/Wraszawy 2006.

74. Hornik A., Gustof P.: Wpływ obciążenia na wartość i rozkład temperatury w gniazdach zaworowych doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym, Problemy Transportu, Tom 4, Zeszyt 2, Gliwice 2009, s. 37–42.

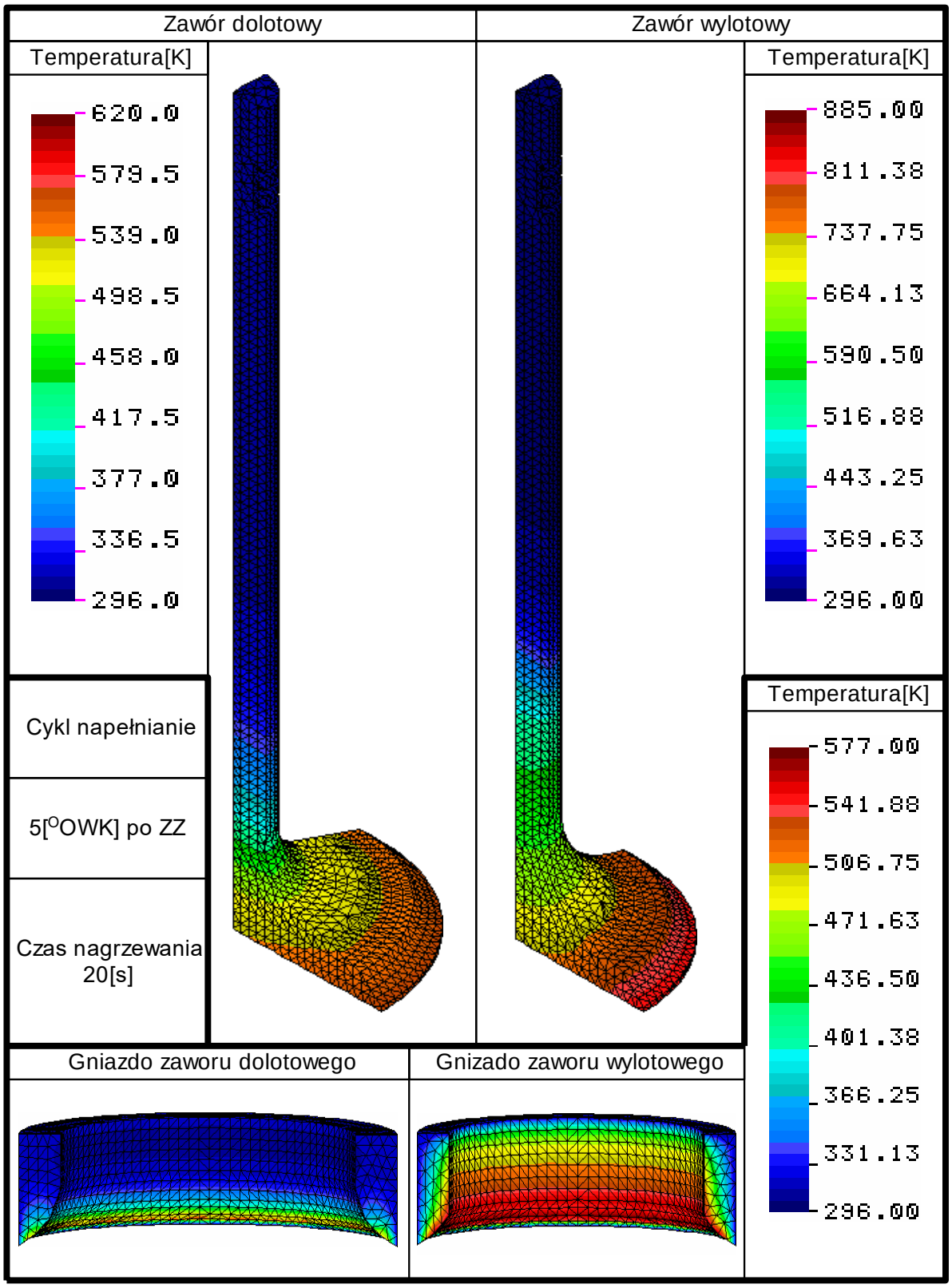
75. Hornik A., Gustof P.: „Modelling of the heat loads of the valves in turbo Diesel engine and the accuracy of calculations”; Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Volume 23, Issue 2, August 2007, str.: 59–62.

76. Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych, Silniki spalinowe, 4/1987.

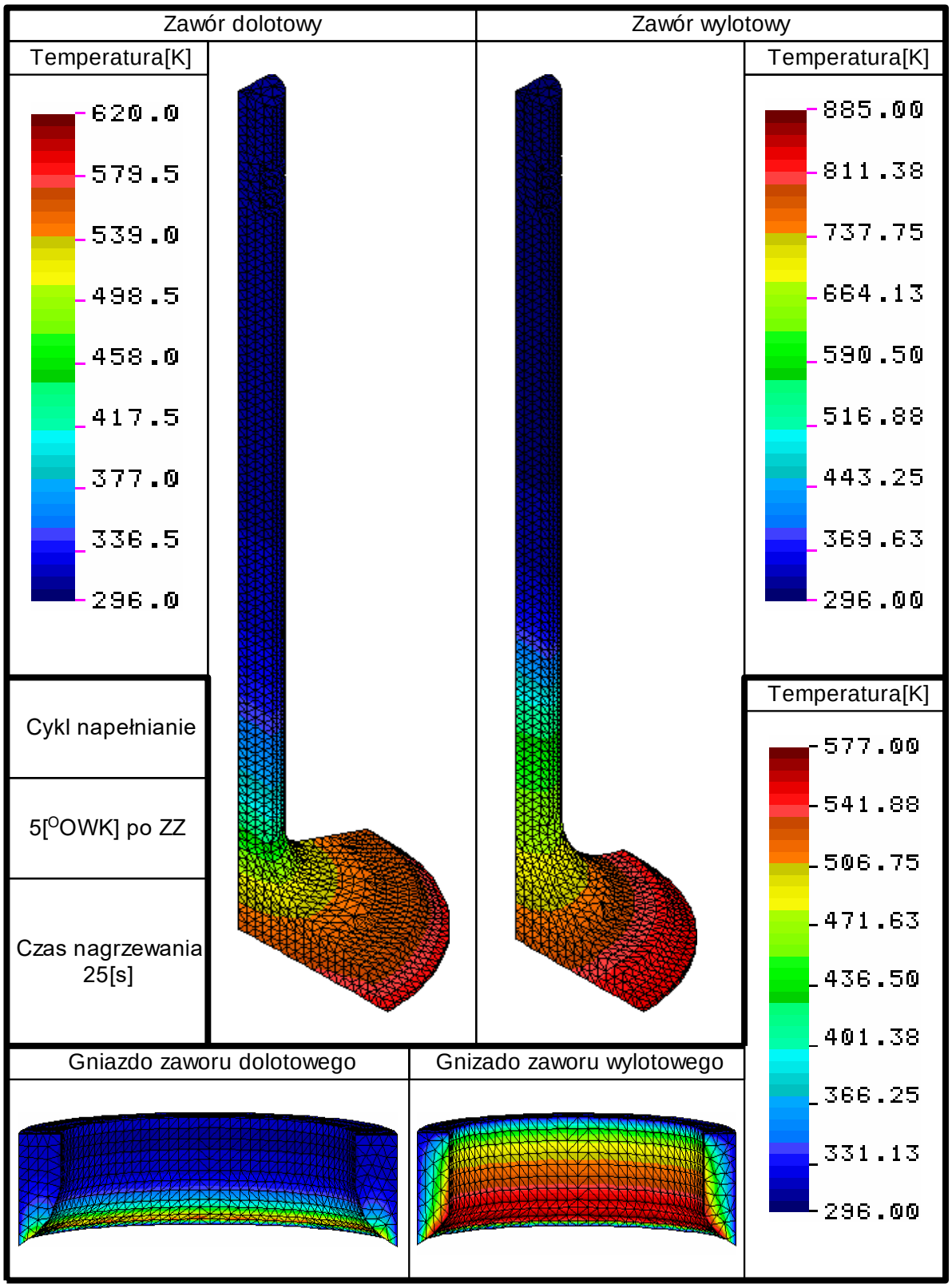
ZAŁĄCZNIK 1



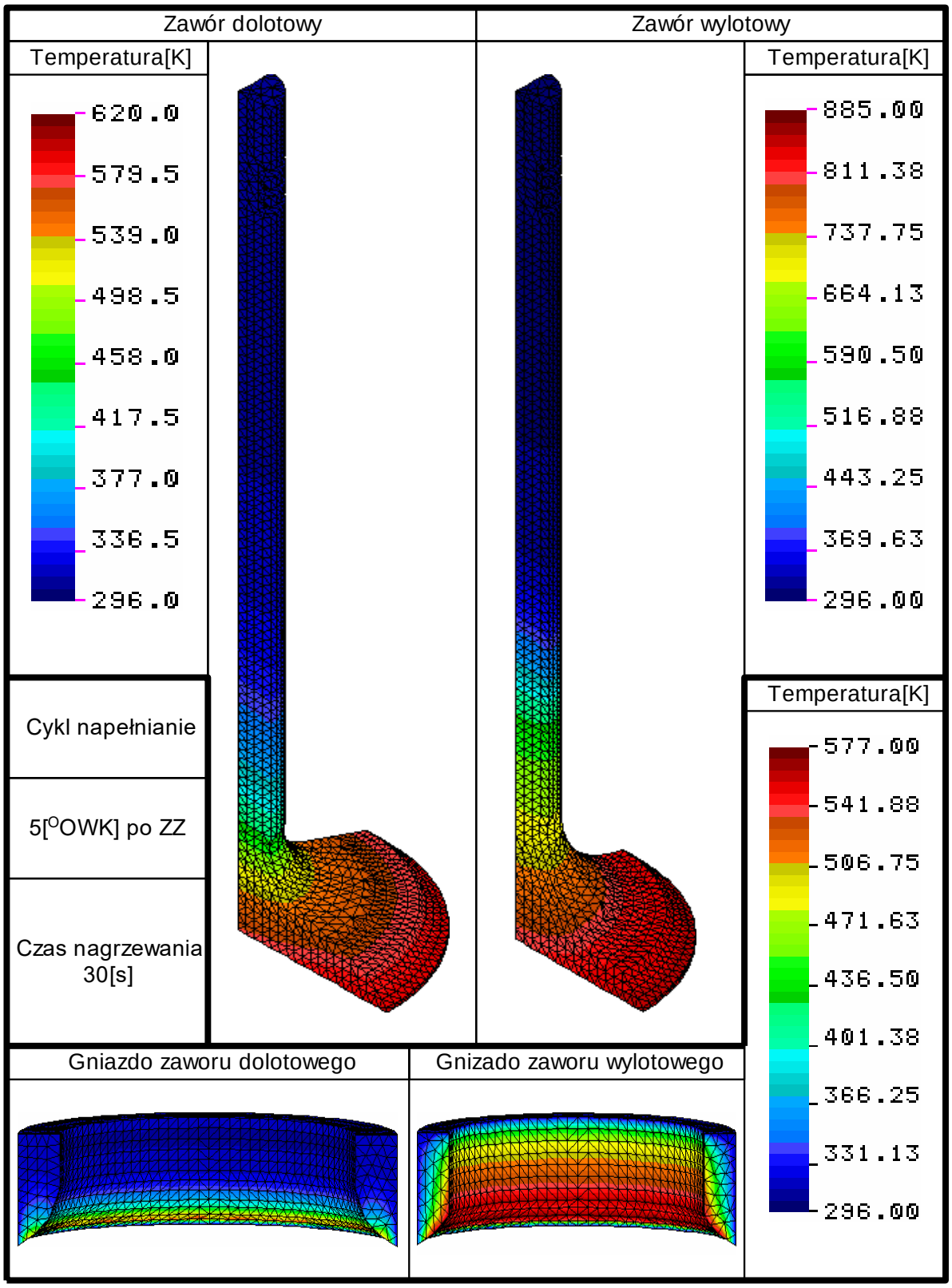
Rys. 44. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



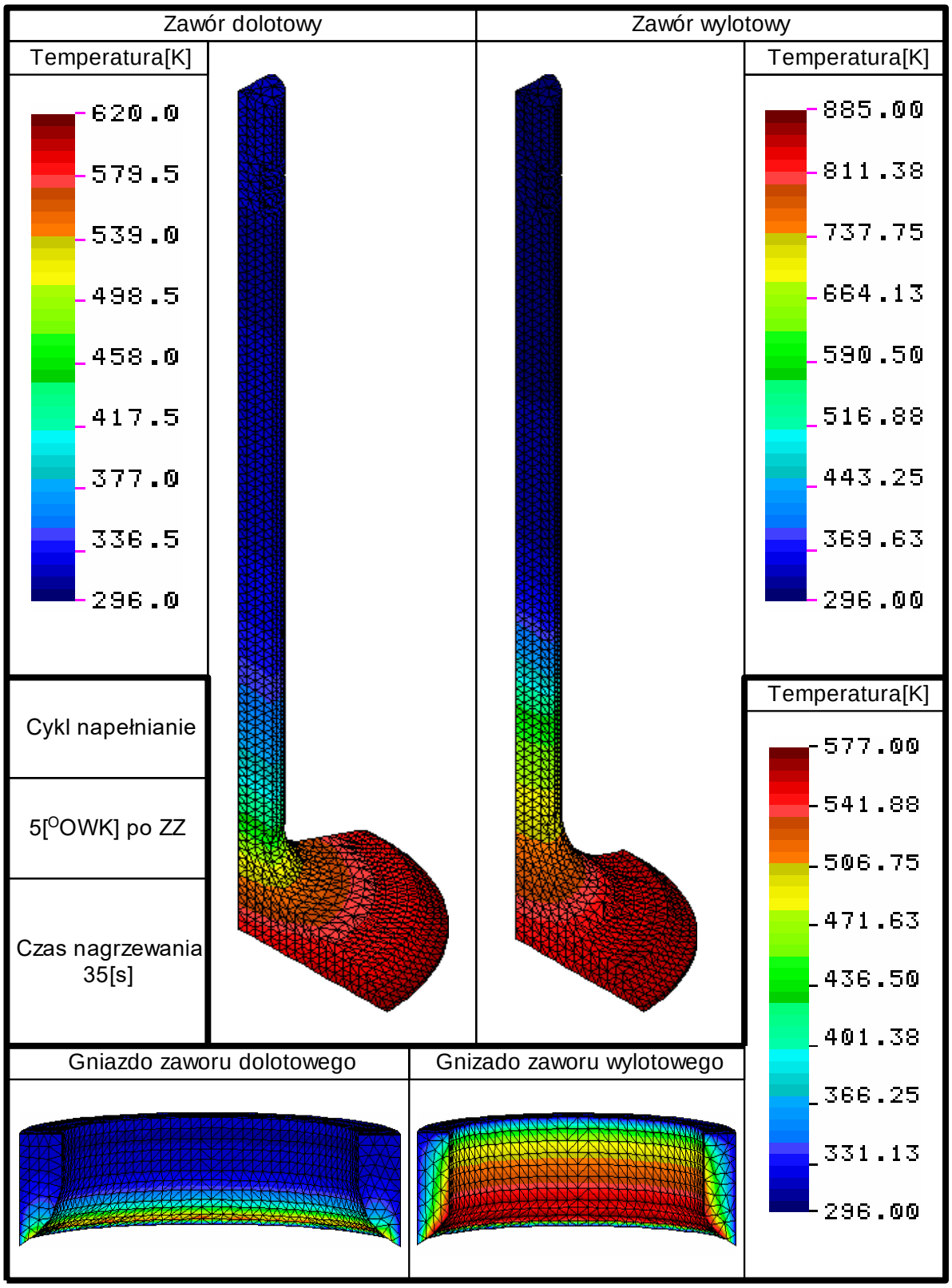
Rys. 45. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



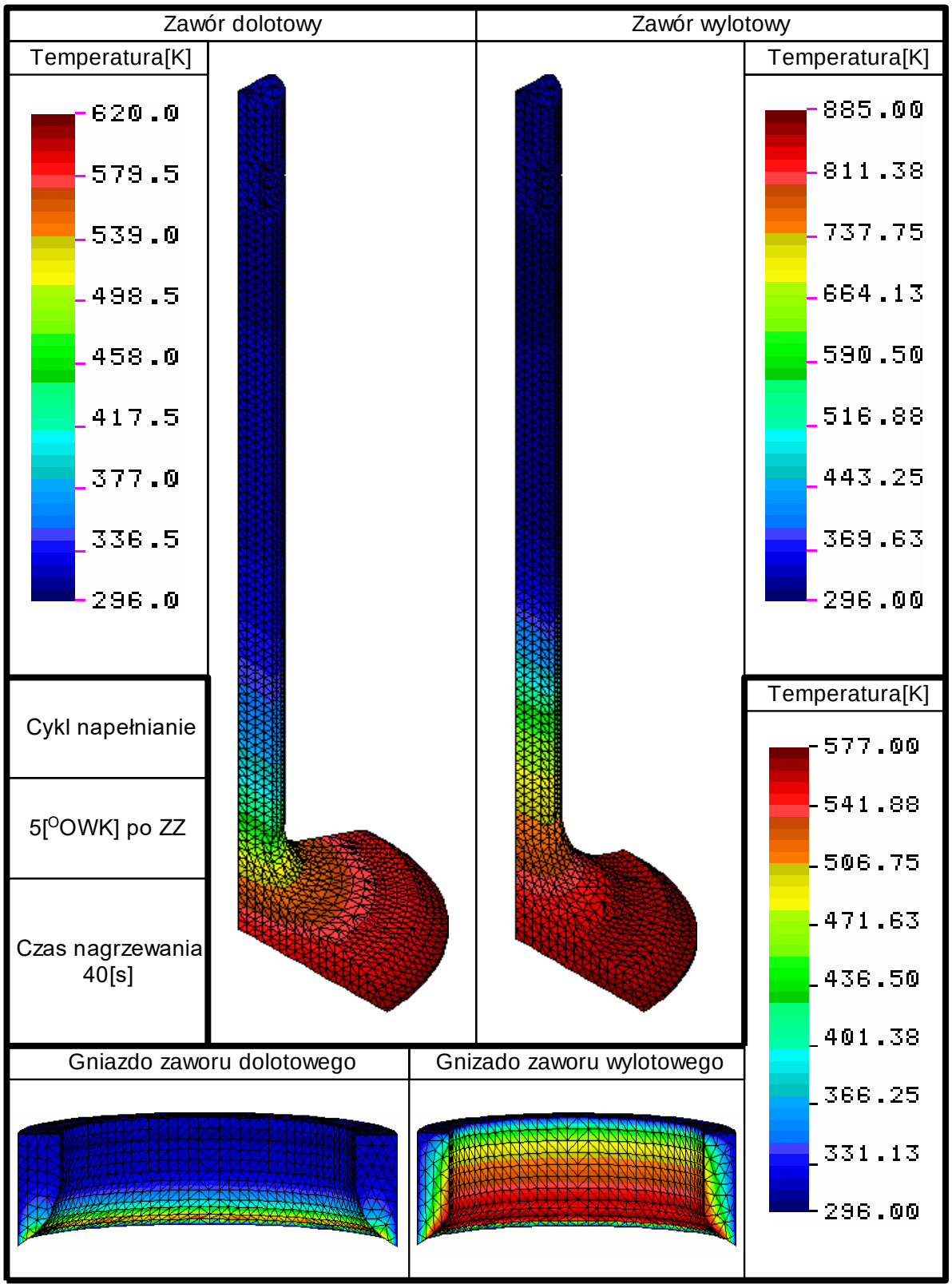
Rys. 46. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



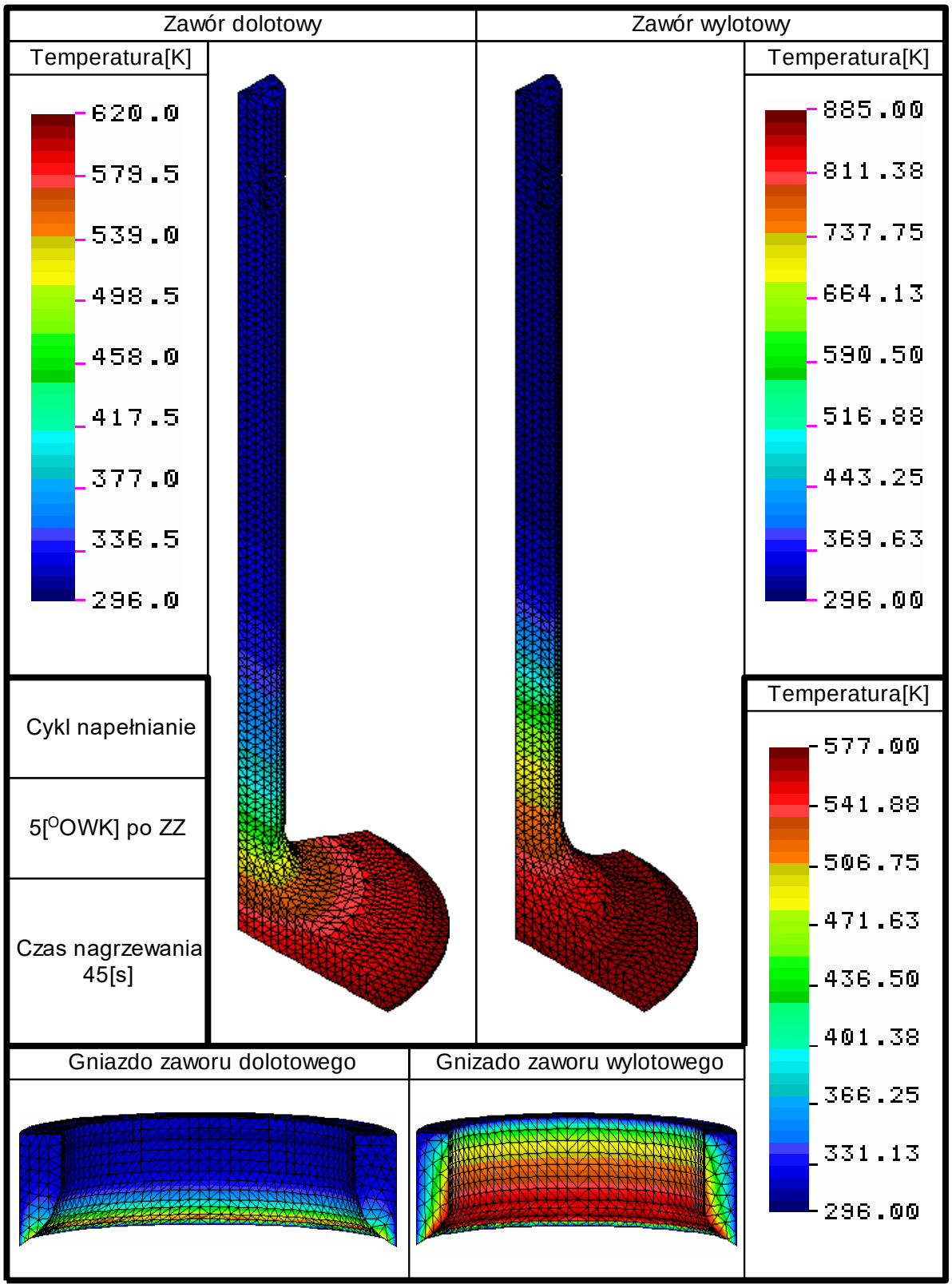
Rys. 47. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



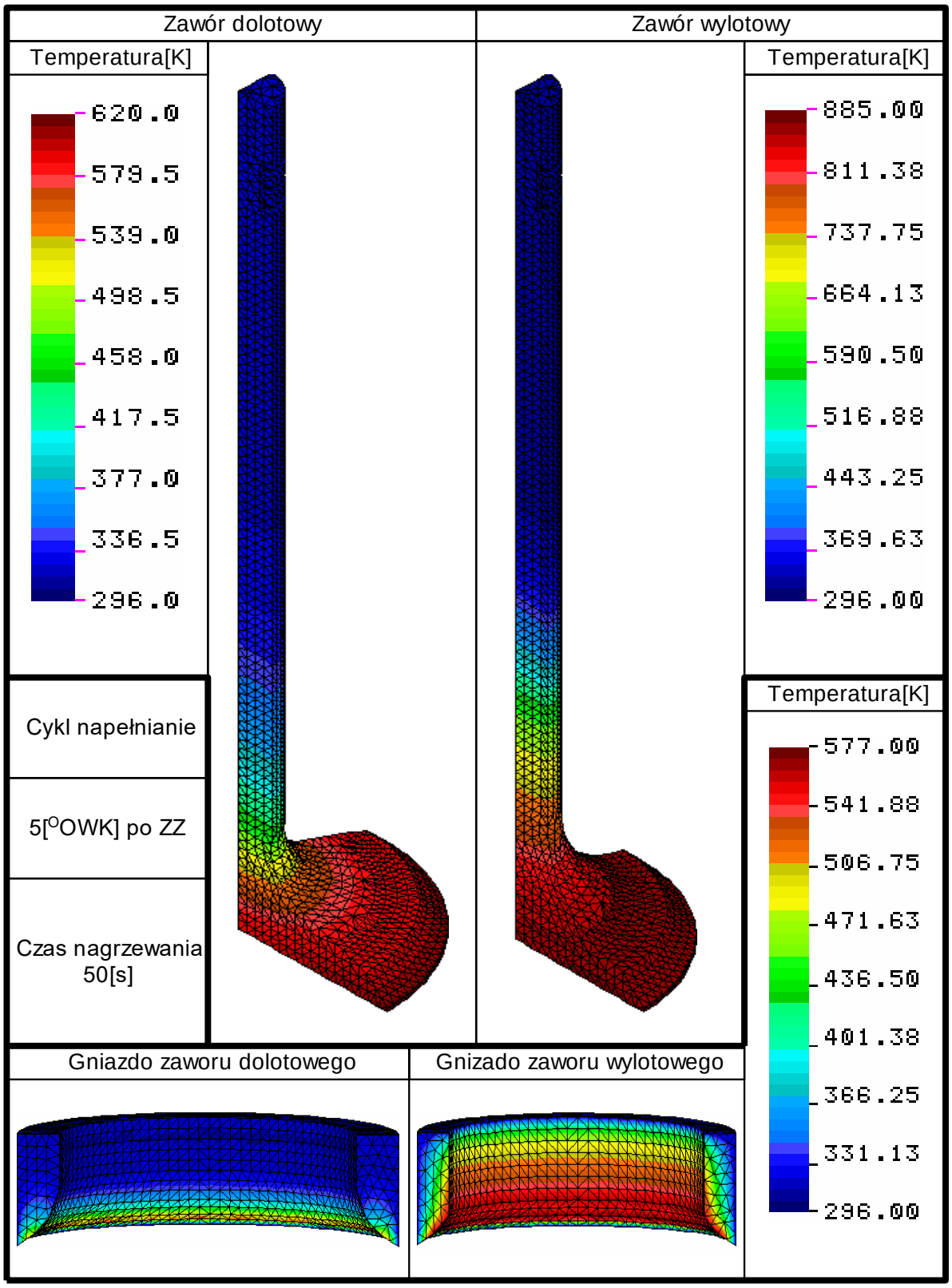
Rys. 48. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



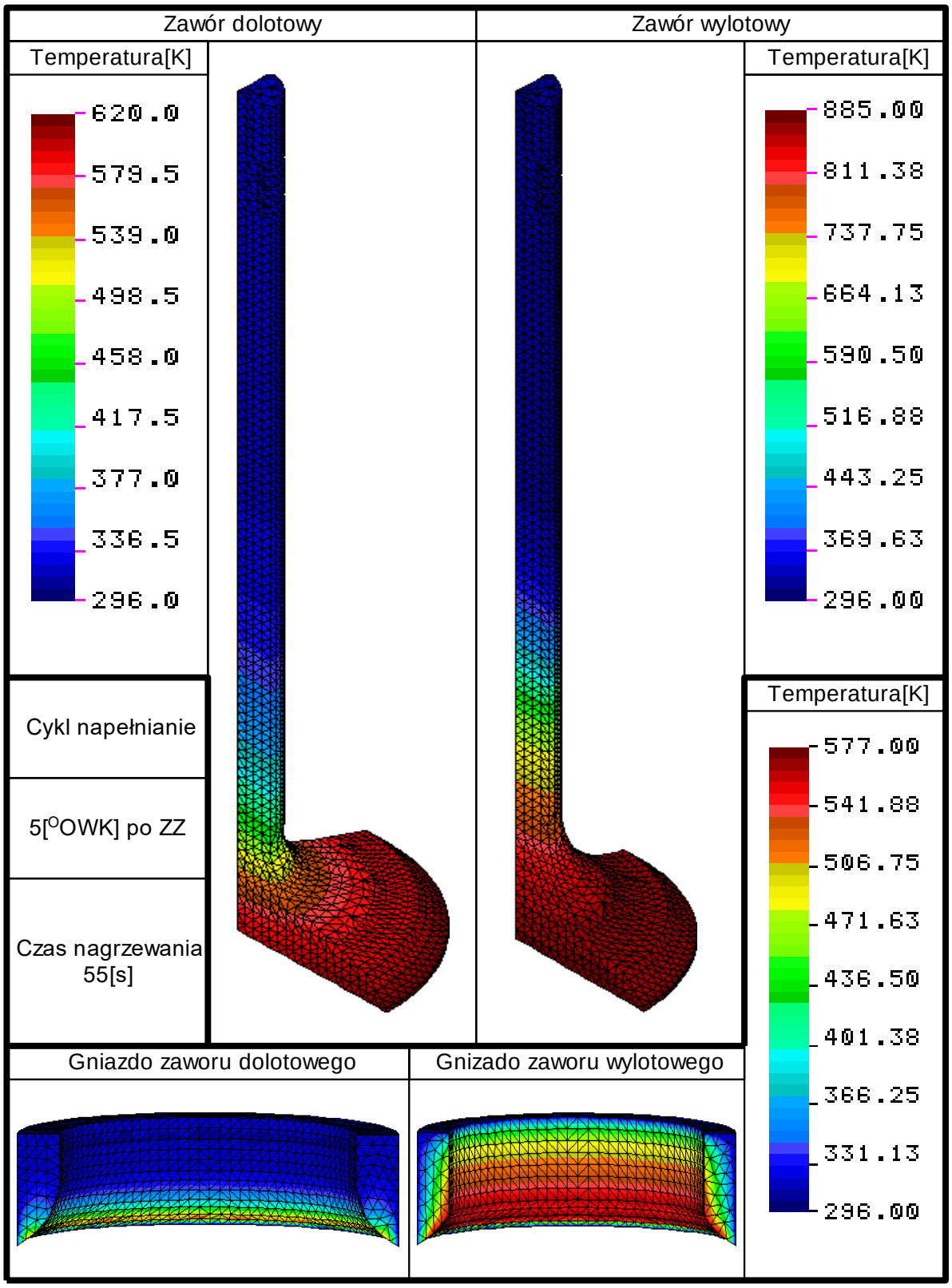
Rys. 49. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



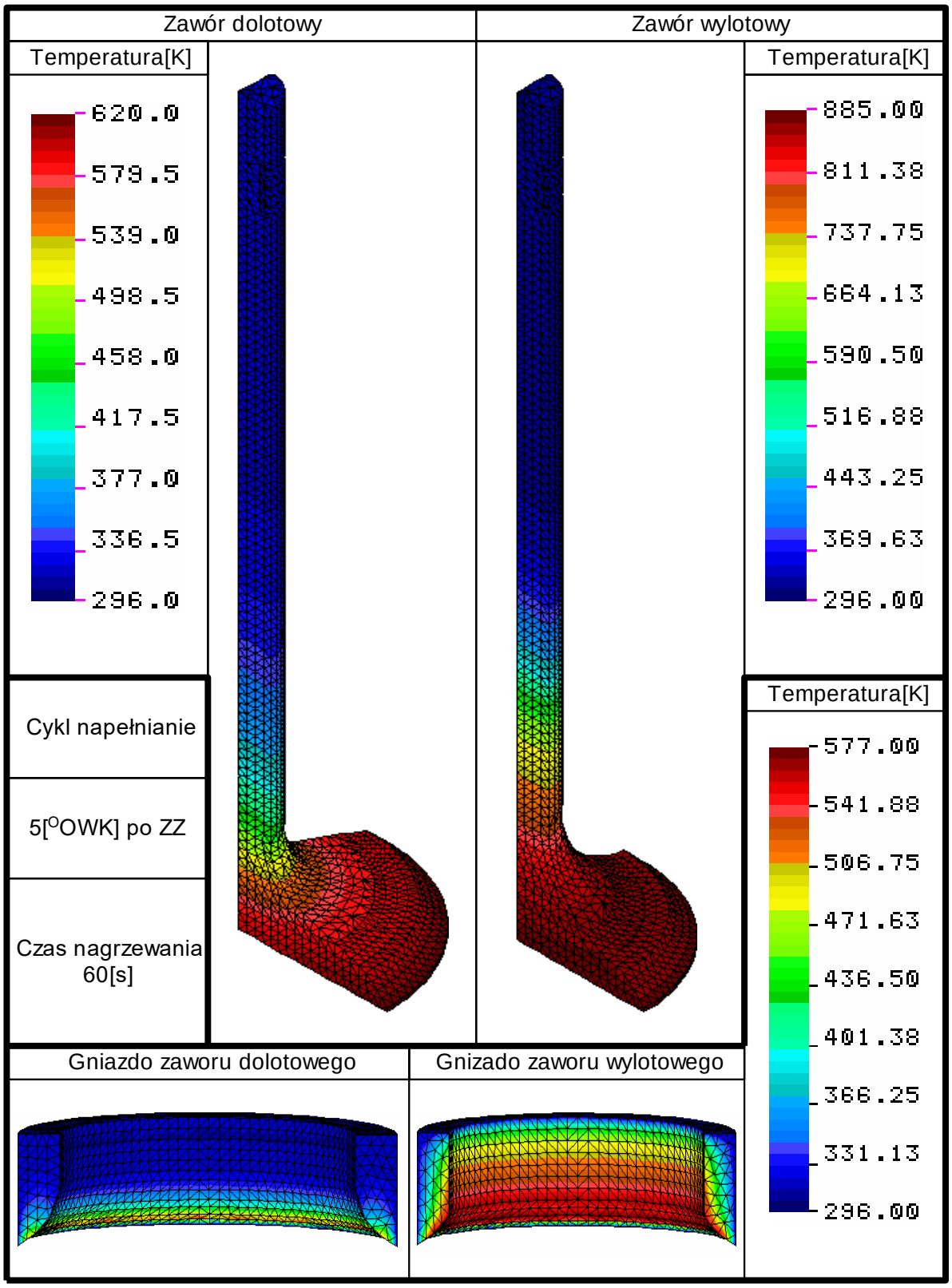
Rys. 50. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



Rys. 51. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

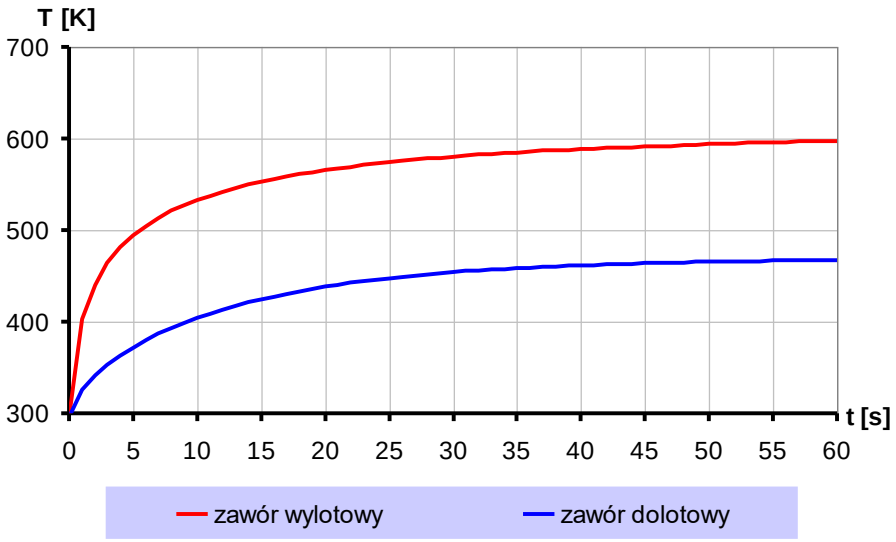


Rys. 52. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

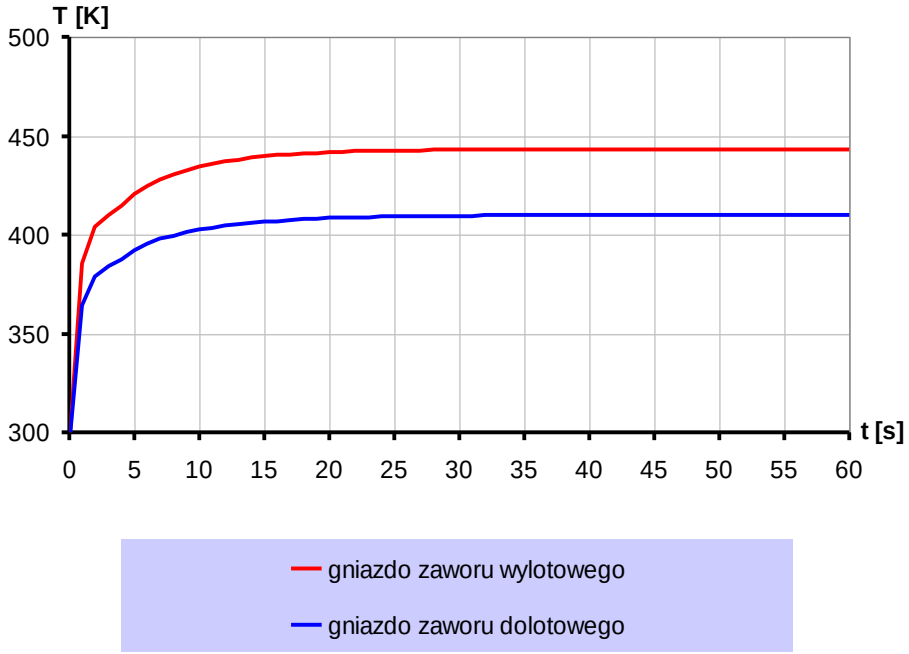


Rys. 53. Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

ZAŁĄCZNIK 2



Rys. 54. Przebieg zmian temperatury średniej zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69



Rys. 55. Przebieg zmian temperatury maksymalnej gniazda zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

ZAŁĄCZNIK 3 - SPIS RYSUNKÓW

Numer rysunku	Tytuł
1	Pola temperatur w tłoku silnika ZS CHN1515 dla prędkości obrotowej n=2600[min^{-1}] [10]
2	Rozkład temperatury w tłoku [8]
3	Rozkład temperatury w gniazdach zaworowych [18]
4	Rozkład temperatury w głowicy silnika [18]
5	Pole temperatur w przekroju stopki zaworu dolotowego silnika SW680 dla charakterystyki zewnętrznej n=2200[min^{-1}], Ne=114,6KW [3]
6	Konstrukcja zaworu silnika [25]
7	Wpływ średnicowego luzu zaworowego na temperaturę zaworu wylotowego oraz jego prowadnicy [23]
8	Kształt grzybka zaworu: a) wylotowego, b) dolotowego[23]
9	Rozwiązania konstrukcyjne zaworów dolotowych i wylotowych [25]
10	Profil gniazda zaworowego wykonanego w płycie głowicy żeliwnej [23]
11	Gniazdo zaworowe wstawiane [23]
12	Bilans cieplny zaworu wylotowego [24]
13	Rozkład izoterm w przekroju grzybka zaworu wylotowego silnika ZS [23]
14	Rozkład temperatury na obrysie zaworu silnika ZS [23]
15	Bilans cieplny gniazda zaworu wylotowego [19]
16	Algorytm programu obliczeniowego to wyznaczania temperatury ładunku dla procesu spalania [48]
17	Zarejestrowany przebieg zmian ciśnienia ładunku w cylindrze silnika [48]
18	Charakterystyka wtrysku paliwa w funkcji obrotu wału korbowego dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69 [59]
19	Przebiegu zmian temperatury ładunku w cylindrze silnika dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
20	Wykres zmian globalnego współczynnika wnikania ciepła w funkcji [^{o}OWK] dla prędkości obrotowej silnika n=4250 [min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ =1,69
21	Element TETRA 4 [57]
22	Kolejne etapy tworzenia modelu zaworu dolotowego
23	Kolejne etapy tworzenia modelu zaworu wylotowego
24	Kolejne etapy tworzenia modelu gniazda zaworu dolotowego
25	Kolejne etapy tworzenia modelu gniazda zaworu wylotowego
26	Wykres zmian współczynnika przewodności cieplnej λ stali 40Horaz stali 5H13N15W2 w funkcji temperatury T [71]
27	Wykres zmian współczynnika przewodności cieplnej λ brązu aluminiowego Cu95Al5 w funkcji temperatury T [72]
28	Powierzchnie wymiany ciepła zaworu dolotowego i wylotowego [3]

29	Powierzchnie wymiany ciepła gniazd zaworowych [3]
30	Wartość współczynnika A w funkcji Re oraz h_z/d_g według Annanda [3]
31	Wymiary niezbędne do obliczenia powierzchni czynnej zaworu [25]
32	Schemat interpretacji zastępczego oporu cieplnego przylgni zaworu [3]
33	Schemat interpretacji zastępczego oporu cieplnego w strefie prowadzenia zaworu w głowicy [3]
34	Rozkład temperatur na powierzchniach zaworu dolotowego i wylotowego
35-37	Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
38	Gradienty temperatury w przekroju talerzyka zaworu dolotowego wyznaczone w części środkowej talerzyka wzdłuż osi trzonka zaworowego oraz w miejscu przylgni zaworowej dla pierwszej sekundy pracy silnika
39	Gradient temperatury w przekroju gniazda zaworu dolotowego wyznaczony wzdłuż osi y w miejscu przylgni gniazda zaworowego dla pierwszej sekundy pracy silnika
40	Przebieg zmian temperatury maksymalnej zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
41	Przebieg zmian temperatury maksymalnej gniazda zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
42	Szybkość zmian temperatury maksymalnej w zaworze dolotowym i wylotowym dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
43	Szybkość zmian temperatury maksymalnej w gnieździe zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
44-53	Fazy nagrzewania zaworów oraz gniazd zaworowych dla prędkości obrotowej sinika n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69 od 15[s] pracy silnika
54	Przebieg zmian temperatury średniej zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69
55	Przebieg zmian temperatury maksymalnej gniazda zaworu dolotowego i wylotowego dla prędkości obrotowej silnia n=4250[min^{-1}] i współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69

ZAŁĄCZNIK 4 - SPIS TABLIC

Numer tablicy	Tytuł
1	Średni skład chemiczny, warunki obróbki cieplnej i struktura stali zaworowej [30]
2	Zastosowanie i warunki pracy niektórych stali zaworowych [29]
3	Składy chemiczne i twardości niektórych materiałów stosowanych na gniazda zaworowe
4	Parametry techniczne silnika
5	Fazy rozrządu silnika
6	Dane laboratoryjne badanego silnika [43]
7	Podstawowe własności fizyczne stali 40H [71] , stali 5H13N15W2 [3,19] oraz brązu aluminiowego Cu95Al5 [72]

Streszczenie

Rozwój silników wysokoprężnych podyktowany jest wieloma względami do których należą między innymi: ciągle rosnące wymagania odnośnie ich osiągów (wskaźnik mocy jednostkowej), ograniczanie emisji toksycznych składników spalin i nietoksycznego CO_2 (efekt cieplarniany), zachowanie odpowiedniej trwałości jednostki napędowej. Możliwości spełnienia powyższych kryteriów przy zachowaniu poprawnej pod względem technicznym pracy silnika, limitowane są przez odporność poszczególnych elementów na zmienne obciążenia cieplne. Określenie obciążeń cieplnych jest więc jednym z istotnych zagadnień dla dalszego rozwoju silników z zapłonem samoczynnym. Spełnienie wymagań stawianych współczesnym silnikom wysokoprężnym może odbywać się na drodze badań doświadczalnych, jak również badań modelowych. Przykładem wykorzystania badań modelowych oraz poszerzeniem analiz zawartych w literaturze jest niniejsza praca, w której na podstawie pomiarów laboratoryjnych parametrów pracy silnika oraz zaproponowanej metody modelowania matematycznego określa się i analizuje wielkości charakteryzujące obciążenia cieplne wybranych elementów komory spalania (zawory i gniazda zaworowe). Innowacyjną częścią pracy jest zastosowanie w obliczeniach zmiennych wartości temperatury czynnika roboczego oraz współczynników wymiany ciepła dla pełnego cyklu pracy silnika, co przy wykorzystaniu metody elementów skończonych pozwoliło na modelowanie zmiennych w czasie rozkładów pól temperatury w zaworach oraz gniazdach zaworowych. Obliczenia wykonano z dokładnością do 0,5[^{o}OWK] dla prędkości obrotowej silnika n=4250[min^{-1}] oraz współczynnika nadmiaru powietrza λ=1,69. Podczas modelowania jako materiał zaworu dolotowy przyjęto stal konstrukcyjną do ulepszania cieplnego 40H, natomiast dla zawór wylotowy stal chromowo – niklową 5H13N15W2. W przypadku gniazd zaworowych, przyjęto do obliczeń taki sam materiał: brąz aluminiowy Cu95Al5. Przedstawiona w pracy analiza dotyczyła 5–cio cylindrowego wysokoobrotowego doładowanego silnika wysokoprężnego o elektronicznie sterownym bezpośrednim wtrysku paliwa do komór spalania. Ponadto obliczenia przeprowadzone w pracy miały jednocześnie stanowić informacje dla projektantów silników w jaki sposób można przeprowadzić modelowanie komputerowe oraz jakie są niezbędne dane laboratoryjne i parametry pracy jednostki napędowej do określanie rozkładów pól temperatury w funkcji czasu.

Summary

The development of diesel engines is dictated by many factors such as: constantly rising requirements of their performance (unit power indicator), restricting the emission of toxic exhaust gas components and non–toxic CO_2 (warming effect) and maintaining adequate durability of the engine. The possibility of maintaining the above criteria in keeping the correct technical work of the engine is limited by the durability of its individual parts into variable heat loads. Defining the heat loads is also one of the important issues for further development of the diesel engine. Realizing these above criteria for the modern diesel engines can take place through experimental research as well as model testing. An example of model testing or expanding analysis that are presented in the literature is in this doctoral dissertation, in which on the basis of the laboratory measurements of the performance of the engine's parameters or suggested mathematical modeling method defines and analyzes the physical quantity which characterizes the heat loads of the chosen parts of the combustion chamber (valves and valve-seats). The innovative part of the doctoral dissertation is applying in these calculations changeable values of temperature of the working medium and coefficients of heat exchange for the full working cycle of the engine by using the finite element method, which in turn it allowed for modeling the variable temperature distribution in time in valves and seats. The calculations were done with an accuracy to 0.5 [crank angle] for the engine speed 4250[rpm] and combustion air factor λ=1.69. A heat–treatable constructional steel 40H was used as a material for the inlet valve; however chromium–nickelsteel 5H13N15W2 was used for the exhaust valve. In the case of valve–seats, the same material: aluminum bronze Cu95Al5 was assumed in the calculations. The analysis described in the work concerned a 5 cylindrical high–speed turbocharged diesel engine with electronically steered direct fuel injection to combustion chambers. Moreover, conducted calculations of the work are supposed to simultaneously serve as information for engine designers how computer modeling is possible to conduct as well as what laboratory data and parameters of the engine's operation are used to determine the fields of the temperature throughout time.