

TEMPERATURE GRADIENTS IN THE EXHAUST VALVES DURING “COLD” START SIMULATION OF COMBUSTION ENGINE

Zdzisław Nagórski

Warsaw University of Technology, Institute of Vehicles
02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84
tel.: (+48 22) 660 8783, e-mail: znak@simr.pw.edu.pl

Abstract

Characteristic heat states corresponding to start, load increase, stable work, load decrease and cooling may be figured out during combustion engines work. Among the mentioned states the engine start, and in particular, ‘cold’ start is the one responsible for the highest velocity of temperature increase and the highest temperature gradients observed in engine components. The exhaust valves are the members carrying the biggest heat loads. In order to investigate the heat flow process in the valves during the engine ‘cold’ start a simulation heat model was formulated with consideration of the possibility to compare transient distributions of temperature in the valves [5,6] of different shape and material properties working under arbitrary assumed heat loads.

Model parts (‘quarters’) of two valves, located in cylindrical co-ordinate system, represent valves of different shapes and different material properties. Independent, various in time boundary conditions and initial heat transfers representing the engine heat cycle and valves movement are applied to surfaces of the valves. The temperature of the valve seat and valve guide is time dependent quantity.

The modified simulation model, giving possibilities to apply independent heat conditions of the working cycle of each valve and analyse transient distributions of temperature gradients, was presented. The simulations and analysis of temperature gradients were made for valves of the same geometry and material properties under two different working cycles and two rotation velocities.

Keywords: combustion engines, “cold” start, exhaust valves, transient heat transfer, simulation models

GRADIENTY TEMPERATURY W ZAWORACH WYLOTOWYCH POCZAS SYMULACJI “ZIMNEGO” ROZRUCHU SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie

W pracy silnika spalinowego można rozróżnić charakterystyczne stany cieplne odpowiadające: rozruchowi, zwiększaniu obciążenia, pracy w warunkach ustalonych, zmniejszaniu obciążenia i stygnięciu. Spośród wymienionych, rozruch silnika - a w szczególności „zimny” rozruch - jest okresem charakteryzującym się największą szybkością przyrostów temperatury i największymi gradientami temperatury w elementach silnika. Do najbardziej obciążonych cieplnie elementów silnika należą zawory wylotowe. W celu bliższego poznania przepływu ciepła w zaworach podczas „zimnego” rozruchu silnika opracowano symulacyjny model cieplny, pozwalający jednocześnie porównywać chwilowe rozkłady pól temperatury w zaworach [5,6] o różnych kształtach i właściwościach materiałowych, poddawanych działaniu dowolnie kształtowanych wymuszeń cieplnych.

Modelowe wycinki („ćwiartki”) dwóch zaworów, osadzone w walcowym układzie odniesienia, reprezentują dwa zawory o różnych kształtach i właściwościach materiałowych. Na powierzchniach zaworów zadawane są niezależne, zmieniające warunki brzegowe i początkowe wymiany ciepła, reprezentujące cieplny cykl pracy silnika oraz przemieszczanie się zaworów względem prowadnic i gniazd, których temperatury są także funkcjami czasu.

Poniżej przedstawiono zmodyfikowany model symulacyjny, pozwalający dodatkowo zadawać niezależne warunki cieplne cyklu roboczego dla każdego z zaworów oraz analizować chwilowe rozkłady gradientów temperatury. Obliczenia symulacyjne i analizę gradientów temperatury przeprowadzono dla zaworów o takich samych właściwościach materiałowych i geometrii, dla dwóch różnych cykli pracy silnika i dwóch prędkości obrotowych.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, „zimny” rozruch, zawory wylotowe, wymiana ciepła, modele symulacyjne

1. Wstęp

W pracy silnika spalinowego można rozróżnić stany cieplne, charakterystyczne dla: rozruchu, zwiększania obciążenia, pracy w warunkach ustalonych, zmniejszania obciążenia i stygnięcia. Spośród wymienionych, okresem o największych szybkościach przyrostów temperatury i największych gradientach temperatury w elementach silnika jest faza rozruchu, a w szczególności „zimnego” rozruchu. Pod pojęciem „zimnego” rozruchu należy rozumieć okres wznowienia pracy silnika, po wystarczająco długim postoju, gwarantującym osiągnięcie jednakowej temperatury (np. otoczenia) przez wszystkie jego elementy („ciepły” rozruch silnika oznacza jego ponowny start przed osiągnięciem jednakowej temperatury elementów).

Podczas „zimnego” rozruchu silnika, przez ścianki (elementy) komory roboczej przepływa zmienny w czasie strumień ciepła, zależny od ich początkowego stanu cieplnego oraz przebiegu wymiany ciepła między gazem a ściankami. W ustalonych warunkach pracy silnika, przepływ ciepła w ściankach komory - poza cienką warstwą przypowierzchniową (strumień ciepła ma tu charakter cyklicznie zmienny, zależny od wymiany ciepła między powierzchnią ścianki a gazem) - ma charakter quasiustalony. W okresie „zimnego” rozruchu, cyklicznie zmienny strumień ciepła przejmowany przez ścianki od gazu, wnika coraz głębiej w ich materiał, zwiększając ich chwilową temperaturę. Ten okres, nazywany akumulacyjnym, trwa aż do osiągnięcia stanu ustalonego, w którym temperatura materiału - poza wspomnianą warstwą przypowierzchniową - jest już tylko funkcją miejsca, a nie czasu.

W okresie „zimnego” rozruchu, elementy ograniczające komorę roboczą poddawane są szkodliwym szokom termicznym, istotnie zależnym od obciążenia silnika bezpośrednio po jego starcie. Rozruch może odbywać się na biegu jałowym, przy niewielkich lub średnich, a niekiedy dużych obciążeniach i prędkościach obrotowych. Charakterystyczny dla „zimnego” rozruchu nieustalony przepływ ciepła w elementach komory roboczej, generuje w nich gradienty temperatury (strumień ciepła jest wprost proporcjonalny do gradientu temperatury, ale ma przeciwny do niego kierunek) i związane z nimi przestrzenne pole temperatury. Znajomość rozkładów i przebiegów gradientów temperatury - oprócz informacji o przepływie ciepła - jest podstawą do oceny chwilowych i lokalnych odkształceń oraz naprężeń cieplnych w analizowanym elemencie silnika.

Do najbardziej obciążonych cieplnie elementów podczas eksploatacji silnika należą zawory wylotowe. Najczęściej analizę ich stanu cieplnego opiera się na badaniach w ustalonych warunkach pracy silnika (np. [1,2,3,7,8]). Pojawia się jednak pytanie o stan cieplny (chwilowe i lokalne wartości temperatury i jej gradientów oraz zmiany tych wielkości w czasie) tych zaworów, szczególnie w fazie „zimnego” rozruchu silnika. Dla potrzeb takiej analizy opracowano model symulacyjny nieustalanej wymiany ciepła w zaworach, który w układzie porównawczym pozwala badać i oceniać różnice stanów cieplnych dwóch zaworów o dowolnej geometrii i różnych cechach materiałowych, wywołane takimi samymi bądź różnymi przebiegami cyklu roboczego silnika.

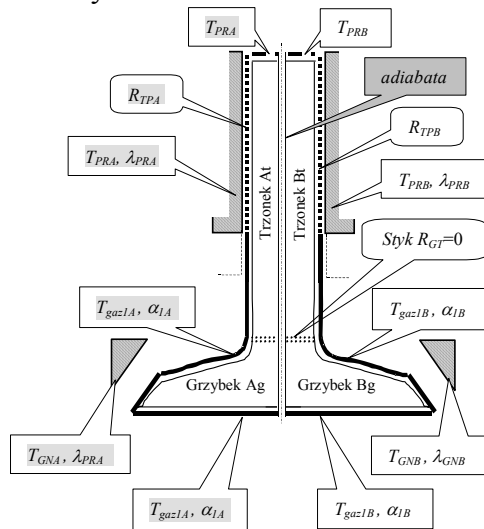
Jak dotąd, Autor nie napotkał w literaturze modelu symulacyjnego, pozwalającego na porównawczą analizę nieustalanej wymiany ciepła w trójwymiarowym modelu dwóch zaworów o zmiennych w czasie warunkach brzegowych i początkowych wymiany ciepła, które uwzględniają m.in. parametry cieplne cyklu roboczego lub zmiany położenia zaworów względem gniazd i przewodnic. Budowę takiego modelu symulacyjnego dla przypadku zaworów o różnych kształtach grzybków (talerzyk płaski i wklęsły) opisano wcześniej w referacie [5], natomiast aplikację tego modelu do analizy wpływu kontaktowych oporów cieplnych: grzybek - gniazdo i trzonek - przewodnica na stan cieplny zaworów, przedstawiono w referacie [6]. Prezentowany w referacie model symulacyjny zaworów z grzybkami o talerzykach płaskich ma dodatkowo - w porównaniu z publikowanymi w referatach [5,6] wariantami - możliwość niezależnego zadawania wartości parametrów termicznych cyklu roboczego silnika dla każdego z zaworów oraz umożliwia analizę chwilowych rozkładów gradientów temperatury w każdym z nich. Rozkłady składowych: promieniowej (poziomej) i osiowej (pionowej) gradientów temperatury zawierają informacje, przydatne do

oceny lokalnych gęstości strumieni ciepła i kierunków przepływu ciepła oraz pośrednio pozwalają oceniać odkształcenia i naprężenia cieplno-mechaniczne w zaworach.

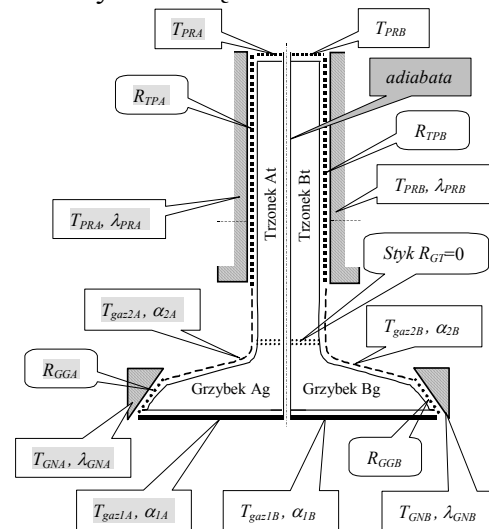
2. Struktura i założenia modelu symulacyjnego wymiany ciepła w zaworach

Symulacyjny model dwuzaworowy zbudowano iteracyjną metodą KM3R [4], opartą na jawnym schemacie różnicowym. Na rys. 1 pokazano strukturę tego modelu [5,6], złożonego z dwóch osiowosymetrycznych „ćwiartek” zaworów A i B, z grzybkami płaskimi Ag i Bg oraz trzonkami At i Bt , o niezależnie określanych własnościach materiałowych (tab. 1). Na powierzchniach obydwu zaworów założono takie same rodzaje warunków brzegowych wymiany ciepła, których parametry mogą przyjmować niezależne wartości. Część warunków brzegowych zmienia się opcjonalnie, zależnie od położenia zaworów: otwartego i zamkniętego.

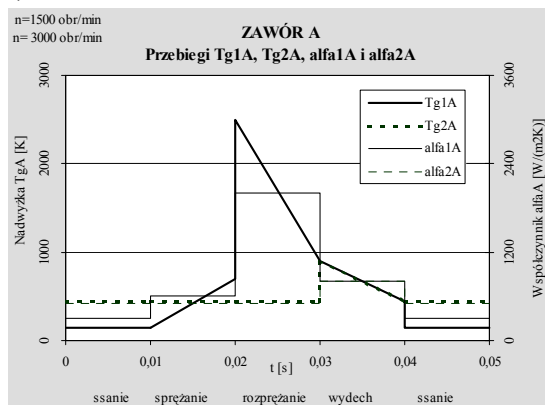
a) Zawory otwarte



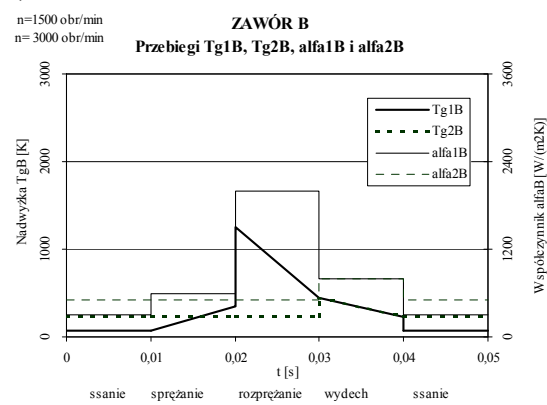
c) Zawory zamknięte



b)



d)



Rys. 1. Warunki brzegowe wymiany ciepła na powierzchniach modeli zaworów w stanach: a) otwartym, b) zamkniętym

Fig. 1. The boundary conditions for heat transfer on the surface of valve models in the open (a) and close (b) states

Przykładowo, „ćwiartka” zaworu A w położeniu otwartym (rys. 1a), przez 1/4 cyklu, ma - na całej powierzchni grzybka Ag i odsłoniętej części trzonka At - zadany zmienny w czasie cyklu roboczego warunek brzegowy III rodzaju z gazem „1” (ładunek roboczy bieżącego cyklu - ciemna gruba linia), określony przebiegiem nadwyżki temperatury T_{gaz1A} i współczynnika przejmowania ciepła ($alfa1A$) α_{1A} (rys. 1b i tab. 1.). W tej fazie cyklu cały zawór jest omywany gazem „1” o pa-

rametrach równoważnych gazowi „2”. W położeniu zamkniętym (rys. 1c), przez 3/4 cyklu, ww. warunek III rodzaju (gaz „1”) pozostaje tylko na czole talerzyka (ciemna gruba linia), natomiast na skośnej (ponad przylgnię) powierzchni grzybka i odsłoniętej części trzonka występuje warunek III rodzaju z gazem „2” (spaliny w kolektorze wylotowym z poprzedniego cyklu - cienka linia przerywana, rys. 1c), który ma określony przebieg nadwyżki temperatury T_{gaz2A} i współczynnika przejmowania ciepła (α_{2A}) α_{2A} (rys. 1b i tab. 1). Nadwyżki temperatury gniazda T_{GNA} (lub T_{GnA}) i przewodnicy T_{PRA} (lub T_{prA}) są zadanymi funkcjami czasu, zdefiniowanymi także w tabelicy 1. W modelu przyjęto idealne kontakty cieplne: R_{GT} ($= 0 \text{ m}^2\text{K/W}$) na złączu grzybek - trzonek, R_{GGA} - na styku grzybek - gniazdo i R_{TPA} - na styku trzonek - przewodnica zaworu A. Temperatura początkowa T_0 wszystkich elementów modelu jest równa zero.

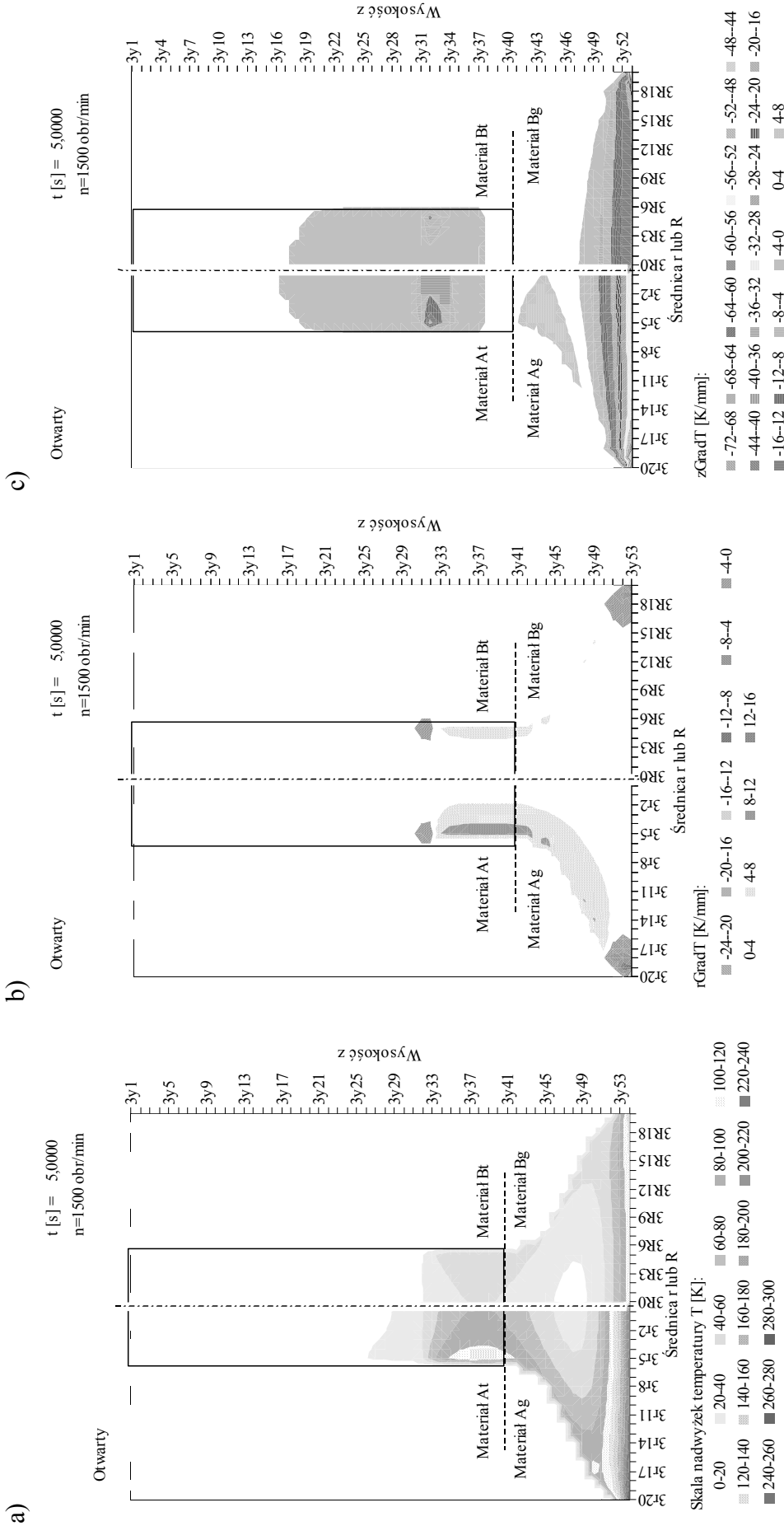
Tab. 1. Dane wejściowe do obliczeń symulacyjnych zaworów A i B przy prędkościach 1500 i 3000 obr/min
Tab. 1. The input data for the simulations of the A and B valves with rotation velocity 1500 and 3000 rpm

Lp.	Wielkość wejściowa	Miano	Dane modelu obliczeniowego:							
			Grzybek <i>Ag</i>	Trzonek <i>At</i>	Grzybek <i>Bg</i>	Trzonek <i>Bt</i>	Gniazdo		Przewodnica	
							<i>GNA</i>	<i>GNB</i>	<i>PRA</i>	<i>PRB</i>
1.	Współczynnik przewodzenia ciepła	λ [W/(m K)]	20	30	20	30	60	60	60	60
2.	Gęstość	ρ [kg/m ³]	7800	7800	7800	7800	-	-	-	-
3.	Ciepło właściwe	c_p [J/(kg K)]	480	480	480	480	-	-	-	-
4.	Współ. wyrównywania temperatury	a [m ² /s]	0,0000053	0,0000107	0,0000027	0,0000080	-	-	-	-
5.	Dyskretny przyrost promienia	Δr [m]	0,001							
6.	Dyskretna wysokość	Δz [m]	0,002							
7.	Dyskretny kąt segmentu	$\Delta\phi$ [°]	18							
Krok czasu modelu:										
8.	Czas trwania cyklu roboczego	t_{CY} [s]	0,04 (przy 3000 obr/min) oraz 0,08 (przy 1500 obr/min)							
9.	Przyjęte kroki czasu modelu	Δt [s]	0,001 (przy 3000 obr/min) oraz 0,002 (przy 1500 obr/min)							
Warunki graniczne wymiany ciepła cyklu roboczym:										
			<i>Ssanie</i>	<i>Sprężanie</i>	<i>Rozprężanie</i>	<i>Wydech</i>				
10.	Parametry gazów „1” i „2” dla zaworu A (rys. 1cd)	Nadwyżki temp. gazu „1”	T_{gaz1A} [K]	150 do 150	150 do 700	2500 do 900	900 do 450			
11.		Współ. przejm. ciepła α_{1A}	α_{1A} [W/(m ² K)]	300	600	2000	800			
12.		Nadwyżki temp. gazu „2”	T_{gaz2A} [K]	450	450	450	900 do 450			
13.		Współ. przejm. ciepła α_{2A}	α_{2A} [W/(m ² K)]	500	500	500	800			
14.	Parametry gazów „1” i „2” dla zaworu B (rys. 1cd)	Nadwyżki temp. gazu „1”	T_{gaz1B} [K]	75 do 75	75 do 350	1250 do 450	450 do 225			
15.		Współ. przejm. ciepła α_{1B}	α_{1B} [W/(m ² K)]	300	600	2000	800			
16.		Nadwyżki temp. gazu „2”	T_{gaz2B} [K]	225	225	225	450 do 225			
17.		Współ. przejm. ciepła α_{2B}	α_{2B} [W/(m ² K)]	500	500	500	800			
18.	Przebiegi nadwyżek temperatury gniazd dla zaworów A i B	T_{GNA} [K]	$T_{GNA} = 350[1-\exp(-0,05 t)]$							
		T_{GNB} [K]	$T_{GNB} = 175[1-\exp(-0,05 t)]$							
19.	Przebiegi nadwyżek temperatury przewodnic dla zaworów A i B	T_{PRA} [K]	$T_{PRA} = 175[1-\exp(-0,025 t)]$							
		T_{PRB} [K]	$T_{PRB} = 87,5[1-\exp(-0,025 t)]$							
20.	Nadwyżka temperatury początkowej	T_0 [K]	0 w całe objętości zaworów							

W podobny sposób zadawane są wielkości wejściowe dla zaworu B, także wyszczególnione w tabelicy 1. W tej tabelicy wartości wielkości wejściowych dla obydwu zaworów wyróżniono wytłuszczonym drukiem. W celu poprawienia czytelności opisu modelu, wielkości i wykresy dotyczące zaworu A umieszczono w polach koloru szarego.

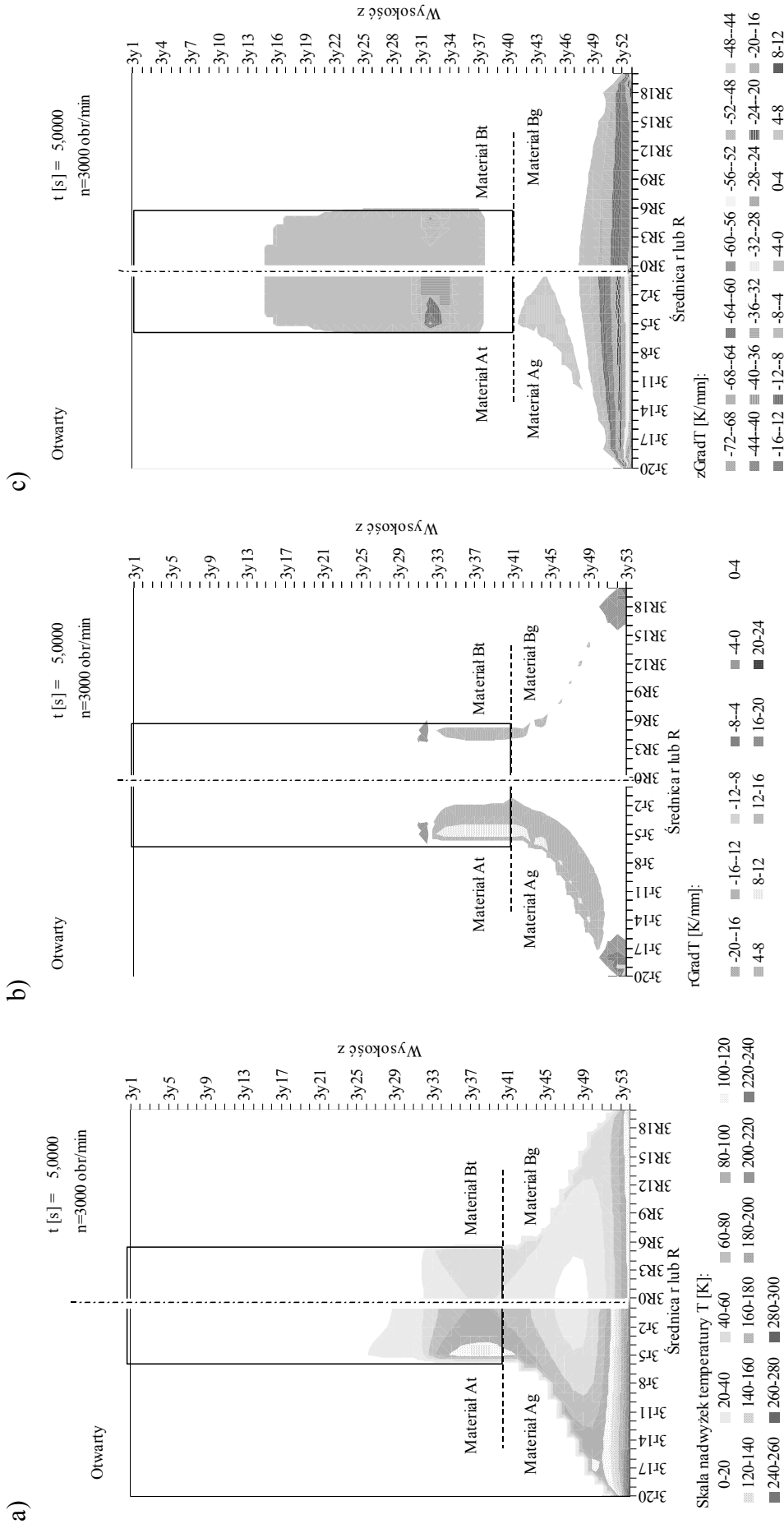
3. Analiza rozwiązań symulacyjnych

Rozwiązania dyskretne (rys. 2 do 5) modelu, złożonego z dwóch „ćwiartek” identycznych za-



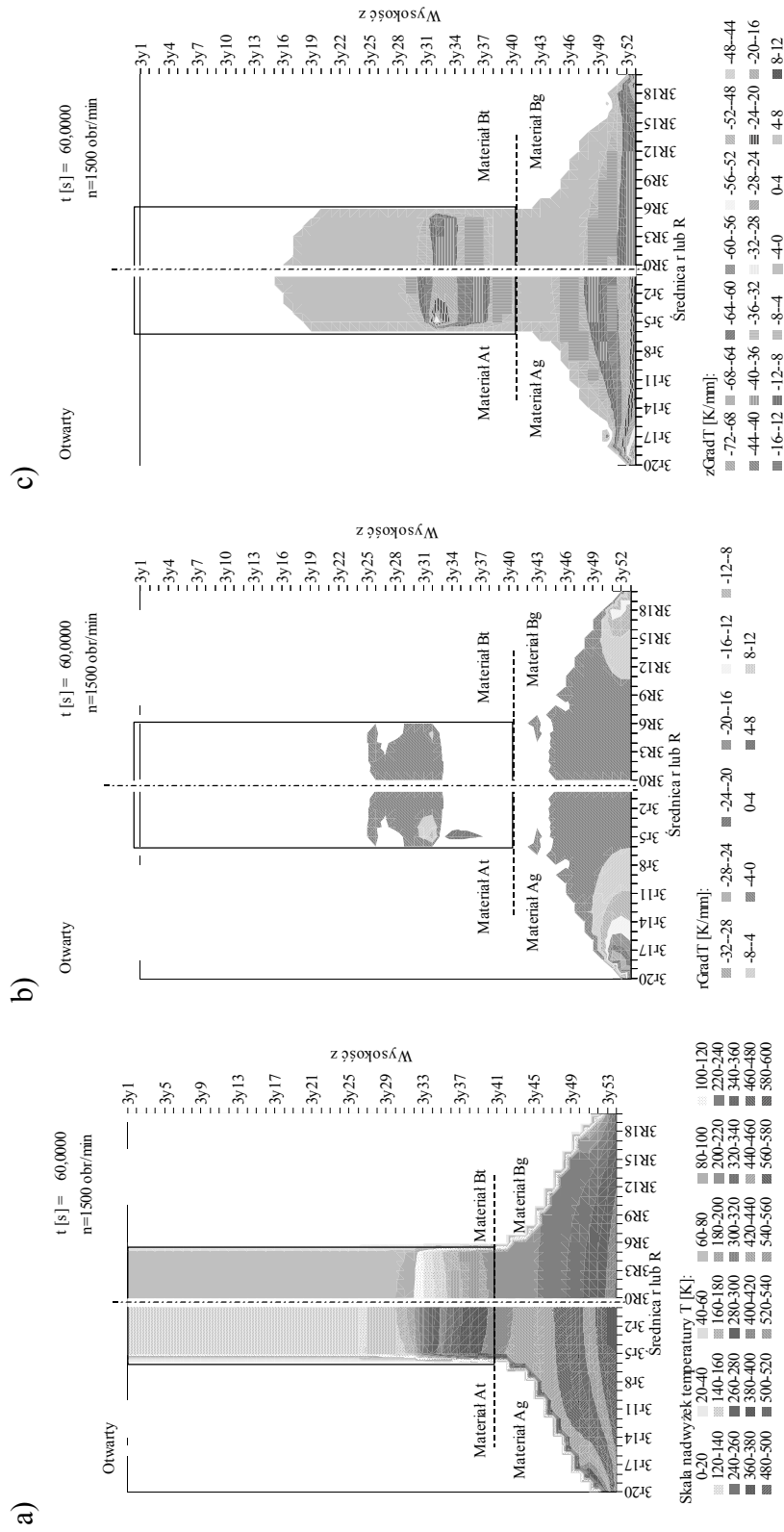
Rys. 2. Chwila $t = 5 \text{ s}$ „zimnego” rozruchu silnika z prędkością 1500 obr/min. Rozkłady pól:

- a) nadwyżek temperatury T,
 - b) gradientów temperatury $rGradT$ w kierunku promieniowym,
 - c) gradientów temperatury $zGradT$ w kierunku pionowym
- Fig. 2. The instant $t = 5 \text{ s}$ of the “cold” start engine at velocity 1500 rpm. The distributions of the fields: a) temperature surplus T, b) radial temperature gradients $rGradT$, c) vertical temperature gradients $zGradT$



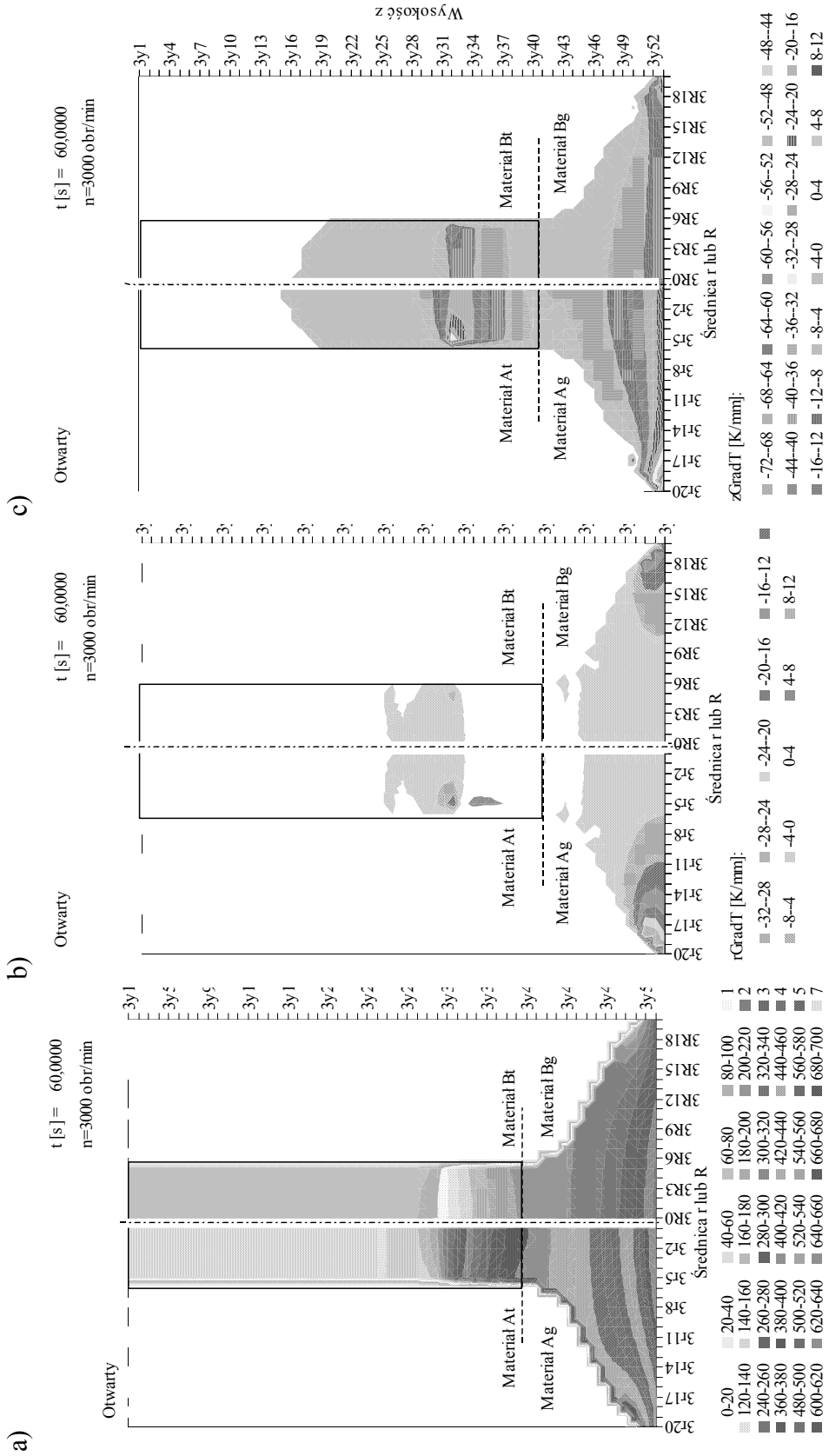
Rys. 3. Chwila $t = 5$ s „zimnego” rozruchu silnika z prędkością 3000 obr/min. Rozkłady pól:

- a) nadwyżek temperatury T,
 - b) gradientów temperatury rGradT w kierunku promieniowym,
 - c) gradientów temperatury zGradT w kierunku pionowym
- Fig. 3. The instant $t = 5$ s of the “cold” start engine at velocity 3000 rpm. The distributions of the fields: a) temperature surplus T, b) radial temperature gradients rGradT, c) vertical temperature gradients zGradT



Rys. 4. Chwila $t = 60 \text{ s}$ „zimnego” rozruchu silnika z prędkością 1500 obr/min . Rozkłady pól:

- a) nadwyżek temperatury T,
 - b) gradientów temperatury $rGradT$ w kierunku promieniowym,
 - c) gradientów temperatury $zGradT$ w kierunku pionowym
- Fig. 4. The instant $t = 60 \text{ s}$ of the “cold” start engine at velocity 1500 rpm . The distributions of the fields: a) temperature surplus T, b) radial temperature gradients $rGradT$, c) vertical temperature gradients $zGradT$



Rys. 5. Chwila $t = 60 \text{ s}$ „zimnego” rozruchu silnika z prędkością 3000 obr/min. Rozkłady pól:

- a) nadwyżek temperatury T ,
 - b) gradientów temperatury $rGradT$ w kierunku promieniowym,
 - c) gradientów temperatury $zGradT$ w kierunku pionowym
- Fig. 5. The instant $t = 60 \text{ s}$ of the “cold” start engine at velocity 3000 rpm. The distributions of the fields: a) temperature surplus T , b) radial temperature gradients $rGradT$, c) vertical temperature gradients $zGradT$

worów A i B, uzyskano dla dwóch prędkości obrotowych: 1500 i 3000 obr/min. Przyjęto wartości nadwyżek temperatury $T_{gaz1A}(t)$ i $T_{gaz2A}(t)$ w cyklu roboczym silnika z zaworem A, jako dwukrotnie większe od wartości nadwyżek $T_{gaz1B}(t)$ i $T_{gaz2B}(t)$ w cyklu silnika z zaworem B, natomiast wartości współczynników α_1 i α_2 były dla obydwu prędkości obrotowych nie były zmieniane (por. rys. 1b i 1d oraz tab. 1).

Na rysunkach 2 do 5 pokazano rozkłady pól temperatury $T(r,z,t)$ (rys. a) oraz rozkłady promieniowych $rGradT$ (rys. b) i osiowych $zGradT$ (rys. c) składowych gradientów temperatury w zaworach A i B w chwilach $t = 5$ s (rys. 2 i 3) oraz $t = 60$ s (rys. 4 i 5) „zimnego” rozruchu. Z analizy rozkładów wynika, że w tej fazie pracy silnika przebiegi temperatury cyklu roboczego istotnie wpływają na wartości temperatury w zaworach, przy czym lokalne temperatury maksymalne (krawędzie talerzyków) zależą w przybliżeniu wprost proporcjonalnie od średnich temperatur cykli roboczych (por. pola w zaworach A i B, np. na rys. 2a lub 4a). Przy zdefiniowanych w tablicy 1 parametrach cykli roboczych, pola temperatury w zaworach A i B praktycznie nie zależą od prędkości obrotowej „zimnego” rozruchu (por. obrazy pól na rys. 2a (1500 obr/min) i 3a (3000 obr/min) oraz podobne na rys. 4a i 5a).

W okresie „zimnego” rozruchu, w początkowych chwilach rozruchu, (np. 5 s, rys. 2a lub 3a) ciepło w grzybkach zaworów przepływa ku ich środkowi (faza akumulacyjna), natomiast w późniejszej części tego okresu kierunek przepływu ciepła zmienia się na bardziej osiowy (pionowy, np. 60 s, rys. 4a lub 5a), charakterystyczny dla stanu guasiustalonego.

Spostrzeżenia te potwierdza analiza chwilowych rozkładów składowych gradientów temperatury w okresie „zimnego” rozruchu, pokazanych na rys. 2b,c do 5b,c. Definicje składowych: promieniowej $rGradT$ i osiowej $zGradT$ gradientu temperatury, z zaznaczeniem kierunków dodatnich wartości tych składowych podano na rys. 6a i 6b. Należy przypomnieć, że zgodnie z prawem Fouriera, wektory gradientu temperatury i strumienia ciepła mają takie same kierunki, lecz zwroty przeciwne. W praktyce oznacza to, że kierunek przepływu ciepła jest zawsze przeciwny do kierunku wzrostu temperatury. W każdym punkcie pola temperatury, przekątna zbudowana na lokalnych składowych gradientach: promieniowej i osiowej, daje wypadkową wartość lokalnego gradientu temperatury $GradT$, tzn. $GradT = [(rGradT)^2 + (zGradT)^2]^{0,5}$, natomiast sinus kąta między tą przekątną a jedną ze składowych pozwala wyznaczyć jego kierunek. Wartość bezwzględna gradientu decyduje o lokalnym natężeniu przepływu ciepła.

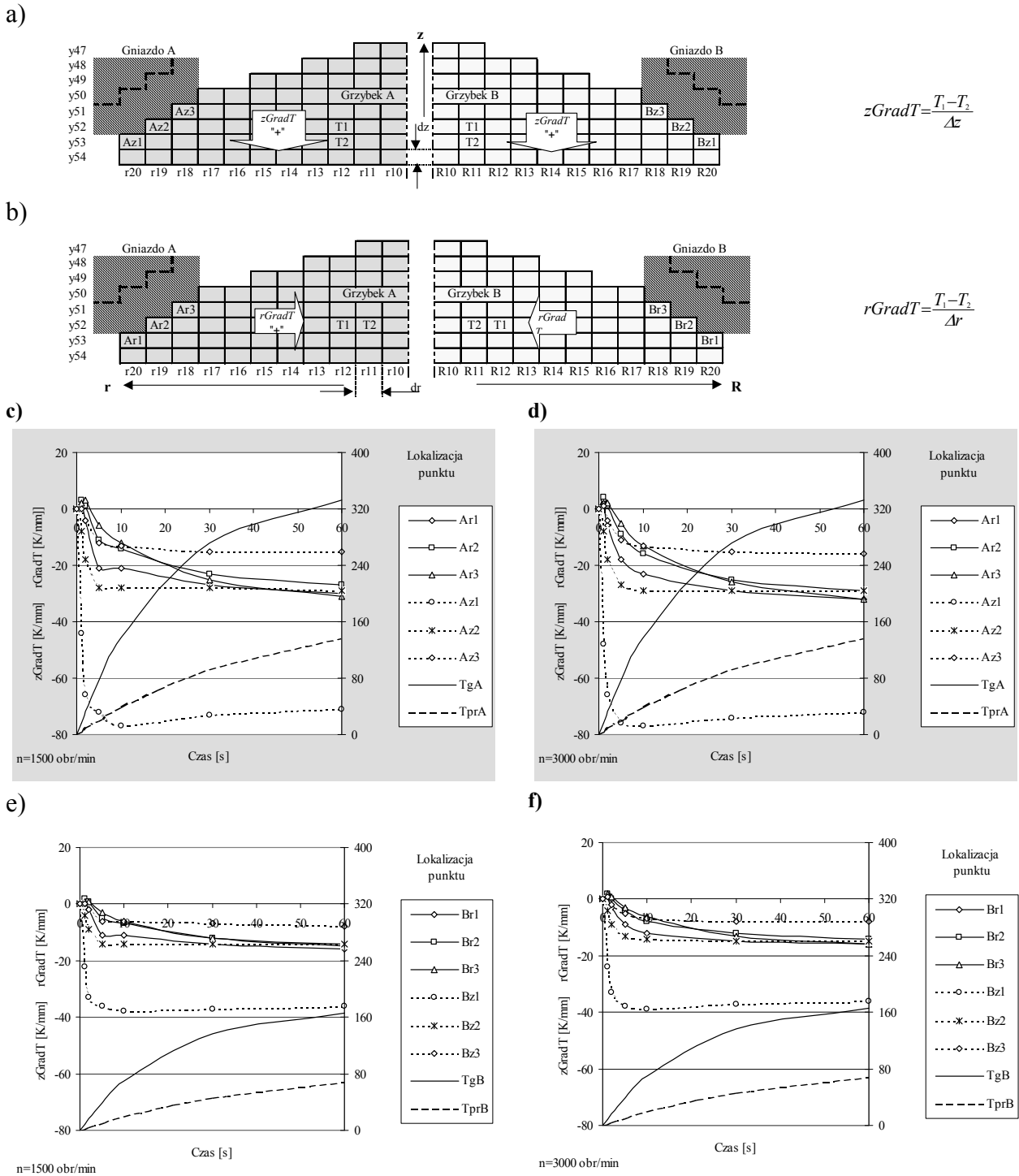
Na rysunkach 2b do 5b pokazano rozkłady promieniowych składowych gradientów temperatury $rGradT(r,z,t)$, natomiast na rysunkach 2c do 5c pokazano rozkłady osiowych (pionowych) składowych gradientów temperatury $zGradT(r,z,t)$ w chwilach $t = 5$ s i $t = 60$ s, dla prędkości obrotowych: 1500 i 3000 obr/min. Najintensywniejszy przepływ ciepła występuje w pobliżu przylgni grzybka, gdzie np. w grzybku A_g zaworze A składowe gradienty $rGradT$ osiągają wartości -25 do -30 K/mm, natomiast składowe $zGradT$ - wartości rzędu -70 K/mm. W grzybku B_g zaworu B składowe te osiągają dwukrotnie mniejsze wartości (odpowiednio -14 do -16 K/mm i -35 K/mm).

Ujemne wartości składowych gradientów w grzybkach oznaczają przepływ ciepła w kierunku do trzonka i do gniazda. W części przyosiowej grzybków dominuje prostopadły do czół talerzyków przepływ ciepła w kierunku trzonków, natomiast w częściach przyprzylgniowych - przepływ staje się bardziej równoległy do czół talerzyków, ze względu odpływ ciepła przez przylganie do „chłodnych” gniazd zaworowych.

Zróznicowane pola temperatury i gradientów daje się także zauważyć w sąsiedztwie odsłanianych przez prowadnice powierzchni trzonków, jednak wartości temperatury i składowych gradientów są tu znacznie mniejsze niż w grzybkach zaworów.

Badania symulacyjne zaworów przeprowadzono w wybranych chwilach „zimnego” rozruchu, tzn. po: 1, 2, 5, 10, 30 i 60 s. Pozwoliły one m. in. na wyznaczenie zmienności gradientów temperatury w funkcji czasu, w dowolnym miejscu badanych zaworów. Szczególnie obciążonymi miejscami zaworów są krawędź talerzyka i przylgania grzybka.

Poniżej przedstawiono wyniki badania składowych gradientów temperatury w strefie przy-



Rys. 6. Gradienty temperatury $zGradT$ i $rGradT$ w zaworach A i B oraz temperatury gniazd Tgn i prowadnic Tpr podczas „zimnego” rozruchu silnika spalinowego:

- a) lokalizacja punktów obserwacji i definicja pionowych składowych gradientów temperatury $zGradT$,
- b) lokalizacja punktów obserwacji i definicja promieniowych składowych gradientów temperatury $rGradT$,
- c,d) zależności $zGradT(t)$ i $rGradT(t)$ w zaworze A przy prędkościach 1500 i 3000 obr/min,
- e,f) zależności $zGradT(t)$ i $rGradT(t)$ w zaworze B przy prędkościach 1500 i 3000 obr/min

Fig. 6. The temperature gradients $pGradT$ and $rGradT$ in the A and B valves as well as the temperature of valves seats Tgn and valves guides Tpr during the “cold” start of the combustion engine:

- a) the places of the observation and the definition of the radial temperature gradient $zGradT$,
- b) the places of the observation and the definition of the vertical temperature gradient $rGradT$,
- c,d) the dependence $zGradT(t)$ and $rGradT(t)$ in the A valve for the velocities 1500 and 3000 rpm,
- e,f) the dependence $zGradT(t)$ and $rGradT(t)$ in the B valve for the velocities 1500 and 3000 rpm

przylgniowej grzybków. W tym celu wybrano po trzy punkty obserwacyjne (brzegowe komórki modelu) na przylgniach zaworów A i B. Rozmieszczenie punktów A1, A2 i A3 na przylgni zaworu A oraz B1, B2 i B3 na przylgni zaworu B, pokazano na rys. 6a,b. Każdemu punktowi przyporządkowano formuły definicyjne składowych osiowych: Az1, Az2 i Az3 (lewa część rys. 6a) i promieniowych: Ar1, Ar2 i Ar3 (lewa część rys. 6b) gradientu. Podobnie postąpiono z punktami B1, B2 i B3 w zaworze B.

Wyniki symulacji pozwoliły lepiej poznać zmienność przepływu ciepła przez przylgnie w pierwszej minucie „zimnego” rozruchu. Na rysunkach 6c,d oraz 6 e,f pokazano zmienność składowych: osiowej i promieniowej gradientu temperatury w omawianych punktach zaworu A i zaworu B, w funkcji czasu, dla dwóch prędkości obrotowych silnika. Zmiana prędkości obrotowej z 1500 na 3000 obr/min nie spowodowała istotnych zmian w przebiegach tych zależności, natomiast bardzo wyraźny jest wpływ parametrów termicznych cyklu roboczego na wartości gradientów. Największe wartości osiąga składowa osiowa gradientu temperatury w punktach A1 i B1 (punkty położone blisko krawędzi talerzyków). Składowa ta jest dominująca na całej przylgni. Z wykresów widać, że pierwsze 10 sekund „zimnego” rozruchu jest okresem najbardziej dynamicznych zmian stanu cieplnego w strefach przylgni zaworów. Potem następuje stabilizacja przepływu ciepła i powolne dążenie do stanu quasiustalonego.

4. Podsumowanie

Przedstawiony trójwymiarowy model symulacyjny przepływu ciepła w zaworach silnika spalinowego pozwala na wielowariantowe, porównawcze badania stanu cieplnego różnych zaworów poddanych działaniu niezależnie kształtowanych cykli roboczych silnika. Model pozwala badać zawory w stanach nieustalonych i ustalonych, przy różnych, zmiennych w czasie warunkach brzegowych wymiany ciepła. Przeprowadzone symulacje wykazały istotny wpływ parametrów termicznych cyklu roboczego i mało istotny wpływ prędkości obrotowej na gradienty temperatury w zaworach podczas „zimnego” rozruchu. Stabilizacja stanu cieplnego przylgni zaworów następuje stosunkowo szybko, już po kilkunastu sekundach od rozpoczęcia rozruchu silnika.

Modyfikacja modelu, pozwalająca analizować lokalne i chwilowe gradienty temperatury, otwiera nowe możliwości obliczeniowe w zakresie wyznaczania naprężeń i odkształceń cieplnych zaworów silnikowych.

Literatura

- [1] Костин А.К., Михайлов Л. И., Методика расчета теплоотдачи от рабочего тела к стенкам камеры сгорания дизеля, Энергомашиностроение, No. 12, 1976.
- [2] Nagórski, Z., *Metoda KM3R w zastosowaniu do obliczeń stanu cieplnego elementów silników spalinowych* (cz. I), Problemy Eksploatacji - Zeszyty Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji, nr 2(25), str. 195-214, Radom 1997.
- [3] Nagórski, Z., *Modelowanie przepływu ciepła w elementach silników spalinowych*, Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN o/Kraków, zeszyt 21, str. 347-356, Kraków 2000, (Materiały Konferencji Konmot-Autoprogress'2000, Politechnika Krakowska, październik 2000, Zakopane).
- [4] Nagórski, Z., *Modelowanie przewodzenia ciepła za pomocą arkusza kalkulacyjnego, MRS + Excel = KM3R*, (ISBN 83-7207-226-4), Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.
- [5] Nagórski, Z., *Modelowanie trójwymiarowej nieustalonej wymiany ciepła w zaworach silników tłokowych metodą KM3R*, Kongres PTNSS, referat nr P05-C067, Bielsko Biała - Szczyrk 2005.

- [6] Nagórski, Z., *Badania symulacyjne wpływu kontaktowego oporu cieplnego na stan cieplny zaworów wylotowych podczas „zimnego” rozruchu silnika*, 31th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'2005 - Journal of KONES, Vol. 11, No. 3-4, pp. 265-274.
- [7] Wiśniewski, S., *Obciążenia cieplne silników tłokowych*, WKiŁ, Warszawa 1972.
- [8] Wiśniewski, T., *Sprawozdanie z grantu KBN Nr 442/S6/94/06*.