



M. Sosnowski,<sup>1</sup>A. Jamrozik,<sup>1</sup>A. Kociszewski,<sup>1</sup>W. Tutak  
*Akademia im. Jana Długosza, <sup>1</sup>Politechnika Częstochowska*

## MODEL KIVA-3V JEDNO- I DWUSTOPNIOWEGO SYSTEMU SPALANIA W TŁOKOWYM SILNIKU ZI

### Streszczenie

W pracy przedstawiono porównanie wyników modelowania obiegu silnika ZI zasilanego mieszanką homogeniczną i realizującego jednostopniowy system spalania z wynikami modelowania obiegu silnika ZI zasilanego mieszanką heterogeniczną i realizującego dwustopniowy system spalania. Do modelowania obiegu silnika wykorzystano program KIVA-3V.

Wyniki modelowania wykazały, że w efekcie zubażania homogenicznej mieszanki palnej w silniku z jednostopniowym systemem spalania powyżej  $\lambda=1,2$ , obniżeniu ulegają maksymalne wartości ciśnienia i temperatury obiegu, a przebieg procesu spalania w tym silniku niekorzystnie odbiega od przebiegu spalania mieszanki heterogenicznej w silniku z dwustopniowym systemem spalania o takim samym średnim współczynniku nadmiaru powietrza. Uzyskane charakterystyki szybkości wydzielania ciepła w procesie spalania i sumarycznej ilości ciepła wydzielonego podczas spalania dowodzą, że pomimo znacznego zubożenia mieszanki palnej, dla  $\lambda=2,0$ , proces spalania w tym silniku z dwustopniowym systemem spalania przebiegał dostatecznie szybko, aby możliwe było osiągnięcie odpowiednich osiągnięć silnika.

*Słowa kluczowe:* Silnik z dwustopniowym systemem spalania, komora wstępna, współczynnik nadmiaru powietrza, ciśnienie, temperatura, ciepło

### Wstęp

Spalanie mieszanek ubogich prowadzi do obniżenia temperatury procesu spalania w cylindrze i jest jedną z metod ograniczenia emisji tlenków azotu i poprawy sprawności silnika tłokowego. Zwiększenie nadmiaru powietrza po-

woduje jednak spadek osiągow silnika, wyrazajacy sie zmniejszeniem maksymalnego momentu, czyli takze zmniejszeniem maksymalnej wartosci cisnienia indukowanego [9, 11].

Silniki o zaplonie iskrowym spalajace mieszanke homogeniczne, z uwagi na wazkie granice palnosc stosowanych paliw pracuja prawidlowo jedynie w wazkim zakresie wspolczynnika nadmiaru powietrza. W przypadku benzyny, dolna granica zakresu wyznaczajaca mozliwe wzbogacenie mieszanke wynosi okolo 0,5, za granica maksymalnego zubozenia okolo 1,3. Przekroczenie tych wartosci wiaze sie z narastajaca niepowtarzalnoscia kolejnych cykli silnika oraz wypadaniem zaplonow [10].

Silniki z dzielona komora spalania, spalajace mieszanke heterogeniczne (bogata mieszanke w malej komorze wstepnej i bardzo uboga mieszanke w pozostalej czesci komory) daja mozliwosc znacznie wiecejzego zubozenia mieszanke palnej niz jest to mozliwe w silnikach spalajacych mieszanke homogeniczne.

Jednym z narzedzi badawczych – coraz czesciej wykorzystywanych w analizie procesow skladajacych sie na roboczy cykl silnika tlukowego – jest modelowanie matematyczne.

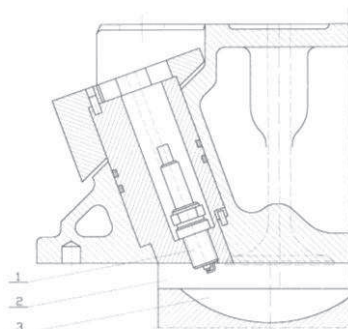
Obecnie do modelowania obiegu silnika ZI wykorzystywane sa programy komputerowe, pozwalajace na zbudowanie i analize modelu trojwymiarowego rozpatrywanego zagadnienia. Jednym z takich programow jest model numeryczny, zapisany w postaci rodziny kodow KIVA (I, II, 3, 3V) opracowanych w Los Alamos National Laboratory w Stanach Zjednoczonych [2, 3, 4]. Podstawa modelu KIVA-3V jest uklad rownan zachowania masy, pedu, energii i skladnikow, opisujacy nieustalone, trojwymiarowe pole przeplywu z reakcjami chemicznymi (spalaniem).

Program ten pozwala na obliczanie przeplywow trojwymiarowych w komorach silnikow o dowolnej geometrii, z uwzglednieniem efektow turbulencji, strugi cieczy i wymiany ciepla ze sciankami [5, 6].

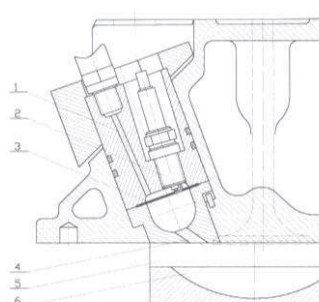
W ramach pracy, w programie KIVA-3V przeprowadzono trojwymiarowe modelowanie procesu spalania mieszanek homogenicznych w badawczym silniku ZI o stopniu sprężania rownym 9, realizujacym jednostopniowy, konwencjonalny system spalania. Dokonano takze modelowania procesu spalania mieszanek heterogenicznych w tym silniku, wyposazonym dodatkowo w komore wstepna o stopniu sprężania 8,6 i realizujacym dwustopniowy system spalania. Obliczenia dotyczyly rzeczywistego silnika badawczego uruchomionego w hamowni Instytutu Maszyn Tlukowych i Techniki Sterowania Politechniki Czestochowskiej.

## Modele obliczeniowe

Rozmieszczenie komór spalania w cylindrze i głowicy modelowanego rzeczywistego silnika badawczego z jedno i dwustopniowym systemem spalania przedstawiają rysunki 1 oraz 2.

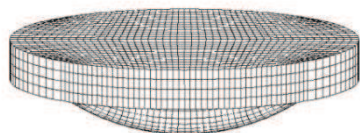


Rys. 1. Głowica silnika badawczego z konwencjonalnym systemem spalania; 1 - świeca zapłonowa, 2 - komora spalania w cylindrze, 3 - komora spalania w tłoku

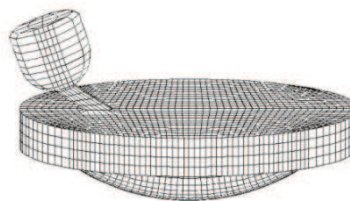


Rys. 2. Głowica silnika badawczego z komorą wstępną; 1 - kanał paliwa wzbogacającego, 2 - świeca zapłonowa, 3 - komora wstępna, 4 - kanał łączący, 5 - komora spalania w cylindrze, 6 - komora spalania w tłoku

Przestrzenie robocze komór spalania silnika dla obu modelowanych systemów, zbudowane w preprocesorze programu KIVA zgodnie z wymiarami rzeczywistego silnika badawczego, realizującego jedno i dwustopniowy proces spalania, przedstawione zostały dla położenia tłoka w ZZP na rysunkach nr 3 i 4 w postaci geometrycznych siatek obliczeniowych.



Rys. 3. Siatka geometryczna komory spalania modelowanego silnika z konwencjonalnym systemem spalania w ZZP



Rys. 4. Siatka geometryczna komór spalania modelowanego silnika z komorą wstępną w ZZP

## Przebieg obliczeń

Obliczenia rozpoczynają się w WZP na początku suwu sprężania dla warunków początkowych ustalanych na podstawie pomiarów eksperymentalnych i trwają przez kilka kolejnych cykli, aż do chwili osiągnięcia stabilności numerycznej rozwiązania. W chwili początku sprężania w komorach spalania obu silników znajduje się homogeniczna mieszanka palna, wytworzona w układzie dolotowym silnika. W silniku z dzieloną komorą spalania, 45° OWK przed ZZP w komorze wstępnej zostaje ona wzbogacona poprzez wtrysk dodatkowej dawki paliwa. W silniku z jednostopniowym systemem spalania zapłon za pomocą wyładowania iskrowego następuje w cylindrze, a w silniku z systemem dwustopniowym w komorze wstępnej. W obu przypadkach ma to miejsce 12° OWK przed ZZP.

Analizie poddano przebiegi procesu spalania w komorach roboczych silnika z jednostopniowym systemem spalania oraz silnika z komorą wstępną dla pięciu wartości średniego współczynnika nadmiaru powietrza: 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0.

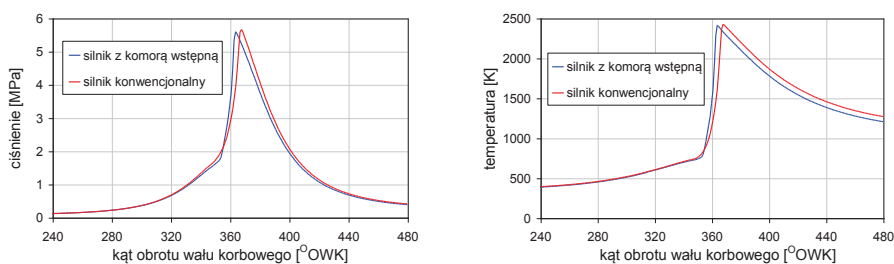
## Wyniki obliczeń

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano, uśrednione dla całej przestrzeni roboczej (cylindra w silniku konwencjonalnym oraz cylindra i komory wstępnej w silniku z dzieloną komorą spalania), przebiegi ciśnienia i temperatury w funkcji kąta OWK (rysunki od 5 do 9).

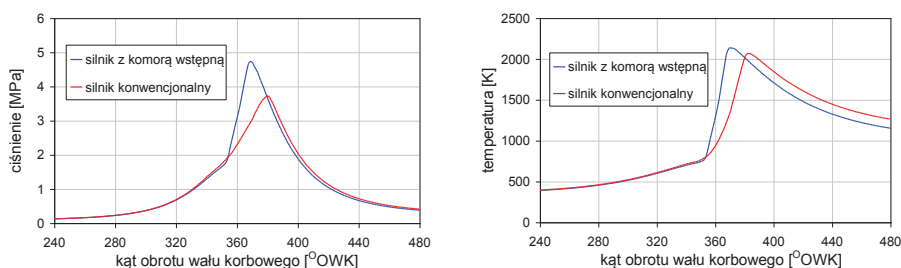
Analiza porównawcza otrzymanych charakterystyk pokazuje, że tylko przy spalaniu mieszanki o współczynniku nadmiaru powietrza 1,2, maksymalne wartości ciśnienia i temperatury procesu spalania obu systemów są podobne. Maksymalne ciśnienie spalania w silniku z komorą wstępną wyniosło 5,61 MPa przy kącie 4° po ZZP, a w silniku z konwencjonalnym systemem spalania 5,67 MPa przy kącie 8° po ZZP. Wartości maksymalnej temperatury były równe odpowiednio 2420 K przy kącie 5° po ZZP i 2430 K przy kącie 9° po ZZP.

W miarę powiększania współczynnika nadmiaru powietrza w granicach od  $\lambda = 1,2$  do  $\lambda = 2,0$  w silniku zasilanym ładunkiem homogenicznym następuje znaczący spadek maksymalnego ciśnienia i temperatury procesu spalania w porównaniu do silnika spalającego mieszkankę heterogeniczną w systemie dwustopniowym. Jest to związane z małą prędkością rozprzestrzeniania się płomienia i niewystarczającą ilością ciepła, wywiązanego w pierwszej fazie spalania ubogiej mieszanki homogenicznej. Skuteczny zapłon silnie zubożonej mieszanki palnej w cylindrze silnika z dzieloną komorą spalania jest możliwy dzięki zwiększeniu sumarycznej powierzchni ognisk zapłonu zainicjowanych spalaniem bogatej mieszanki w komorze wstępnej i podwyższeniu ich temperatury. Kiedy średni współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki był równy 2,0, obliczona wartość osiągniętego maksymalnego ciśnienia wyniosła, w silniku z konwencjonalnym systemem spalania 2,25 MPa przy kącie 12° OWK po ZZP,

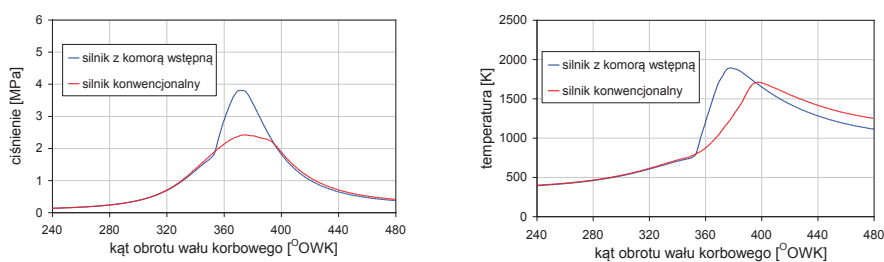
a w silniku z komorą wstępną 3,1 MPa przy kącie 11°OWK po ZPP. Obliczone maksymalne temperatury wyniosły odpowiednio dla silnika z konwencjonalnym systemem spalania 1500 K przy kącie 40°OWK po ZPP, a dla silnika z komorą wstępną 1550 K przy kącie 24°OWK po ZPP.



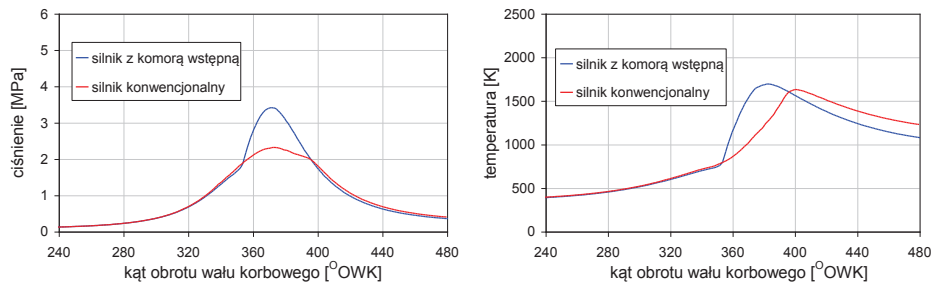
Rys. 5. Usrednione przebiegi ciŹnienia i temperatury modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla  $\lambda = 1,2$



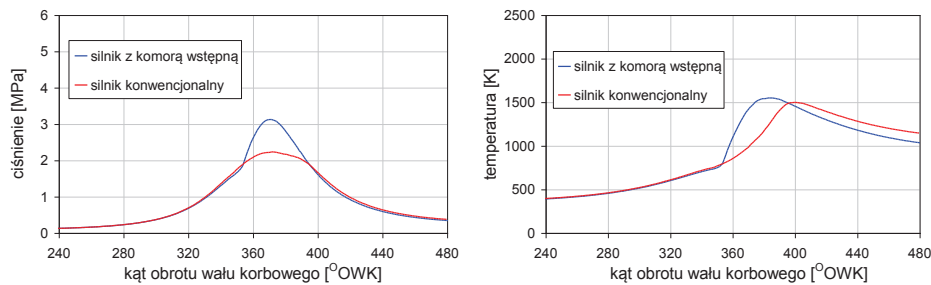
Rys. 6. Usrednione przebiegi ciŹnienia i temperatury modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla  $\lambda = 1,4$



Rys. 7. Usrednione przebiegi ciŹnienia i temperatury modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla  $\lambda = 1,6$



Rys. 8. Uśrednione przebiegi ciśnienia i temperatury modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla  $\lambda = 1,8$



Rys. 9. Uśrednione przebiegi ciśnienia i temperatury modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla  $\lambda = 2,0$

Spadek maksymalnych parametrów obiegu silnika związany jest z małą prędkością rozprzestrzeniania się płomienia i niewystarczającą ilością ciepła wywołanego w pierwszej fazie spalania ubogiej mieszanki homogenicznej. Skuteczny zapłon silnie zubożonej mieszanki palnej w cylindrze silnika z dzieloną komorą spalania jest możliwy dzięki zwiększeniu sumarycznej powierzchni ognisk zapłonu, zainicjowanych spalaniem bogatej mieszanki w komorze wstępnej i podwyższeniu ich temperatury. Na rys. 10 do rys. 14 przedstawiono charakterystyki szybkości wydzielania ciepła w procesie spalania i sumarycznej ilości ciepła wydzielonego podczas spalania w funkcji kąta OWK modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną, dla analizowanego zakresu składu mieszanki o  $\lambda$  od 1,2 do 2,0. Wielkości te obliczono dla gazu doskonałego, z pierwszej zasady termodynamiki, na podstawie ciśnień i temperatur uśrednionych dla całkowitej objętości spalania uzyskanych z modelowania. Wyznaczone ciepło jest tzw. ciepłem netto, nieuwzględniającym ilości ciepła wymienianego z otoczeniem przez granice układu.

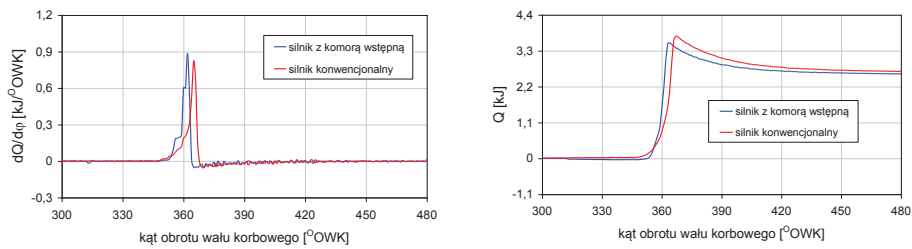
Szybkość wydzielania ciepła:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi}$$

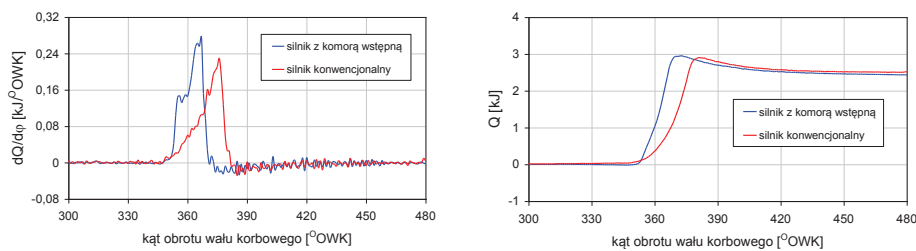
$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{1}{\chi-1} \left( \chi p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} \right)$$

$$\chi = 1,392 - 8,13 \cdot 10^{-5} T \quad [8]$$

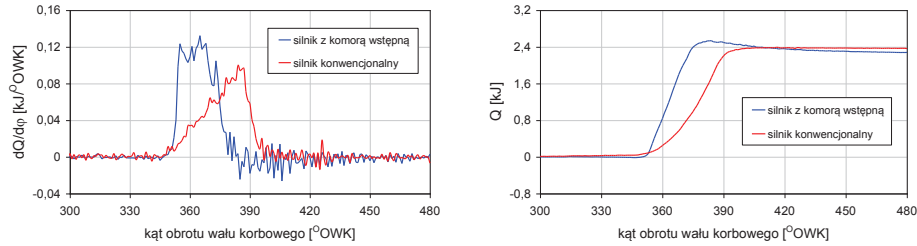
gdzie:  $U$  – energia wewnętrzna [kJ],  
 $P$  – ciśnienie czynnika [kPa],  
 $T$  – temperatura czynnika [K],  
 $V$  – objętość [m<sup>3</sup>],  
 $\chi$  – wykładnik izentropy.



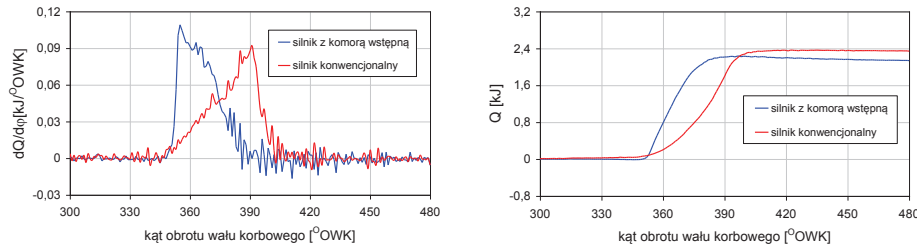
Rys. 10. Szybkość wydzielania ciepła oraz ilość ciepła wydzielonego w procesie spalania w funkcji kąta OWK modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla średniego  $\lambda = 1,2$



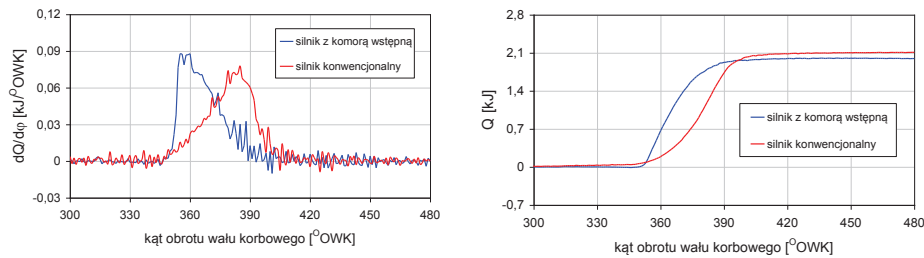
Rys. 11. Szybkość wydzielania ciepła oraz ilość ciepła wydzielonego w procesie spalania w funkcji kąta OWK modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla średniego  $\lambda = 1,4$



Rys. 12. Szybkość wydzielania ciepła oraz ilość ciepła wydzielonego w procesie spalania w funkcji kąta OWK modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla średniego  $\lambda = 1,6$



Rys. 13. Szybkość wydzielania ciepła oraz ilość ciepła wydzielonego w procesie spalania w funkcji kąta OWK modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla średniego  $\lambda = 1,8$



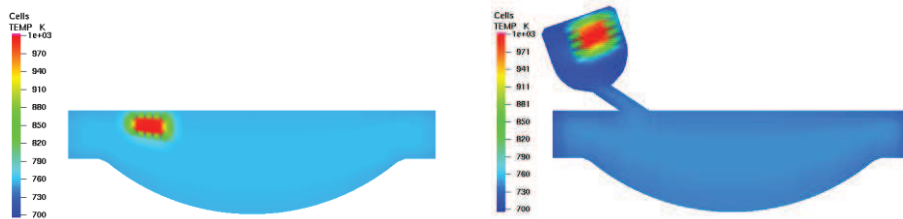
Rys. 14. Szybkość wydzielania ciepła oraz ilość ciepła wydzielonego w procesie spalania w funkcji kąta OWK modelu silnika z konwencjonalnym systemem spalania i modelu silnika z komorą wstępną dla średniego  $\lambda = 2,0$

Przeprowadzone w ramach pracy [7] badania hamowniane eksperymentalnego wolnossącego silnika ZI, realizującego jedno i dwustopniowy system spalania, pokazały, że stosowanie konwencjonalnego systemu spalania mieszanek homogenicznych w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza powyżej wartości 1,6 jest niecelowe, ponieważ wiąże się ze znaczną niepewnością

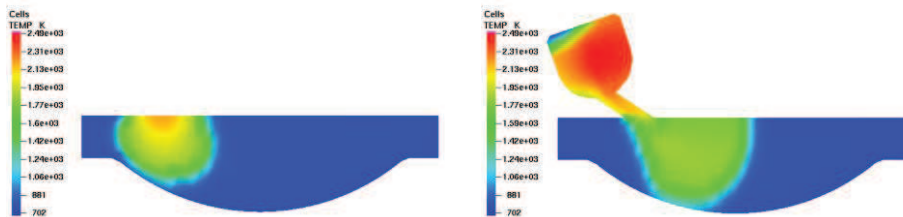


kolejnych cykli jego pracy oraz wypadaniem zapłonów. Dwustopniowy system spalania mieszanek heterogenicznych wykorzystany w silniku badawczym z dzieloną komorą spalania pozwalał na jego poprawną pracę na mieszance palnej o średnim współczynniku nadmiaru powietrza do 2,0.

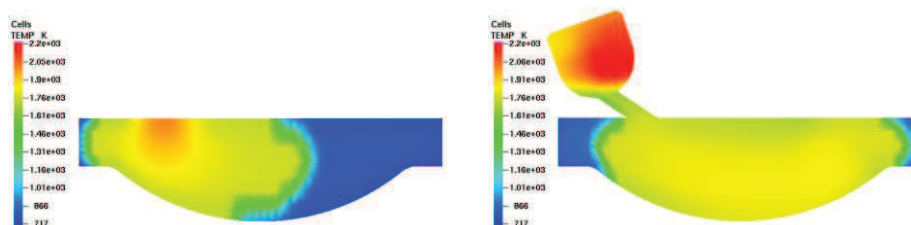
Program KIVA generuje na bieżąco pliki graficzne, które wczytane do postprocesora GMV [1] pozwalają wizualizować rezultaty obliczeń. Rysunki 15 do 18 przedstawiają porównanie rozkładów temperatury w komorach spalania silnika z konwencjonalnym systemem spalania i silnika z komorą wstępną dla czterech wybranych kątów obrotu wału korbowego przy  $\lambda = 2,0$ . Przestrzenny rozkład temperatury w komorach roboczych silnika dla obu analizowanych systemów pokazuje różnice w szybkości przebiegu procesu spalania jednostopniowego, wykorzystywanego w silniku konwencjonalnym, i dwustopniowego w silniku z dzieloną komorą spalania.



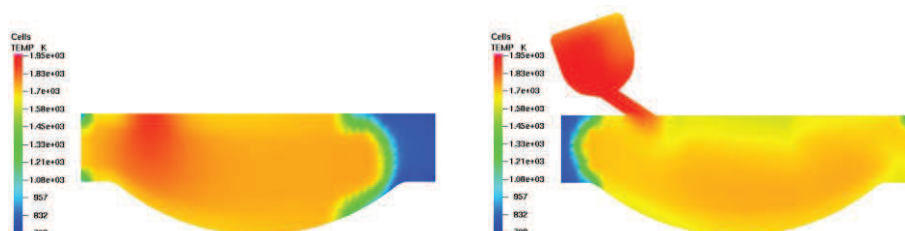
Rys. 15. Rozkład temperatury w komorach spalania silnika z konwencjonalnym systemem spalania i silnika z komorą wstępną  $11^\circ$  OWK przed ZZP przy średnim współczynniku nadmiaru powietrza równym 2,0



Rys. 16. Rozkład temperatury w komorach spalania silnika z konwencjonalnym systemem spalania i silnika z komorą wstępną  $5^\circ$  OWK przed ZZP przy średnim współczynniku nadmiaru powietrza równym 2,0



Rys. 17. Rozkład temperatury w komorach spalania silnika z konwencjonalnym systemem spalania i silnika z komorą wstępną  $11^\circ$  OWK po ZZP przy średnim współczynniku nadmiaru powietrza równym 2,0



Rys. 18. Rozkład temperatury w komorach spalania silnika z konwencjonalnym systemem spalania i silnika z komorą wstępną  $24^\circ$  OWK po ZZP przy średnim współczynniku nadmiaru powietrza równym 2,0

## Podsumowanie

Wyniki modelowania obiegu silnika z jedno- i dwustopniowym systemem spalania przy pomocy programu KIVA-3V wykazały, że w zakresie mieszanek o współczynnikach nadmiaru powietrza  $\lambda$ , uśrednionych dla całego silnika i nieprzekraczających 1,2, przebieg procesu spalania mieszanki homogenicznej w silniku z jednostopniowym systemem spalania nie różni się w istotnym stopniu od przebiegu dwustopniowego spalania mieszanki heterogenicznej w silniku z komorą wstępną. W miarę zubażania mieszanki powyżej  $\lambda = 1,2$ , przebieg spalania mieszanki homogenicznej w systemie jednostopniowym niekorzystnie odbiega od przebiegu spalania mieszanki heterogenicznej w systemie dwustopniowym, o takim samym średnim współczynniku nadmiaru powietrza, obniżają się maksymalne parametry obiegu silnika i zmniejsza się szybkość procesu wydzielania ciepła. Kiedy średni współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki był równy 2,0, obliczona wartość maksymalnego ciśnienia spalania wyniosła: w silniku z konwencjonalnym systemem spalania 2,25 MPa przy kącie  $12^\circ$

OWK po ZZP, a w silniku z komorą wstępną 3,1 MPa przy kącie 11°OWK po ZZP. Obliczone maksymalne temperatury wyniosły odpowiednio: dla silnika z konwencjonalnym systemem spalania 1500 K przy kącie 40°OWK po ZZP, a dla silnika z komorą wstępną 1550 K przy kącie 24°OWK po ZZP.

Uzyskane charakterystyki szybkości wydzielania ciepła w procesie spalania i sumarycznej ilości ciepła wydzielonego podczas spalania dowodzą, że pomimo znacznego zubożenia mieszanki palnej, dla  $\lambda = 2,0$ , proces spalania w tym silniku przebiegał dostatecznie szybko aby możliwe było osiągnięcie odpowiednich osiągnięć silnika.

Badania eksperymentalnego wolnossącego silnika ZI [7] wykazały, że osiągalna granica zubożenia mieszanki wyrażona skrajną wartością współczynnika nadmiaru powietrza wynosi dla mieszanki homogenicznej około 1,6, a dla mieszanki heterogenicznej 2,0.

## Literatura

- [1] Abraham J., Magi V., General Mesh Viewer. Los Alamos National Laboratory, LA-UR-95-2986, March 1995.
- [2] Amsden A.A., *KIVA-3V, A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valve*, Los Alamos National Laboratory, LA-UR-97-689, February 1997.
- [3] Amsden A.A., *KIVA-3, A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*, Los Alamos National Laboratory, LA-12503-MS, 1993.
- [4] Amsden A.A., O'Rourke P.J., Butler T.D., *KIVA-II, A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Los Alamos National Laboratory, LA-UR-11560-MS (May 1989).
- [5] Cupiał K., Jamrozik A., *Modelowanie procesu spalania w badawczym silniku ZI z dzieloną komorą spalania*, Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna, AUTOPROGRES – KONMOT 2002, Pasym k/Olsztyna 2002.
- [6] Cupiał K., Jamrozik A., *SI engine with the sectional combustion chamber*, „Journal of KONES. Internal Combustion Engines”, Vol 9, No 3–4, Warsaw – Gdansk 2002, 62-66.
- [7] Cupiał K., Jamrozik A., Spyra A., *Single and two-stage combustion system in the SI test engine*, „Journal of KONES. Internal Combustion Engines”, Vol 9, No 3-4, Warsaw – Gdansk 2002.

- [8] Gatowski J.A., Balles E.N., Chun M., Nelson F.E., Ekchian J.A., Heywood J.B., *Heat release analysis of engine pressure data*, SAE Paper 841359, 1984.
- [9] Kowalewicz A., Luft S., Różycki A., Gola M., *Wybrane aspekty zasilania silnika o ZI ubogimi mieszankami benzynowo-powietrznymi*, „Journal of KONES. Internal Combustion Engines”, Vol 6, No 3–4, 1999.
- [10] Kowalewicz A., Różycki A., *Analiza możliwości ubożego spalania homogenicznych mieszanin paliwowo-powietrznych*, Journal of KONES, Internal Combustion Engines, Vol 6, No 3–4, 1999.
- [11] Rychter T., Teodorczyk A., *Sprawność silników o zapłonie iskrowym w zakresie ubogich ładunków–ograniczenia użytkowe*, „Silniki spalino-we”, 1986, nr 1.

Marcin Sosnowski, <sup>1</sup>Arkadiusz Jamrozik, <sup>1</sup>Arkadiusz Kociszewski, <sup>1</sup>Wojciech Tutak  
*Akademia im. Jana Długosza, <sup>1</sup>Politechnika Częstochowska*

## KIVA-3V MODEL OF SINGLE AND TWO-STAGE COMBUSTION SYSTEM IN SI PISTON ENGINE

### Summary

This paper compares numerical modelling results of SI engine work cycle powered by homogeneous mixture with single-stage combustion system and SI engine work cycle powered by heterogeneous mixture with two-stage combustion system. The numerical model of the engine work cycle was built using KIVA 3V code. Numerical modelling results of engine work with single stage combustion system and homogenous mixture of average excess air factor greater than  $\lambda = 1,2$  show decrease in maximal pressure and temperature values of engine cycle. The combustion phenomenon in this engine unfavourably differs from heterogeneous mixture combustion in two-stage combustion system engine of the same average excess air factor. Characteristics of the heat release rate during combustion and the total amount of heat generated during combustion show that despite a significant depletion of fuel mixture for  $\lambda = 2,0$ , the combustion process in the engine with two-stage combustion system was fast enough to reach a suitable engine performance.

*Keywords:* Engine with two-stage combustion system, prechamber, excess air factor, pressure, temperature, heat