

EFFECT OF THERMAL BARRIER COATING ON TEMPERATURE AND STRESS DISTRIBUTION IN DIESEL ENGINE

Tadeusz Hejwowski

*Department of Materials Engineering, Lublin University of Technology
Nadystrzycka Street 36, 20-618 Lublin, Poland
State Higher School of Vocational Education
Akademicka Street 8, 22-400 Zamość, Poland*

Hubert Dębski

*Department of Machine Design, Lublin University of Technology
Nadystrzycka Street 36, 20-618 Lublin, Poland
tel.: +48 81 5384219, fax: +48 81 5250808
e-mail: t.hejwowski@pollub.pl*

Abstract

The paper presents results of FEM investigations into the effect of thermal barrier coating (TBC) on stress and temperature distributions in the components of naturally aspirated diesel engine. Calculations were performed by means of Abaqus ver. 6.8-3 computer program. The considered coating was plasma sprayed double-layered TBC consisting 0.15 mm thick NiCrAl bond layer and 0.3 mm ZrO₂-8%Y₂O₃ top coat. TBC reduced the maximum temperature of the cylinder head by 15K compared to uncoated metal head, increased temperature of the outlet channel by 10 K and reduced maximum temperatures in inlet and outlet valves by 2 and 1.2 K, respectively. Although maximum temperature of the piston head remained the same after deposition of the coating but the range of temperatures at the piston head was reduced by 23.8%. Application of TBC considerably reduced stresses in a critical region of outlet valve- the interface of stellite hardfacing/valve. The highest thermal stresses in the TBC were in the bondcoat, which confirms the common localization of damages. Stress concentrations were also found in the metal part at the edges of TBC and at the edges of the recess machined in the piston head. The reduction of metal temperatures and thermal gradients in protected components should have some positive effect on the components' durability.

Keywords: diesel engine, FEM, thermal barrier coating, thermal stress, temperature distribution

WPLYW BARIERY CIEPLNEJ NA ROZKŁAD TEMPERATUR I NAPRĘŻEŃ W SILNIKU ZS

Streszczenie

W pracy przedstawiono rezultaty badań numerycznych wpływu powłoki typu bariery cieplnej (TBC) na rozkład temperatur i naprężeń w elementach wolnossącego silnika ZS. Obliczenia numeryczne zostały wykonane przy pomocy programu Abaqus wer. 6.8-3. Rozważano natryskaną plazmowo powłokę dwuwarstwową składającą się z warstwy podkładowej o gr. 0,15 mm i warstwy ceramicznej ZrO₂-8%Y₂O₃ o grubości 0,3 mm. TBC obniżyła maksymalną temperaturę głowicy silnika o 15 K w porównaniu do głowicy nie pokrytej powłoką oraz obniżyła maksymalne temperatury zaworów wylotowego i dolotowego o 2 K i 1,2 K, odpowiednio. Wprawdzie maksymalna temperatura tłoka pozostała stała ale obniżył się o 23,8% zakres temperatur na powierzchni tłoka. Zastosowanie powłoki znacznie obniżyło wartość naprężeń w krytycznym miejscu zaworu wylotowego- granicy podłoża i warstwy napawanej stellite. Najwyższa wartość naprężeń TBC występowała w warstwie podkładowej co potwierdziło częstą lokalizację pęknięć. Znalaziono również koncentracje naprężeń na krawędzi TBC i krawędzi wybrania w denku tłoka. Obniżenie temperatur metalu i gradientów temperatur w pokrytych elementach powinno wydłużyć trwałość elementów.

Słowa kluczowe: silnik ZS, MES, bariera cieplna, naprężenie cieplne, rozkład temperatur

1. Wprowadzenie

Należy oczekiwać, że silniki czterosuwowe z zapłonem iskrowym raz samoczynnym utrzymają także swoją wiodącą pozycję w ciągu najbliższych lat. Sprzedawane na rynku modele samochodów są z reguły wyposażone w różne wersje silników aby sprostać dużej konkurencji. Zauważa się wyraźny wzrost mocy jednostkowej, spadek zużycia paliwa, wzrost niezawodności silników oraz wzrost wymogów dotyczących niskiej emisji składników toksycznych w spalinach. Osiągnięcie tych celów wymagało stałego doskonalenia konstrukcji silników oraz jego sterowania a także dopracowania zespołów współpracujących z silnikiem [14]. Stale wprowadzane są do produkcji wielkoseryjnej najnowsze osiągnięcia inżynierii materiałowej i inżynierii powierzchni.

Najbardziej kosztownym elementem silnika ZS jest głowica. Pęknięcia obserwuje się najczęściej w mostku łączącym kanały zaworowe, niekiedy są spowodowane zbyt ciasnym pasowaniem prowadnicy zaworu do otworu w głowicy [9]. Rzadko obserwuje się pęknięcia głowic wskutek ich przegrzania. Warunki pracy głowic silników można określić jako ciężkie ze względu na wysokie wartości obciążeń mechanicznych i cieplnych. Głowice silników są wykonywane w technologii odlewniczej ze względu na swój skomplikowany kształt, najczęściej stosowanymi stopami są żeliwa i siluminy. Konstrukcja głowicy zależy od systemu spalania, liczby i usytuowania zaworów oraz wałka rozrządu. Powierzchnia głowicy pomiędzy gniazdami zaworów należy do najbardziej obciążonych cieplnie miejsc głowicy. Bezpośredni pomiar temperatury w miejscach głowicy narażonych na pękanie jest bardzo trudny, badania metalograficzne żeliwnych głowic silników ZS wykazały, że temperatury na stronie ogniowej zawierają się w zakresie 573-953 K, a niekiedy nawet 1053 K [15]. W temperaturach przekraczających 950 K wyraźnie wzrasta intensywność korozji głowic. Cienka warstwa materiału głowicy, przyległa do powierzchni ogniowej, jest poddawana w każdym cyklu pracy silnika działaniu cyklicznie zmieniających się temperatur co powoduje zmęczenie wysokocyklowe. Z drugiej strony, ze względu na istnienie gradientu temperatur w materiale głowicy, warstwa materiału przyległa do powierzchni ogniowej i posiadająca wysoką średnią temperaturę jest poddana naprężeniom ściskającym ze strony warstw materiału leżących dalej od powierzchni i powoduje to pęcznienie materiału. Natomiast po wyłączeniu silnika, po wyrównaniu temperatur w jego przekroju w warstwie powierzchniowej powstają naprężenia rozciągające, proces spowodowany włączaniem/wyłączaniem silnika jest procesem zmęczenia niskocyklowego.

Zawory silników spalinowych należą do najsilniej obciążonych cieplnie elementów silników. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym jest związany z grzaniem przez gazy oraz odprowadzaniem ciepła przez powierzchnię przyłgni oraz wzdłuż trzonka do prowadnicy. Wartość naprężeń w grzybku zaworu jest znacznie wyższa dla silników ZS niż ZI. Wyższe temperatury gazów są natomiast charakterystyczne dla silników ZI. Podczas zamykania zaworu kontakt pomiędzy grzybkiem i przyłgnią jest początkowo punktowy ze względu na odkształcenia cieplne występujące w silniku i powoduje to powstanie naprężeń gnących w grzybku. Przyłgnia zaworu jest narażona na korozję oraz zużycie ściernie oraz adhezyjne. Bardzo nasiloną formą zużywania jest zużycie korozyjno-erozyjne zachodzące w warunkach przedmuchu gazów wskutek nieszczelności zaworu.

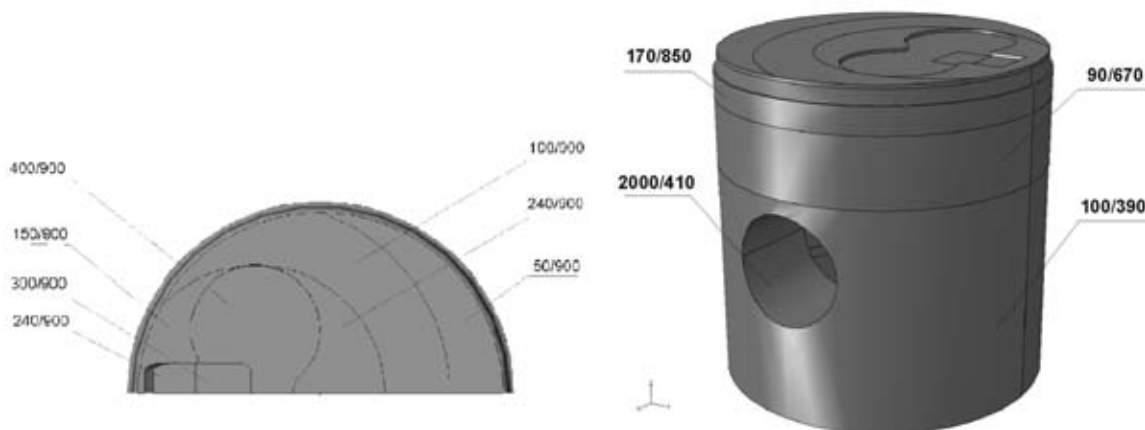
Tłok należy do najbardziej obciążonych elementów silnika. Jego zadaniem jest przejście sił gazowych i przekazanie ich na sworzeń tłokowy, zapewnić szczelność komory spalania poprzez mały luz w tulei cylindrowej oraz odprowadzić ciepło z denka tłoka do tulei cylindra [9]. Uszkodzenia tłoków przyjmują różnorakie formy, z których zasadnicze to: uszkodzenia cieplne (ubytki denka tłoka), uszkodzenia mechaniczne denka wskutek uderzenia w grzybki zaworów, zużycie ściernie na powierzchni poboczniczy, wyłamanie półek [16].

Pierwsze prace w zakresie adiabatyzacji komory spalania wskazywały na możliwość znacznego zwiększenia sprawności silnika [3, 4, 17]. Zastosowanie natryskiwanych cieplnie powłok typu barier cieplnych (TBC) nie wymaga, w przeciwieństwie do wkładek z ceramiki monolitycznej, istotnych zmian w konstrukcji silnika.

Zastosowanie TBC na powierzchni elementów otaczających komorę spalania może zwiększyć ich trwałość ze względu na ograniczenie dopływu ciepła. Celem pracy było określenie wpływu natryskanej cieplnie powłoki typu bariery cieplnej na rozkład naprężeń i temperatur w głowicy wolnossącego silnika 4C90, grzybkach i gniazdach zaworów oraz w tłoku. W obliczeniach numerycznych zastosowano jako narzędzie numeryczne program Abaqus/Standard.

2. Analiza numeryczna

Ze względu na duże rozmiary modelu obliczeniowego i występowanie zagadnień kontaktowych co znacznym stopniu utrudniało uzyskanie zbieżności rozwiązania przyjęto, że charakterystyki materiałów występujących w modelu są izotropowe i liniowo sprężyste. Równania konstytutywne były liniowe, uwzględniono natomiast nieliniowość geometryczną. Zastosowanym narzędziem numerycznym był program ABAQUS/Standard, umożliwiający wykonywanie obliczeń MES w zakresie nieliniowym w oparciu o iteracyjne techniki obliczeń zagadnień geometrycznie nieliniowych z wykorzystaniem metody Newtona-Raphsona. Założono, że została wykonana częściowa adiabatyzacja silnika poprzez położenie metodą natryskiwaną plazmowego powłoki dwuwarstwowej składającej się z warstwy podkładowej (wiążącej) NiCrAl o grubości 0,15 mm i warstwy ceramicznej z tlenku cyrkonu częściowo stabilizowanego zawartością 8% Y_2O_3 (PSZ) o grubości 0,3 mm. Powłokę wykonano na denku tłoka, stopkach zaworów i części powierzchni komory wirowej i głowicy, stanowiących górną część komory spalania. W modelu wykorzystano elementy typu C3D8T 8-węzłowe, heksagonalne do analizy sprężonej temperaturowo-odkształceniowej z funkcją kształtu 1-rzędu. Elementy tego typu były wykorzystane do zamodelowania elementów prostych geometrycznie, takich jak: gniazda zaworów, napoina, prowadnice zaworów, talerzyki zaworów, trzonki zaworów. Pozostałe części silnika zamodelowano z wykorzystaniem elementów C3D4T 4-węzłowych, tetragonalnych do analizy sprężonej temperaturowo-odkształceniowej z funkcją kształtu 1-rzędu. Wykonano analizę sprężoną temperaturowo-odkształceniową. Liczba elementów modelu silnika wynosiła 80046, liczba węzłów modelu - 54634, liczba równań zagadnienia numerycznego - 201473. Analizę temperaturowo-odkształceniową tłoka wykonano natomiast na modelu przedstawionym na rysunku. Dla modelu tłoka z powłoką liczba elementów wynosiła 31835, liczba węzłów - 6432, liczba równań - 27753. Dla modelu tłoka bez powłoki liczba równań wynosiła 30563, liczba węzłów - 6432, liczba równań - 25728. Powłokę na elementach komory spalania zamodelowano przy pomocy elementów typu skin. Model geometryczny tłoka i przyjęte warunki brzegowe pokazano na Rys. 1 a i b.



Rys. 1.a.b. Model geometryczny tłoka i warunki brzegowe III rodzaju (wsp.Przejmowania ciepła/temperatura)
Fig. 1.a.b Geometric model of piston and boundary conditions of 3-rd kind (heat transfer coefficient/Temperature)

Tab.1 Właściwości fizyczne materiałów
 Tab 1 Physical properties of tested materials

	kaślub silnika	tuleja cylindra	głowica	gniazdo dolat.	gniazdo wyd.	komora wirowa
moduł Younga, GPa	109	109	109	204	190	190
wsp. Poissona	0,26	0,28	0,26	0,3	0,3	0,3
gęstość, kg/m ³	7325	7800	7200	7600	7670	7670
wsp.rozszerz. cieplnej, 1/K	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$9 \cdot 10^{-6}$	$9,5 \cdot 10^{-6}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$
wsp.przewodzenia ciepła, W/mK	50	45	53	22	18	18
ciepło właściwe, J/kgK	550	444	410	640	461	460

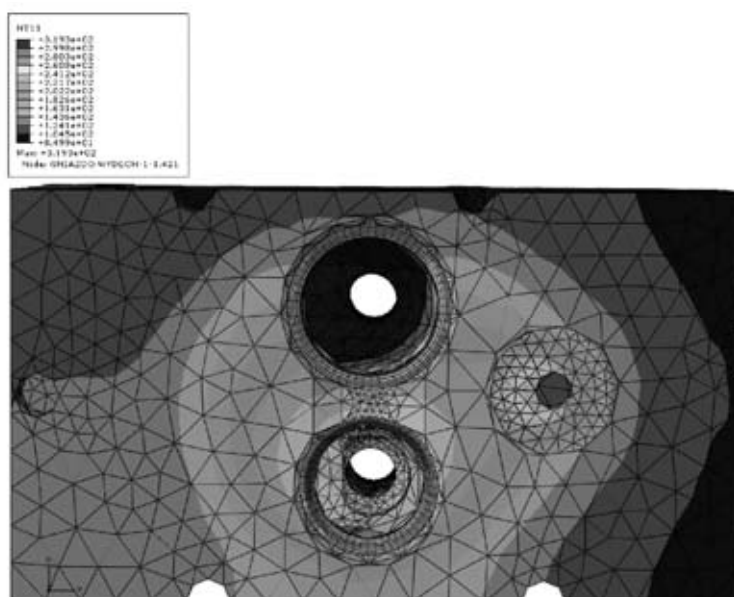
	napoina	przewadnice zaworów	zawór dolat.	zawór wydech. trzonek	zawór wyd. talerzyk
moduł Younga, GPa	220	109	200	200	190
wsp. Poissona	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
gęstość, kg/m ³	8300	7200	7800	7600	7800
wsp.rozszerz. cieplnej, 1/K	$1,33 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$1,14 \cdot 10^{-5}$	$1,14 \cdot 10^{-5}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$
wsp.przewodzenia ciepła, W/mK	61,5	53	49	49	18
ciepło właściwe, J/kgK	423	419	490	490	461

	Stop AK12	PSZ	Warstwa NiCrAl	Uszczelka
moduł Younga, GPa	80	11,25	150	19,15
wsp. Poissona	0,28	0,25	0,25	0,29
gęstość, kg/m ³	2700	5560	8000	2250
wsp.rozszerz. cieplnej, 1/K	$21 \cdot 10^{-6}$	$10,9 \cdot 10^{-6}$	$19 \cdot 10^{-6}$	$0,27 \cdot 10^{-6}$
wsp.przewodzenia ciepła, W/mK	155	1,4	15	0,17
ciepło właściwe, J/kgK	960	620	452	356

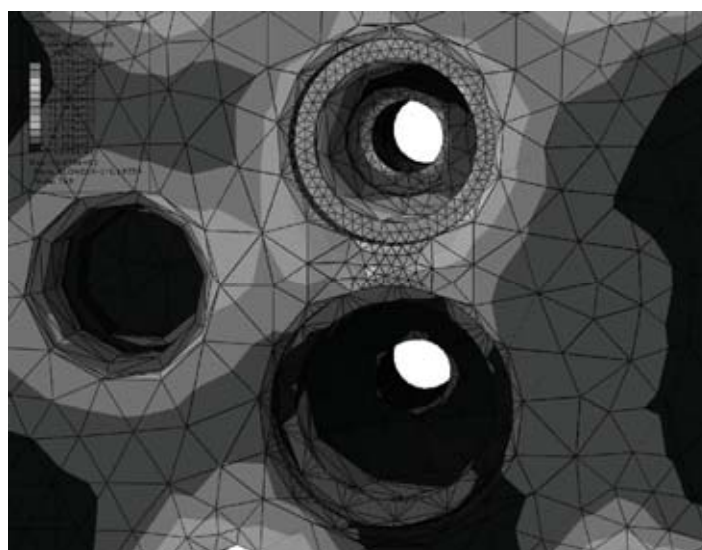
Śruby zamodelowano za pomocą interakcji typu connector (beam) zakładając, że wykonane są ze stali, $E=207$ GPa, $\nu = 0,3$. Założono, że grubość uszczelki głowicy wynosi 1,4 mm. Analizę dla warunków nominalnych wykonano w dwóch etapach, pierwszym etapem był dokręcenie śrub mocujących głowicę, natomiast drugim etapem rozruch silnika trwający 1880 s., oba grzybki zaworowe opuszczono o 2,2 mm i założono stałość warunków brzegowych. Właściwości materiałów, przedstawione w tabeli 1, wzięto z [1, 7, 8, 10, 11]. Nałożono warunki brzegowe III rodzaju zgodnie z [2, 3, 14]. Na powierzchni kontaktu uszczelki i głowicy oraz kaśluba założono wartość współczynnika przejmowania ciepła $\alpha=600$ W/(m²·K) i wartość temperatury 386 K. Zastosowany model geometryczny jest rozwinięciem modelu przedstawionego w pracy [5].

Rysunek 2 przedstawia rozkład temperatur w głowicy pod powłoką typu TBC. Maksymalna temperatura na powierzchni ogniowej występuje w rejonie mostka łączącego zawory dolotowy i wylotowy i wynosi 526 K, to znaczy 15 K mniej od głowicy nie pokrytej powłoką. Maksymalna temperatura w głowicy występuje w kanale wylotowym i jest o 10 K wyższa w stosunku do głowicy nie izolowanej cieplnie. Wskazuje to na większą energię unoszoną przez gazy spalinowe, którą można odzyskać w turbosprężarce. Na powierzchni gniazda zaworu wylotowego maksymalna temperatura wynosi 592,3 K w porównaniu do 603 K dla silnika nie

izolowanego. Rys. 3 przedstawia rozkład naprężeń w głowicy pod barierą cieplną. Maksymalne naprężenia cieplne wyznaczone według hipotezy Hubera-Misesa wynoszą 387,8 MPa. Wartość naprężeń w mostku międzyzaworowym, w miejscu w którym obserwuje się pęknięcia po położeniu powłoki obniżyła się z 250 MPa do 226 MPa.

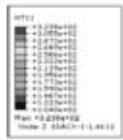


Rys. 2. Rozkład temperatury w głowicy pod powłoką TBC
Fig. 2. Temperature distribution in engine head under TBC



Rys. 3. Rozkład naprężeń w głowicy pod TBC
Fig. 3. Stress distribution in engine head under TBC

Rozkłady temperatury pod TBC w grzybkach zaworów dolotowego i wylotowego są przedstawione na Rys. 4 i 5, odpowiednio. Maksymalna temperatura w zaworze dolotowym wynosi 601 K i jest o 2 K niższa od temperatury w zaworze nieizolowanym. Temperatura na powierzchni talerzyka wynosi 597 K, w porównaniu do 603 K dla zaworu nieizolowanego. Maksymalna temperatura na powierzchni zaworu wylotowego występuje na przejściu talerzyka zaworu w trzonek i wynosi 858,4 K i jest niższa o 1,2 K od temperatury zaworu nie izolowanego. Maksymalna wartość naprężeń w grzybku zaworu dolotowego występuje na jego krawędzi i wynosi 219,5 MPa.



Rys. 4. Rozkład temperatury w zaworze dolotowym
Fig. 4. Temperature distribution in inlet valve

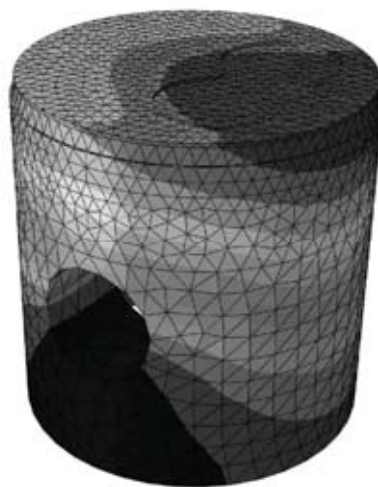


Rys. 5. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym
Fig. 5. Temperature distribution in outlet valve

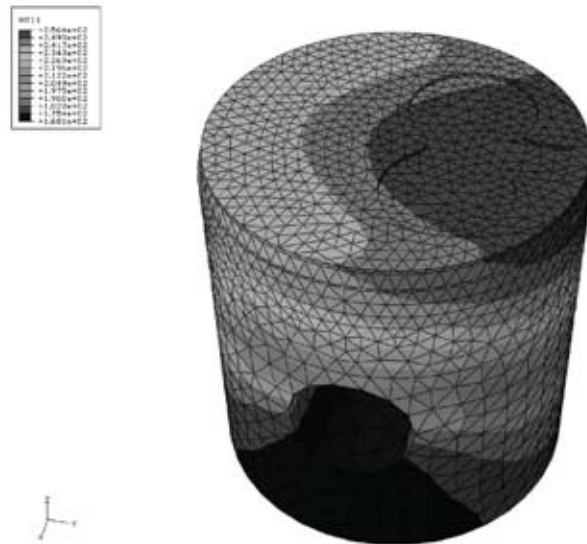
Należy jednak zauważyć fakt, iż powłoki natryskiwane cieplnie składają się ze spłaszczonych ziaren, powierzchnia rzeczywistego kontaktu ziaren stanowi jedynie 20% nominalnej powierzchni styku. Z tego względu właściwości powłok natryskanych odbiegają od klasycznych materiałów i dlatego można przypuszczać, iż skłonność powłoki do odpryskiwania będzie niższa niż sugerują rezultaty obliczeń. Dotychczas nie zostały opracowane zadowalające modele powłok natryskanych.

W zaworze wylotowym maksymalna wartość naprężeń wynosi 898 MPa i występuje na styku napoiny wykonanej stellite i materiału grzybka. W zaworze nie pokrytym barierą wartość naprężeń cieplnych jest w zakresie 0,05-972 MPa. Powłoka TBC w tym przypadku wykazała jednoznacznie pozytywny wpływ.

Rysunek 6 przedstawia rozkład temperatury w tłoku nie pokrytym powłoką. Maksymalna temperatura wynosi 529,4 K i występuje na denku. Minimalna temperatura denka wynosi 500 K, minimalna temperatura tłoka 441,4 K. Pod powłoką TBC, maksymalna temperatura metalu wynosi wprawdzie również 529 K, ale minimalna temperatura na denku jest równa 507 K, Rys. 7. Efekt ten jest korzystny bo zmniejsza odkształcenie tłoka. Rys. 8 przedstawia tłok nie pokryty powłoką, wartość naprężeń dochodzi do 101 MPa. Rys. 9 przedstawia rozkład naprężeń w zaworze dolotowym, na krawędzi powłoki naprężenie dochodzi do 250 MPa.



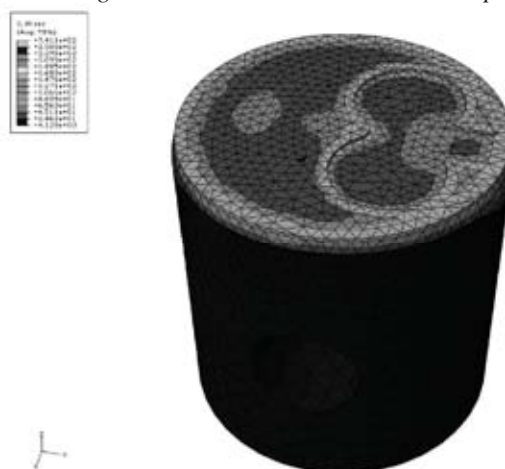
Rys. 6. Rozkład temperatury w tłoku bez TBC
Fig. 6. Temperature distribution in uncoated piston



Rys. 7. Rozkład temperatury w tłoku pod TBC
Fig. 7. Temperature distribution in piston under TBC



Rys. 8. Rozkład naprężeń w tłoku bez TBC
Fig. 8. Stress distribution in uncoated piston



Rys. 9. Rozkład naprężeń w tłoku pod TBC
Fig. 9. Stress distribution in piston under TBC

3. Podsumowanie

Rozważano w obliczeniach standardową powłokę typu bariery cieplnej zawierającą warstwę wiążącą o grubości 0,15 mm i warstwę ceramiczną $ZrO_2-8\%Y_2O_3$. Założone właściwości fizyczne powłok odpowiadają warstwom nakładanym metodą natrysku plazmowego. We wszystkich rozważanych przypadkach stwierdzono pozytywny wpływ bariery cieplnej, którego skutkiem powinno być wydłużenie trwałości rozważanych elementów.

Literatura

- [1] *Charakterystyki Stali*, Wyd. Śląsk, Katowice 1980.
- [2] Buyukkaya, E., *Thermal analysis of functionally graded coating AlSi alloy and steel pistons*, Surface and Coatings Technology, Vol. 202, pp. 3856-3865, 2008.
- [3] Groth, K., Thiemann, W., *Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertakt Dieselmotoren-Teil 1*, MTZ, Vol. 44, Nr. 5, pp. 189-197, 1983.
- [4] Groth, K., Thiemann, W., *Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertakt Dieselmotoren-Teil 2*, MTZ, Vol. 44, No. 7/8, pp. 287-289, 1983.
- [5] Hejwowski, T., Dębski, H., Gardyński, L., Nastaj, T., *Analysis of failures to inlet and exhaust valves of 4C90 engine*, Journal of Kones, pp. 171-178.
- [6] Hejwowski, T., *Studium procesów zużywania erozyjnego, ściernego i zmęczenia cieplnego elementów maszyn oraz kształtowanie struktur o korzystnych właściwościach eksploatacyjnych*, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 2003.
- [7] Heyes, A. M., *Automotive component failures*, Engineering Failure Analysis, Vol. 5, No. 2, pp. 129-141, 1998.
- [8] Koszałka, G., *Modelling the blowby in internal combustion engine, Part I: A Mathematical model*, The Archive of Mechanical Engineering, No. 2, pp. 245-257, 2004.
- [9] Koszałka, G., *Modelling the blowby in internal combustion engine. Part II Primary calculations and verification of the model*, The Archive of Mechanical Engineering, No. 4, pp. 595-606, 2004.
- [10] Kozaczewski, W., *Konstrukcja złożeń tłok-cylinder silników spalinowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1987.
- [11] Kwaśniowski, S., Sroka, Z. J., Zabłocki, W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [12] Lee, K. S., Assanis, D. N., Lee, J., Chun, K. M., *Measurements and predictions of steady-state and transient stress distributions in a diesel engine cylinder head*, SAE Technical Paper Series 1999-01-0973.
- [13] Podrzucki, C., *Żeliwo. Struktura właściwości i zastosowanie*, Wyd. ZG STOP, Kraków 1991.
- [14] Shalev, M., Zvirin, Y., Stotter, A., *Experimental and analytical investigations of the heat transfer and thermal stresses in a cylinder head of a diesel engine*, In: J. Mech. Sci., Vol. 25, pp. 471-483, 1983.
- [15] Wajand, J. A., Wajand, J. T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa 1997.
- [16] Weroński, A., Hejwowski, T., *Thermal fatigue of metals*, Marcel Dekker, Inc. New York 1992.
- [17] Wilczkowski, A., *Awarie silników spalinowych. Uszkodzenia w układach korbowych*, MiW, Łódź 1996.
- [18] Zapf, H., *Einfluss der Kuehlmittel- und Zylinderraumoberflachentemperatur auf die Leistung und den Wirkungsgrad von Dieselmotoren*, MTZ, Vol. 31, No. 12, pp. 499-505, 1970.