

ANALYSIS OF FAILURE CAUSES OF 4C90 DIESEL ENGINE HEAD

Leszek Gardyński, Hubert Dębski, Tadeusz Hejwowski, Andrzej Weroński, Tomasz Nastaj

Lublin University of Technology, Department of Materials Engineering
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Poland
tel.: +4881 5384219, fax: +4881 5250808
e-mail: t.hejwowski@pollub.pl

Abstract

The work conditions of IC engines heads can be defined as heavy, considering the occurring mechanical and thermal loads. The essential factor is also inequality of warming of the engine heads. Considering their complicated shape, the heads of engines are manufactured in the casting process, and material most often applied is alloy iron or silicon aluminum alloy. The construction of head will depend of the assumed combustion system, valve and camshaft placement and the number of valves in the single cylinder. The head surface between the valve inserts is the most heavily thermally loaded head place.

The paper reviews causes of failure to naturally aspirated 4C90 diesel engine heads. Results of metallographic examinations of scrapped engine heads are given. Locations of cracks were connected with stress and temperature distributions. Numerical analysis of temperatures and stresses developed in the engine head was performed by means of Abaqus Standard finite element program. Cracks origins appeared in regions of high temperature and stress levels. Usually a few cracks originated and one of them developed, forming fracture. Finite element method numerical calculations define inter-valve bridge region as the place most susceptible to the damage, in which the largest stresses, valued about 250 MPa are appearing. The place also susceptible on cracking is the bridge between exhaust valve and glow insert. Considering the values of stresses occurring, it is possible as to characterize the mechanism of the igneous head surface damage as a low cycle wear. The computed values of the temperature and the stresses are in the good conformability with values published in the literature. The results of experimental investigations confirm the results of numerical calculations.

Keywords: diesel engine, MES, cylinder head, low cycle fatigue, thermal fatigue

ANALIZA PRZYCZYŃ USZKODZEŃ GŁOWIC SILNIKÓW DIESLA 4C90

Streszczenie

Warunki pracy głowic silników można określić jako ciężkie ze względu na występujące obciążenia mechaniczne i cieplne. Istotnym czynnikiem jest również nierównomierność nagrzewania się głowic silników. Głowice silników ze względu na swój skomplikowany kształt są wykonywane w technologii odlewniczej a najczęściej stosowanymi stopami są żeliwa stopowe i siluminy. Konstrukcja głowicy zależy od przyjętego systemu spalania, usytuowania zaworów i wałka rozrządu oraz liczby zaworów przypadających na cylinder. Powierzchnia głowicy pomiędzy gniazdami zaworów należy do najbardziej obciążonych cieplnie miejsc głowicy.

W pracy przedstawiono przyczyny uszkodzeń głowicy silnika 4C90. Podano rezultaty badań metalograficznych. Lokalizacja pęknięć była związana z rozkładami temperatur i naprężeń. Obliczenia numeryczne rozkładów temperatur i naprężeń były wykonane za pomocą programu MES Abaqus Standard. Pęknięcia pojawiały się w miejscach występowania najwyższych temperatur i naprężeń. Zwykle powstaje kilka pęknięć, z których jedno formuje złom. Obliczenia numeryczne MES określają rejon mostka międzyzaworowego jako miejsce najbardziej narażone na uszkodzenie, w którym występuje największe naprężenie, około 250 MPa. Miejscem podatnym na pęknięcie jest również mostek pomiędzy zaworem wylotowym i wkładką żarową. Ze względu na występujące wartości naprężeń, można scharakteryzować mechanizm uszkodzenia powierzchni ogniowej głowicy jako zmęczenie niskocyklowe. Obliczone wartości temperatury i naprężeń są w dobrej zgodności z opublikowanymi pracami. Wyniki badań eksperymentalnych potwierdzają rezultaty obliczeń numerycznych

Słowa kluczowe: silnik ZS, MES, głowica silnika, zmęczenie niskocyklowe, zmęczenie cieplne.

1. Wprowadzenie

Warunki pracy głowic silników można określić jako ciężkie ze względu na występujące obciążenia mechaniczne i cieplne. Istotnym czynnikiem jest również nierównomierność nagrzewania się głowic silników. Głowice silników ze względu na swój skomplikowany kształt są wykonywane w technologii odlewniczej a najczęściej stosowanymi stopami są żeliwa stopowe i siluminy. Konstrukcja głowicy zależy od przyjętego systemu spalania, usytuowania zaworów i wałka rozrządu oraz liczby zaworów przypadających na cylinder. Powierzchnia głowicy pomiędzy gniazdami zaworów należy do najbardziej obciążonych cieplnie miejsc głowicy. W silnikach wielocylindrowych wykonuje się zwykle głowice obejmujące 1-4 cylindrów [10].

Zasadniczą zaletą silnika wielozaworowego w stosunku do dwuzaworowego jest zwiększenie łącznej powierzchni zaworów. Preferowanym rozwiązaniem jest silnik czterozaworowy, dlatego że dalsze zwiększanie liczby zaworów utrudnia utrzymanie odpowiedniej grubości mostka zaworowego oraz odpowiednio dużej powierzchni wokół wtryskiwacza w celu zapewnienia wystarczającej intensywności chłodzenia. Ze względu na wymagania cieplne grubość mostka zaworowego w silnikach HSDI utrzymuje się na poziomie około 8% średnicy cylindra. Aby zapewnić dobre chłodzenie wtryskiwacza zawory są o umieszczone blisko krawędzi cylindra [2]. Poprawne zaprojektowanie głowic wymaga zastosowania metody elementów skończonych.

Badania metalograficzne żeliwnych głowic silników ZS wykazały, że temperatury na stronie ogniowej zawierają się w zakresie 573-953 K, a w niektórych przypadkach mogą osiągać 1053 K [11]. Składniki strukturalne żeliwa ulegają intensywnej korozji. W zakresie temperatur do około 950 K powstały wskutek korozji gazowej tlenek żelaza pozostaje w równowadze z grafitem w atmosferze silnika. W wyższych temperaturach następuje redukcja tlenku żelaza przez sąsiadujące wydzielania grafitu co intensyfikuje korozję. Cienka warstwa materiału głowicy przyległa do powierzchni ogniowej jest poddana zmęczeniu cieplnemu w każdym cyklu pracy silnika. Podczas pracy silnika, ze względu na gradient temperatur istniejący w głowicy silnika, materiał na stronie ogniowej posiadający wyższą temperaturę jest poddany naprężeniom ściskającym ze strony warstw metalu posiadających niższą temperaturę, powoduje to pełzanie materiału. Natomiast po wyłączeniu silnika wskutek wyrównania temperatur w przekroju silnika, w warstwie powierzchniowej metalu powstają naprężenia rozciągające.

Najbardziej kosztownym elementem silnika Diesla, który ulega często uszkodzeniu jest głowica. Najczęściej pęknięcia powstają w mostku łączącym kanały zaworowe w środkowym cylindrze. Zwykle powstaje wiele pęknięć, z których jedno lub niektóre spośród nich rozwijają się. Stosunkowo rzadko obserwowano pęknięcie w przegrzanej głowicy, nie stwierdzano istotnych zmian w mikrostrukturze materiału w pobliżu pęknięcia. Pęknięcie w głowicy może być także spowodowane zbyt ciasnym pasowaniem prowadnicy zaworu do otworu głowicy [4]. Temperaturę w krytycznych rejonach głowicy można skutecznie obniżyć przez zmianę przepływu czynnika chłodzącego oraz przez zmianę chropowatości powierzchni omywanej przez ciecz. W pracy [1] wykorzystano program MSC/Nastran do obliczenia rozkładów naprężeń i odkształceń w kadłubie i głowicy silnika spowodowanych montażem i siłami gazowymi, krytycznym miejscem okazała się być prowadnica popychacza. Uzyskanie poprawnych wyników obliczeń metoda elementów skończonych zależy od przyjętego modelu i warunków brzegowych. Warunki brzegowe potrzebne w analizie MES kadłubów silników mogą być sprawdzone przez pomiary temperatury i naprężeń na pracującym silniku [8].

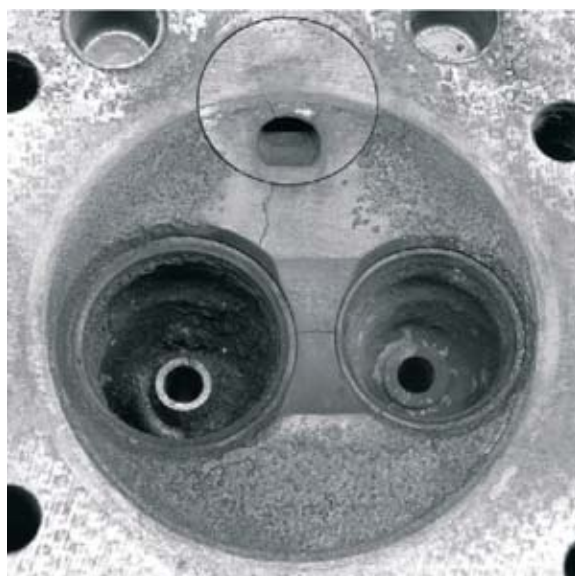
2. Badania makroskopowe uszkodzonych głowic

W silnikach 4C90 pęknięcia głowicy powstają często na powierzchni ogniowej w mostku międzyzaworowym łączącym zawór wylotowy i komorę wirową. Występują także pęknięcia materiału komory wirowej oraz pęknięcia głowicy na powierzchni kontaktu z z prowadnicą zaworów. Uszkodzenia głowic silnika 4C90 są zilustrowane na Rys. 1-5.

Rys. 1 przedstawia widok powierzchni ogniowej pierwszego cylindra silnika 4C90. Można zauważyć pęknięcie mostka międzyzaworowego oraz wżery korozyjne powstałe na skutek długotrwałej eksploatacji silnika w warunkach przecieków do cylindra cieczy chłodzącej.



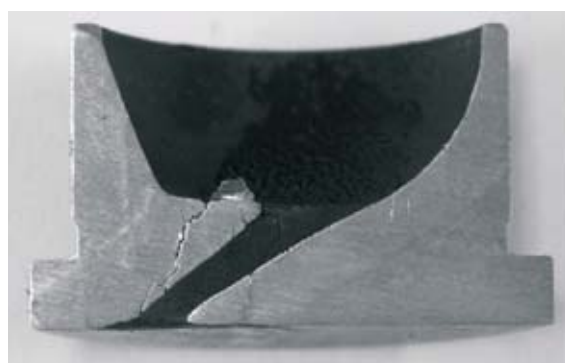
Rys. 1. Widok pękniętej głowicy silnika 4C90
Fig. 1. View of cracked engine head of 4C90 engine



Rys. 2. Widok uszkodzonej głowicy silnika ZS
Fig. 2. Damaged cylinder head of diesel engine

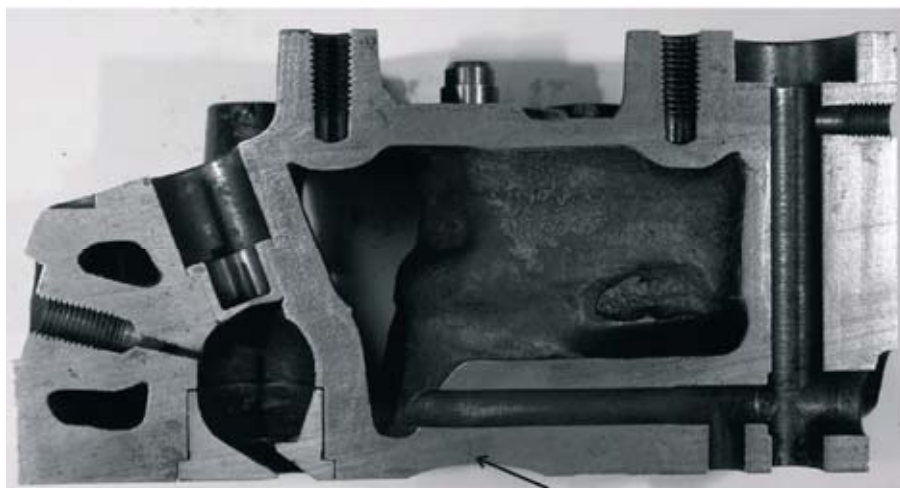


Rys 3. Widok uszkodzonego tłoka
Fig. 3. View of damaged piston



Rys. 4. Widok pękniętej wkładki żarowej
Fig 4. View of cracked swirl chamber

Rys. 2 przedstawia widok powierzchni ogniowej drugiego cylindra silnika 4C90. Widać pęknięcia mostka międzyzaworowego i powierzchni między gniazdem zaworu dolotowego a wkładką żarową (również popękana) oraz wżery korozyjne i poważne uszkodzenie denka tłoka powstałe na skutek długotrwałej eksploatacji silnika w warunkach przecieków do cylindra cieczy chłodzącej. Pęknięcia powierzchni ogniowej rozwinęły się do tego stopnia, że osiągnęły przestrzeń chłodzącą, co w efekcie powodowało przedostawanie się cieczy do cylindra i korozję głowicy, której skutki widoczne są w postaci wżerów. Na Rys. 4 przedstawiono przypadek pęknięcia wkładki komory wirowej. Na wkładce żarowej występuje siatka pęknięć o różnym stopniu rozwoju. Pęknięcia rozchodzą się promieniście od krawędzi kanału wkładki. Widoczna siatka pęknięć materiału, zgrupowanych w okolicy kanału. Takie pęknięcia mogą nawet skutkować wykruszeniem części wkładki.



Rys. 5. Przekrój uszkodzonej głowicy silnika 4C90
Fig. 5. Cross-section of damaged cylinder head of 4C90 engine

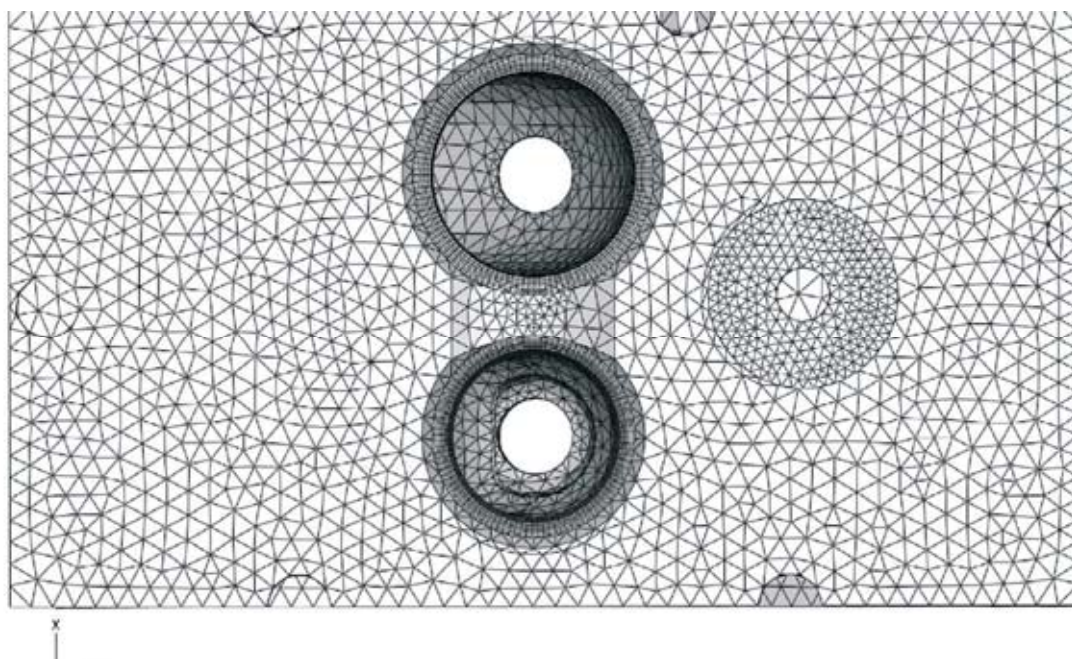
Rys. 5 przedstawia przekrój głowicy silnika 4C90. Widoczne pęknięcie mostka międzyzaworowego, sięgające do kanału chłodzącego

Z obserwacji wynika, że w pierwszej kolejności powstają pęknięcia na mostkach między gniazdami zaworowymi a w dalszej pomiędzy gniazdami a komora wirową. Koresponduje to z wynikami przeprowadzonych obliczeń. Zaobserwowane uszkodzenia nie miały charakteru nagłego, pęknięcia rozwijały się przez długi czas w materiale głowicy.

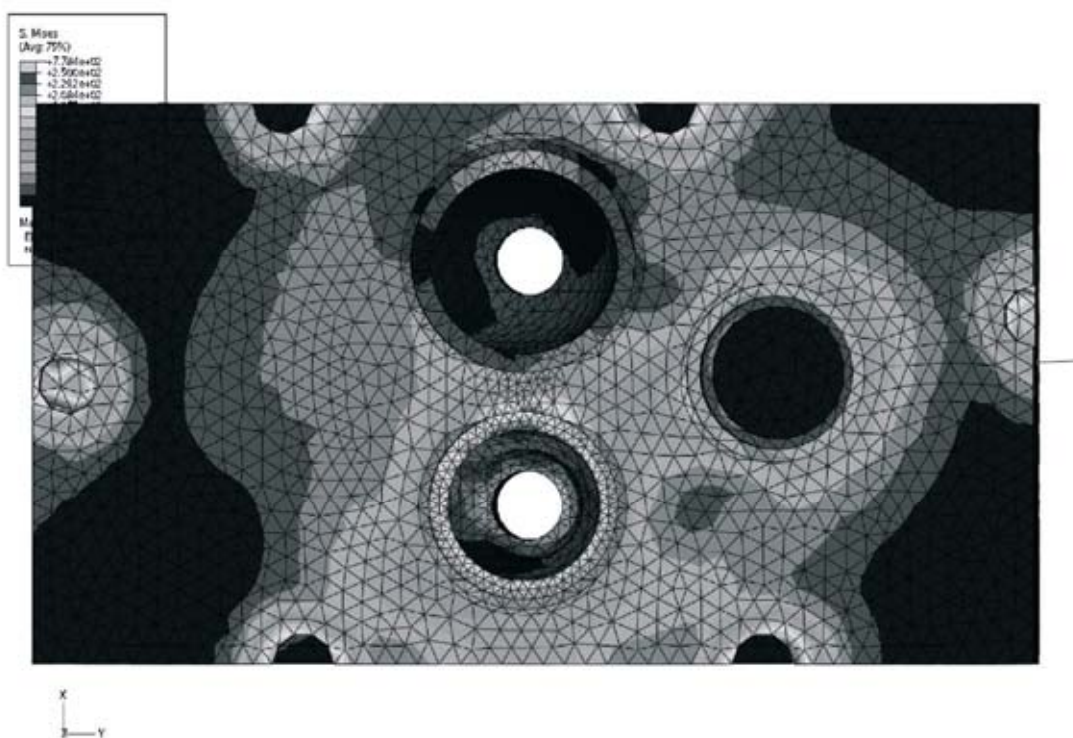
3. Rezultaty obliczeń numerycznych .

Na Rys. 6 przedstawiono model dyskretny głowicy, widać zagęszczenie siatki w gniazdach zaworowych i komorze wirowej. Założenia modelu są podane w pracy [3]. Na Rys 7 przedstawiono rozkład naprężeń cieplnych na powierzchni ogniowej głowicy. Maksymalne naprężenia przekraczają 250 MPa i występują na krawędzi otworów po śruby głowicowe oraz na powierzchni gniazda wylotowego od strony zaworu dolotowego. Wartość naprężeń w mostku zaworowym jest w zakresie 150-250 MPa, miejscem narażonym na pęknięcie jest mostek międzyzaworowy blisko gniazda wylotowego. Wartość naprężeń w rejonie pomiędzy zaworem wylotowym oraz komorą wirową wynosi około 120 MPa. Minimalne naprężenia występują w narożach modelu geometrycznego i wynoszą 17,9 MPa. Inkrement przyjęty do prezentacji mapy rozkładu naprężeń wynosi 20,8 MPa.

Rys. 8 przedstawia rozkład temperatury na powierzchni głowicy. Maksymalne temperatury występują na powierzchni przylgni zaworu wylotowego i wynoszą 603 K. Temperatura przy wylocie komory wirowej wynosi około 552 K. Temperatury na powierzchni mostka zaworowego są w zakresie 500-541 K. Na powierzchni ogniowej głowicy temperatura jest w zakresie 419-561 K. Minimalna temperatura na powierzchni głowicy wynosi 358 K, inkrement prezentacji- 20,4 K.



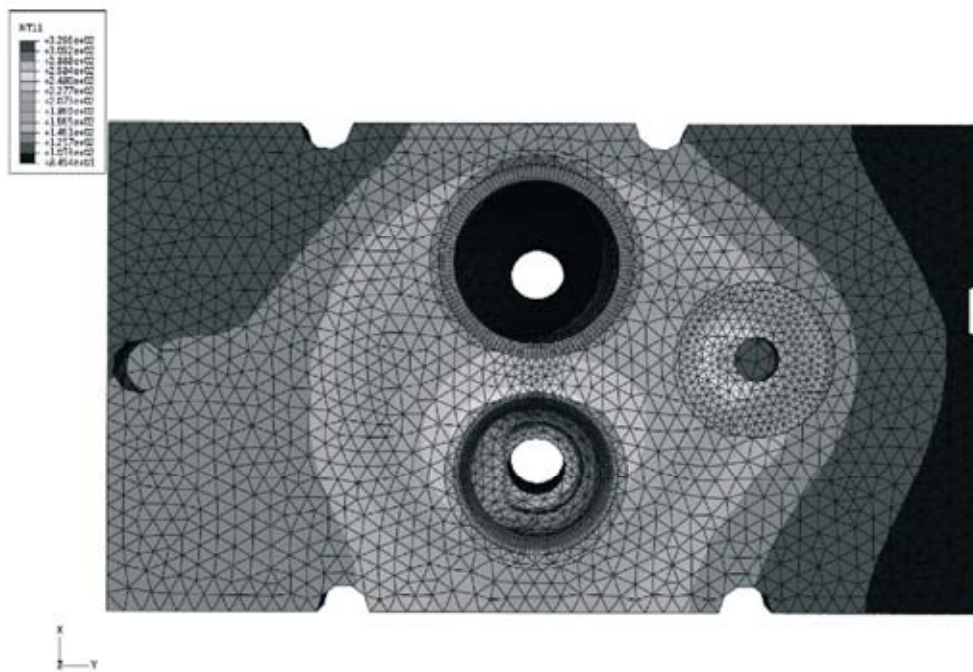
Rys. 6. Model dyskretny głowicy silnika
Fig. 6. Discrete model of cylinder head



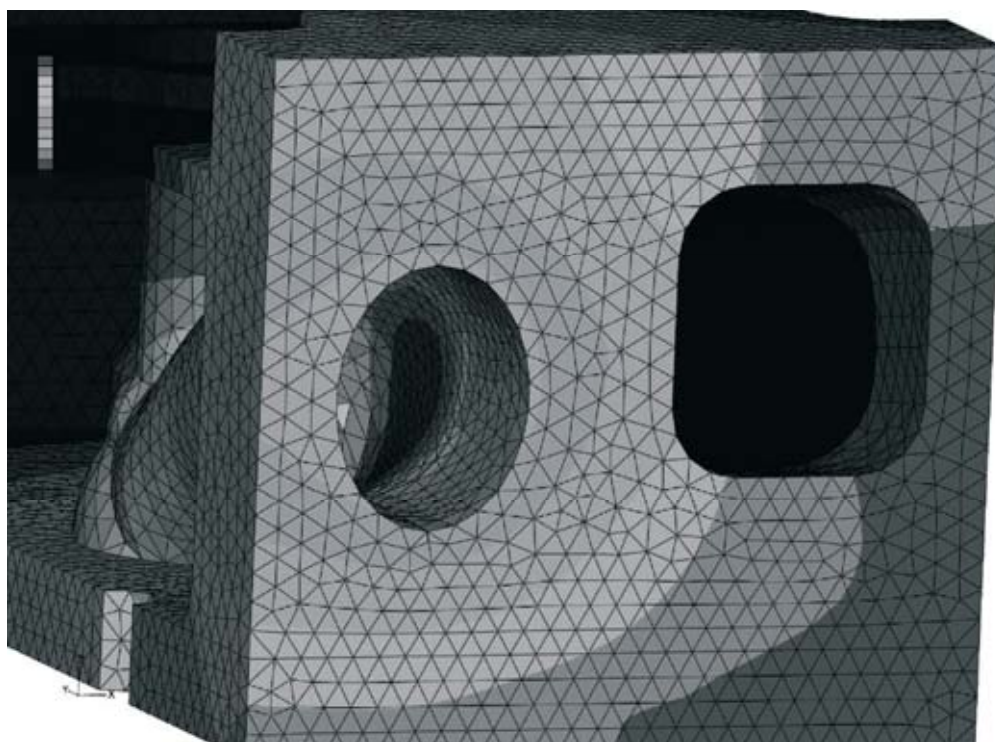
Rys. 7. Rozkład naprężeń w głowicy silnika 4C90
Fig. 7. Stress distribution in 4C90 diesel engine cylinder head

Rys. 9 przedstawia widok głowicy od strony kolektorów. Maksymalną wartość 550 K temperatura osiąga w kanale wylotowym. Temperatura na powierzchni uszczelki kolektora sięga 467 K. W pracy [5] podano wyniki dla wysoko obciążonego silnika ZS, maksymalna wartość temperatur na powierzchni ogniowej głowicy wynosiła 585 K, minimalna 353 K. Naprężenia cieplne na powierzchni głowicy były w zakresie 15-405 Mpa. Autorzy uzyskali dobrą zgodność z wynikami pomiarów temperatur i naprężeń. Kwaśniewski i in. [5] otrzymali w analizie MES wartość temperatury 549 K na powierzchni głowicy w pobliżu kanału wylotowego silnika 6C107. Pękanie mostków zaworowych występuje również w silnikach ZI. Symulacje komputerowe

wykonane programem Promets, który służy do kompleksowej analizy cieplnej silnika dostarczają wartości temperatury w mostku zaworowym silnika czterozaworowego z zapłonem iskrowym o wartościach 413-493 K w zależności od usytuowania mostka, obciążenia silnika i numeru cylindra. Wyniki symulacji były zbieżne z wynikami doświadczalnymi. Należy podkreślić, że usytuowanie śrub głowicowych oraz budowa głowicy w pobliżu gniazda zaworu wpływa na wartość naprężeń w grzybku zaworu wylotowego. Przyczyną jest zmiana wzajemnego ustawienia grzybka zaworu i gniazda [6].



Rys. 8. Rozkład temperatur w głowicy silnika
Fig. 8. Temperature distribution in cylinder head



Rys. 9. Rozkład temperatur w głowicy
Fig. 9. Temperature ditribution in cylinder head

4. Wnioski

Obliczenia numeryczne MES określają rejon mostka międzyzaworowego jako miejsce najbardziej narażone na uszkodzenie, w którym występuje największe naprężenie, około 250 MPa. Miejscem podatnym na pękanie jest również mostek pomiędzy zaworem wylotowym i wkładką żarową. Ze względu na występujące wartości naprężeń, można scharakteryzować mechanizm uszkodzenia powierzchni ogniowej głowicy jako zmęczenie niskocyklowe. Obliczone wartości temperatury i naprężeń są w dobrej zgodności z opublikowanymi pracami. Wyniki badań eksperymentalnych potwierdzają rezultaty obliczeń numerycznych.

Badania były częściowo finansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego, projekt badawczy PB 1056/T02/2006/30.

Literatura

- [1] Chyuan, S.-W., *Finite element simulation of a twin-cam 16-valve cylinder structure*. Finite Element in Analysis and Design, Vol. 35, s. 199-212, 2000.
- [2] Gilbert, I. P., Heath, A. R., Johnstone, I. D., *Multi-valve high-speed direct injection diesel engines-the design challenge*, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol. 207, s. 307-315, 1993.
- [3] Hejwowski, T., Dębski, H., Gardyński, L., Nastaj, T., *Analysis of failures to inlet and exhaust valves of 4C90 diesel engine*, Kones 2008.
- [4] Heyes, A. M., *Automotive component failures*. Engineering Failure Analysis, Vol. 5, No. 2, s. 129-141, 1998.
- [5] Kwaśniewski, S., Sroka, Z. J., Zabłocki, W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [6] Lee, S. K., Assanis, D. N., Lee, J., Chun, M., *Measurements and predictions of steady-state and transient stress distributions in diesel engine cylinder head*, SAE Technical Paper Series 1999-01-0973.
- [7] Meyer, T. R., White, R. A., *The effects of cylinder head deformation and assymetry on exhaust valve thermo-mechanical stresses*, SAE Technical Paper Series 981034.
- [8] Oanta, E., Taraza, D., *Experimental investigation of the strains and stresses in the cylinder block of a marine diesel engine*, SAE Technical Paper Series 2001-01-0520.
- [9] Shayler, P. J., Chick, J. P., Hayden, D. J., Yuen, H. C. R., Ma, T., *Progress on modelling engine thermal behaviuor for VTMS applications*, SAE Paper 971852.
- [10] Wajand, J. A., Wajand, J. T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio - i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa 1997.
- [11] Weroński, A., Hejwowski, T., *Thermal fatigue of metals*. Marcel Dekker, Inc. New York 1992.

