

ANALYSIS OF FAILURES TO INLET AND EXHAUST VALVES OF 4C90 DIESEL ENGINE

Tadeusz Hejwowski, Hubert Dębski, Leszek Gardyński, 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 paper presents results of MES calculations of temperature, stress and displacement distributions. The considered engine was the actual naturally aspirated one of 4C90. Calculations were performed by means of Abaqus Standard computer program. The engine elements considered were exhaust and inlet valves. This numerical tool used in the calculations enabled the execution of the finite element method calculations in non-linear range on the basis of iterative calculations of the geometrically non-linear issues using Newton - Raphson methods. The elements utilized in model were of C3D8T type, 8th nodal, hexagonal to paired temperature-distortional analysis with the shape function of the first type. The elements of this type were used to model geometrically straight elements, such as: the valve seats, weld overlay, the valve guides, the valve disks, the valve stems. The remaining parts of engine were modeled with the utilization of C3D4T elements 4th nodal, tetragonal to paired temperature-distortional analysis with the shape function of the first type. The paired temperature-distortional analysis was carried out. The total number of elements was 371095, in this 20698 elements in inlet valve, 15117 elements in exhaust valve, 3264 elements in weld overlay, 2108 of elements in inlet valve seat, 1664 elements in exhaust valve seat, 126233 elements in the head. Obtained results are in fair agreement with similar studies for the other CI engines. Results of experimental studies into wear mechanisms at the valve seat surfaces are presented. Corrosion, adhesion and indentation wear were documented by means of SEM and EDX measurements. Results of numerical calculation proved that significant sliding takes place on the mating surfaces, which was caused by the mutual displacement of valve seat insert and valve stem.

Keywords: diesel engine, FEM, exhaust valves, inlet valves, wear mechanisms

ANALIZA PRZYCZYŃ USZKODZEŃ ZAWORÓW DOLOTOWYCH I WYLOTOWYCH SILNIKÓW DIESLA

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych wykonanych metodą elementów skończonych rozkładów naprężeń, temperatur i odkształceń. Rozpatrywanym silnikiem był wolnossący silnik ZS typu 4C90. Obliczenia wykonano przy pomocy programu Abaqus Standard. Rozpatrywanymi elementami silnika były zawory dolotowe i wylotowe. Zastosowane do obliczeń narzędzie numeryczne umożliwiło wykonywanie obliczeń MES w zakresie nieliniowym w oparciu o iteracyjne techniki obliczeń zagadnień geometrycznie nieliniowych z wykorzystaniem metody Newtona - Raphsona. W modelu wykorzystano elementy typu C3D8T 8-węzłowe, heksagonalne do analizy sprzężonej 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 sprzężonej temperaturowo-odkształceniowej z funkcją kształtu 1-rzędu. Wykonano analizę sprzężoną temperaturowo-odkształceniową. Liczba elementów wynosiła 371095, w tym 20698 elementów w zaworze ssącym, 15117 elementów w zaworze wydechowym, 3264 elementy w napoinie, 2108 elementów w gnieździe ssącym, 1664 elementy w gnieździe wydechowym, 126233 w głowicy. Rezultaty analiz numerycznych są w dobrej zgodności z publikowanymi wynikami dla innych silników ZS. Zostały przedstawione wyniki badań eksperymentalnych mechanizmu zużywania powierzchni przylgni zaworów. Udokumentowano metodami SEM i EDX występowanie korozji, odkształcenia plastycznego oraz zużycia adhezyjnego. Rezultaty obliczeń numerycznych udowodniły, że występuje znaczny poślizg na powierzchni tarcia co jest spowodowane wzajemnym przemieszczeniem gniazd i zaworów.

Słowa kluczowe: silnik ZS, MES, zawór wylotowy, zawór dolotowy, mechanizmy zużywania.

1. Wprowadzenie

Elementy układu rozrządu charakteryzują się niewystarczającą trwałością, głównie dotyczy to dźwigniek i popychaczy zaworów, zaworów oraz ich prowadnic, przylgni zaworów, łożysk wałka rozrządu, kół pasowych i łańcuchowych oraz urządzeń ograniczających wartości luzów zaworowych [11]. Ograniczona trwałość tych elementów jest spowodowana ich warunkami pracy oraz trudnościami z zapewnieniem efektywnego smarowania. Zużycie zaworów prowadzące do ich recesji jest przyczyną przesunięcia faz rozrządu. Grzybek zaworu jest obciążony siłami o charakterze statycznym oraz dynamicznym. Nieszczelność zaworów powoduje obniżenie mocy silnika i wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Przyczyną utraty szczelności zaworu może być albo uszkodzenie powierzchni przylgni lub odkształcenie zaworu ewentualnie gniazda. Konsekwencją pogorszenia się szczelności zaworów jest występowanie przedmuchiów polegających na wydostawaniu się z cylindra gazów spalinowych, powietrza względnie mieszanki. Zawory silników spalinowych należą do najsilniej obciążonych cieplnie elementów silników spalinowych. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym wynika z grzania przez gazy wylotowe oraz odprowadzania ciepła wzdłuż trzonka zaworu i przez przylgnię zaworu do gniazda. Wartość naprężeń w grzybku zaworu zależy od ciśnienia wywieranego przez gazy i jest znacznie wyższa dla silników ZS niż dla silników ZI. Natomiast wyższe temperatury gazów są charakterystyczne dla silników ZI. W każdym cyklu pracy silnika występują podczas spalania obciążenia dynamiczne, zawory są poddawane także cyklicznym obciążeniom wywieranym przez sprężyny zaworowe. Podczas zamykania się zaworu kontakt przylgni grzybka i gniazda zaworowego jest początkowo punktowy ze względu na występujące odkształcenia materiału głowicy spowodowane jej złożoną budową oraz rozkładem temperatury. Grzybek zaworu może również odkształcić się ze względu na niejednorodne nagrzewanie przez gazy wylotowe. Ze względu na charakter kontaktu grzybka i gniazda powstają w grzybku naprężenia gnące. Zawór wylotowy jest narażony na korozję powodowaną przez gazy spalinowe. Intensywność korozji zależy od składu chemicznego i mikrostruktury grzybka oraz warunków pracy zaworów. Temperatury zaworów dolotowych są znacznie niższe niż zaworów wylotowych i spowodowane jest to chłodzeniem przez zasysane powietrze. Powoduje to stosunkowo niską intensywność korozji. Badania przyczyn uszkodzeń zaworów prowadzone przez producentów wykazały, że najczęstszymi przyczynami uszkodzeń są: przeciążenie cieplne lub mechaniczne (33,74% uszkodzonych zaworów), wady wykonania (20,72%), usterki układu rozrządu (10,02%), wady konstrukcyjne (6,95%), wadliwy montaż (6,35%), nieprawidłowe zamykanie się zaworu (4,93%), nieprawidłowy dobór materiału (4,49%), wady materiałowe (3,8%), inne przyczyny (9%) [10]. W pracy [13] przedstawiono przyczyny pęknięcia zaworów wylotowych silnika ZS wykonanych ze stali austenitycznej 5Cr21Mn9Ni4N. Stwierdzono wystąpienie przemian mikrostrukturalnych i obecność płytkowej mikrostruktury zawierającej austenit i węgiel $Cr_{23}C_6$, co powodowało wystąpienie pęknięć na granicy stopy i talerzyka oraz obniżenie odporności na korozję i prowadziło do przepalania zaworów. Pęknięcia zmęczeniowe mogą zarodkować także w miejscach na powierzchni przylgni odkształconych plastycznie wskutek obecności twardych cząstek nagaru na powierzchni przylgni. Podczas pracy zawór powinien obracać się wokół swojej osi z określoną prędkością obrotową, brak obrotu grzybka może spowodować jego przepalenie nadmierna prędkość obrotowa powoduje natomiast odkształcenie plastyczne na powierzchni przylgni. Jedną z przyczyn uszkodzeń może być zmiana wzajemnego położenia gniazda i zaworu powodująca wzrost zużycia przylgni [9] Uważa się, że zużycie przylgni zaworów dolotowych jest spowodowane adhezją, zużyciem ściernym oraz odkształceniem plastycznym. Zużycie ściernie powodują obecne na powierzchni przylgni twarde cząstki nagaru, produktów zużycia i zanieczyszczeń. [9]. Gazy spalinowe zawierają zawsze nieco mgły olejowej i sadzy co powoduje powstanie na powierzchni przylgni zaworów wylotowych cienkiej powłoki zabezpieczającej przed bezpośrednim kontaktem współpracujące powierzchnie. Dodatkowo wytworzona powłoka obniża współczynnik tarcia. Zużycie na powierzchni przylgni podczas przedmuchiów można uważać za synergiczne zużycie korozyjno-erozyjne. Przedmuchi

gazów powoduje usuwanie warstwy produktów korozji i ekspozuje materiał przylgni na działanie środowiska pracy i dodatkowo zwiększa temperaturę powierzchni nawet o 200 K [6, 8, 9].

2. Analiza numeryczna

Ze względu na duże rozmiary modeli obliczeniowych oraz występowanie zagadnień kontaktowych, w znacznym stopniu utrudniających uzyskanie zbieżności rozwiązania przyjęto, że charakterystyki materiałów występujących w modelu w całym zakresie obciążania są izotropowe i liniowo sprężyste. Równania konstytutywne są liniowe, uwzględnia się natomiast nieliniowość geometryczną. Dla tak przyjętych założeń prowadzone obliczenia stanowiły zagadnienie geometrycznie nieliniowe. Zastosowanym do obliczeń 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. W modelu wykorzystano elementy typu C3D8T 8-węzłowe, heksagonalne do analizy sprzężonej 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 sprzężonej temperaturowo-odkształceniowej z funkcją kształtu 1-rzędu. Wykonano analizę sprzężoną temperaturowo-odkształceniową. Liczba elementów wynosiła 371095, w tym 20698 elementów w zaworze ssącym, 15117 elementów w zaworze wydechowym, 3264 elementy w napoinie, 2108 elementów w gnieździe ssącym, 1664 elementy w gnieździe wydechowym, 126233 w głowicy.

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

	kadłub silnika	tuleja cylindra	głowica	gniazdo dolot.	gniazdo wyd.	komora wirowa
moduł Younga, GPa	109	206	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	1,1·10 ⁻⁵	1,1·10 ⁻⁵	9·10 ⁻⁶	9,5·10 ⁻⁶	1,8·10 ⁻⁵	1,1·10 ⁻⁵
wsp.przewodzenia ciepła, W/mK	50	45	53	22	18	18
ciepło właściwe, J/kgK	550	444	410	640	461	460

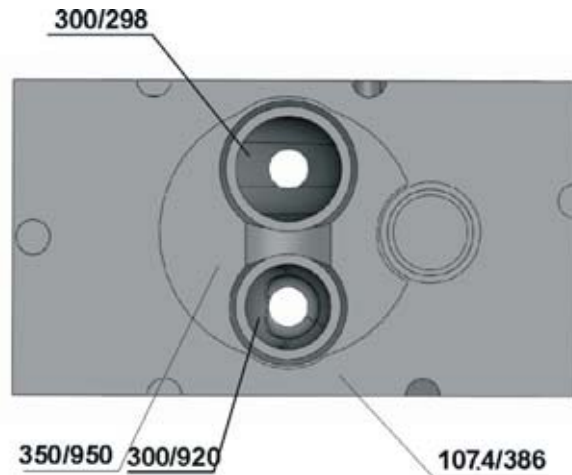
	napoina	prowadnice zaworów	zawór dolot.	zawór wydech. trzonek	zawór wyd. talerzyk
moduł Younga, GPa	220	109	200	200	190
wsp. Poissona	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
gęstość, kg/m ³	8300	7200	7800	7600	7800
wsp.rozszerz. cieplnej, 1/K	1,33·10 ⁻⁵	1,2·10 ⁻⁵	1,14·10 ⁻⁵	1,14·10 ⁻⁵	1,8·10 ⁻⁵
wsp.przewodzenia ciepła,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

Liczba rozwiązywanych równań wynosiła 533952. Śruby zamodelowano za pomocą interakcji typu connector (beam) łącząc punkty leżące w głowicy i kadłubie w osi śruby. Analizę dla

warunków nominalnych wykonano w dwóch etapach, pierwszym etapem był rozruch silnika trwający 1880 s., oba grzybki zaworowe opuszczono o 2,2 mm i założono stałość warunków brzegowych. W drugim etapie zamknięto zawory i obciążono powierzchnię cylindra siłami gazowymi zakładając ciśnienie gazów 6,7 MPaa grzybki dodatkowo siłami docisku ze strony sprężyn co dało 9537,3 N dla grzybka zaworu dolotowego i 6746 N dla grzybka zaworu wylotowego. Właściwości materiałów wzięto z [1, 7, 12]. Nałożono warunki brzegowe I I I rodzaju zgodnie z [14, 2, 3].



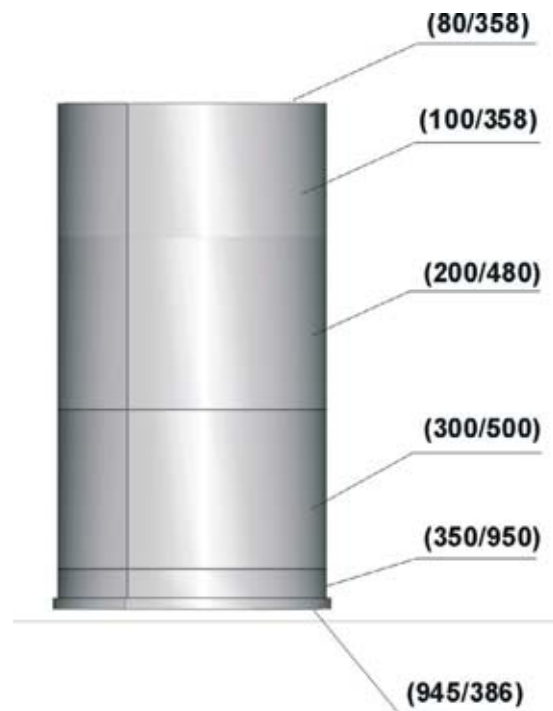
Rys. 1 Warunki brzegowe dla zaworów
Fig. 1 Boundary conditions for valves



Rys. 2 Warunki brzegowe dla głowicy
Fig. 2 Boundary conditions for cylinder head



Rys. 3 Warunki brzegowe dla silnika
Fig. 3 Boundary conditions for engine



Rys. 4 Podział tulei na obszary i warunki brzegowe
Rys. 4 Division of cylinder sleeve and boundary conditions

Warunki brzegowe są podane na Rys. 1-4. Dla powierzchni prowadzącej trzonka zaworu założono współczynnik przejmowania ciepła $\alpha = 730 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, na powierzchni wewnętrznej

komory wirowej $\alpha = 400 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T = 900\text{K}$, α na zaworu/gniazda podczas zamknięcia zaworu $5800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, dla powierzchni gniazda w komorze spalania założono α/T $400/950$. Zastępczy współczynnik przyjmowania ciepła na powierzchni kontaktu kadłuba i głowicy określono w oparciu o prawo Pecleta, uwzględniając obecność uszczelki zaworowej o grubości $1,3 \text{ mm}$, i współczynnika przewodzenia ciepła $\lambda = 0,17 \text{ W/m K}$, współczynnik przyjmowania ciepła na jej powierzchni $\alpha = 600$. Na powierzchni stopy zaworu dolotowego w kanale założono $\alpha = 200$ dla zaworu otwartego i $\alpha = 20$ dla zamkniętego. Dla zaworu wylotowego, analogicznie przyjęto $\alpha = 400$ oraz $\alpha = 200$. Dla powierzchni wewnętrznej gniazda w kanale przyjęto α/T dla zaworu dolotowego $71/298$ a dla wylotowego $269/900$. Interakcje typu tie zadeklarowano dla powierzchni kontaktu kadłub/tuleja cylindra; głowica/gniazdo, głowica/gniazdo zaworu wydechowego lub ssącego; głowica/komora wirowa; prowadnica zaworu ssącego lub wylotowego/głowica oraz talerzyk zaworu wydechowego/napoina. Zadeklarowano także kontakty typu surface-to-surface na powierzchniach kontaktu głowicy z kadłubem oraz trzonek zaworów z prowadnicą.



Rys. 5. Rozkład temperatury w zaworze dolotowym
Fig. 5. Temperature distribution in inlet valve



Rys. 6. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym
Fig. 6. Temperature distribution in exhaust valve

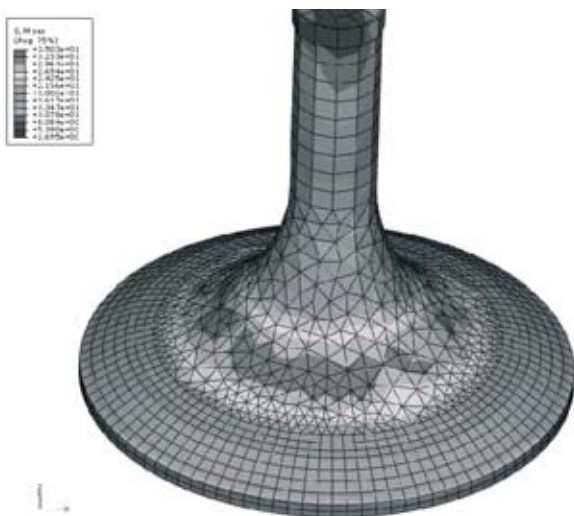


Rys. 7. Rozkład temperatury w gnieździe ssącym
Fig. 7. Temperature distribution in inlet insert

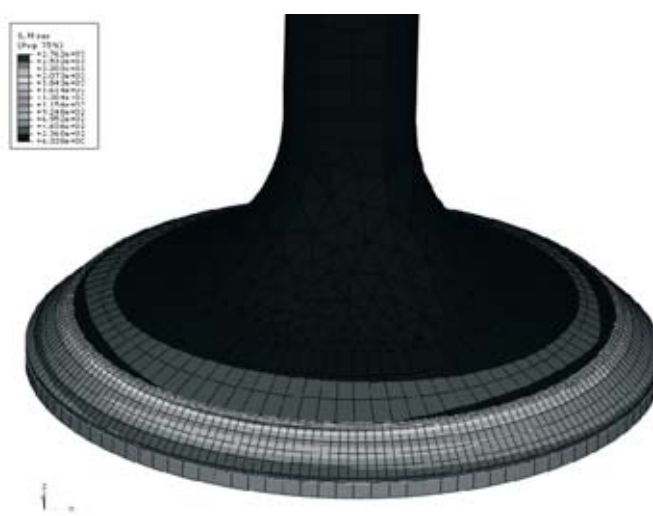


Rys. 8. Rozkład temperatury w gnieździe wydechowym
Fig. 8. Temperature distribution in exhaust insert

Obliczone rozkłady temperatur (w °C) przedstawiają Rys. 5-8, natomiast Rys. 9-10 przedstawiają rozkłady naprężeń zredukowanych wyznaczonych według hipotezy Hubera-Misesa. Maksymalna temperatura w grzybku zaworu dolotowego, Rys. 5, wynosi 603 K, minimalna 377 K, inkrement prezentacji graficznej-18,8 K. Temperatury maksymalne występują na powierzchni talerzyka i przyległej części stopki. Temperatura na powierzchni ogniowej talerzyka jest praktycznie stała. Rozkłady temperatur w zaworze wylotowym przedstawiono na Rys. 6, temperatura maksymalna wynosi 859,6 K, temperatura minimalna - 387 K, inkrement 114 K. Maksymalna temperatura występuje na powierzchni talerzyk i przyległej części stopki, temperatura na powierzchni ogniowej talerzyka jest praktycznie stała. Minimalne temperatury występują na trzonku zaworu. Rys. 7 przedstawia rozkład temperatur w gnieździe ssącym, temperatura maksymalna wynosi 594 K, minimalna-395,4, inkrement - 9,1 K. Rozkład temperatury w gnieździe zaworu wylotowego przedstawia Rys. 8, maksymalna temperatura wynosi 597 K, minimalna - 468 K, inkrement-11,3 K.



Rys. 9. Rozkład naprężeń w zaworze dolotowym
Fig. 9. Stress distribution in inlet valve



Rys. 10. Rozkład naprężeń w zaworze wylotowym
Fig. 10. Stress distribution in exhaust valve

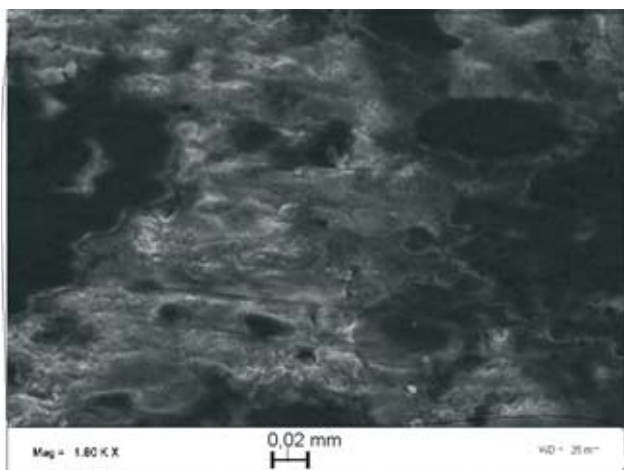
Rys. 9 przedstawia rozkład naprężeń w grzybku zaworu dolotowego, naprężenia maksymalne występują w stopce i wynoszą 35,03 MPa, naprężenia minimalne 2,7 MPa w trzonku, inkrement-2,7 MPa. Rys. 10 przedstawia rozkład naprężeń w grzybku zaworu wydechowego, naprężenia maksymalne występują na granicy stopki zaworu i napoiny i wynoszą 2762 MPa, minimalne naprężenia występują w trzonku zaworu i wynoszą 64 MPa, inkrement 230 MPa. Naprężenia w napoinie wynoszą 64-695 MPa i jedynie na krawędzi napoiny występuje koncentracja naprężeń. W modelu zaworu założono skokową zmianę właściwości materiału na granicy stopy i napoiny, jest to uproszczenie ponieważ podczas napawania metodą TIG lub plazmową stellite na powierzchnię zaworu następuje nadtapianie podłoża i powstanie płynnej zmiany właściwości materiałów na granicy. Wartość naprężeń cieplnych w grzybku zaworu wylotowego jest znacznie niższa i wynosi 0,05-972 MPa, przy czym maksymalne naprężenia występują na granicy napoiny i stopy zaworu. Występuje również lokalna koncentracja naprężeń do wartości 324 MPa w miejscu zmiany przekroju trzonka zaworu.

Obliczenia numeryczne wykazały także odkształcanie gniazd zaworowych oraz przemieszczanie osi zaworu w stosunku do osi gniazda. Oba te zjawiska powodują podczas zamykania ruch ślizgowy grzybka po powierzchni gniazda. Ze względu na znaczne naciski jednostkowe na powierzchni przylgni powoduje to zużycie adhezyjne

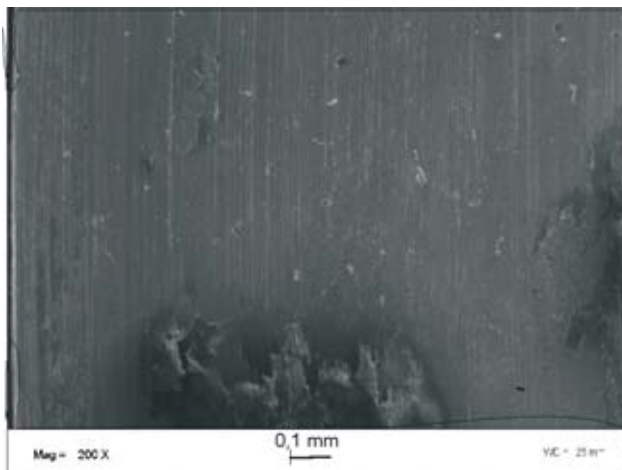
3. Badania zużytych zaworów

Wykonano badania grzybków zaworów dolotowych i wylotowych metodami SEM i EDX.

Rys. 11 przedstawia zawór wylotowy silnika 4C90 stosowanego w samochodzie dostawczym Lublin po przebiegu 200 tys. km. Zaobserwowane uszkodzenia powierzchni przylgni były wynikiem zużycia adhezyjnego oraz ściernego. Stwierdzono także obecność ubytków spowodowanych korozją oraz odkształcenie plastyczne powierzchni. Analiza EDX powierzchni przylgni zaworu napawanej stellite wykazała obecność dodatków zastosowanych w oleju. W narostach, w zagłębieniach powierzchni, stwierdzono zawartość Ca = 15,1%wag., Zn = 5,7%wag., P = 4,0%wag. Powierzchnia przylgni grzybka dolotowego była pokryta warstwą tlenków, które tworzyły stosunkowo zwartą ale cienką warstwę, Rys. 12. Obserwowane mechanizmy zużywania są w zgodności z wynikami obliczeń numerycznych. Obliczone zakresy temperatur są zbliżone do podanych w pracy [4].



Rys. 11. Widok powierzchni zaworu wylotowego, SEM
Fig. 11. Surface of exhaust valve, SEM



Rys. 12. Widok powierzchni zaworu dolotowego, SEM
Fig. 12. Surface of inlet valve, SEM

Literatura

- [1] *Charakterystyki Stali*, Wyd. Śląsk, Katowice, 1980.
- [2] Koszałka, G., *Modelling the blowby in internal combustion engine. Part I: A Mathematical model*. The archive of Mechanical Engineering, No. 2, s. 245-257, 2004.
- [3] Koszałka, G., *Modelling the blowby in internal combustion engine. Part II Primary calculations and verification of the model*, No. 4, s. 595-606, 2004.
- [4] Kwaśniewski, S., Sroka, Z. J., Zabłocki, W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [5] 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.
- [6] Nicholls, J. R., *Coatings and hardfacing alloys for corrosion and wear resistance in diesel engines*, Mat. Sci. Tech., Vol. 10, s. 1002-1012, 1994.
- [7] Podrzucki, C., *Żeliwo. Struktura właściwości i zastosowanie*, Wyd. ZG STOP, Kraków 1991.
- [8] Scott, C. G., Riga, A. T., Hong, H., *The erosion-corrosion of nickel-base diesel engine exhaust valves*, Wear, Vol. 181-183, s. 485-494, 1995.
- [9] Slatter, T., Broda, M., Lewis, R., Dwyer-Joyce, R., *Wear of automotive engine valves and seats*, www.Shef.ac.uk/mecheng/tribology/research/projects/resvalve.htm.
- [10] Szulborski, A., Szulborski, P., *Uszkodzenia zaworów silnikowych i ich przyczyny*, Wydawnictwo Instalator Polski, Warszawa 2007
- [11] Tung, S. C., McMillan, M. L., *Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future*, Tribology International, Vol. 37, s. 517-536, 2004.
- [12] Wajand, J. A., Wajand, J. T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio - i szybkoobrotowe*, WNT 1997.

- [13] Yu, Z. W., Xu, X. L., *Failure analysis and metallurgical investigation of diesel exhaust valves*, Engineering Failure Analysis, Vol. 13, s. 673-682, 2006.
- [14] www.stellite.com.