

Analiza numeryczna przyczyn uszkodzeń głowicy i zaworów silnika o zapłonie samoczynnym

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych wykonanych metodą elementów skończonych rozkładów naprężeń, temperatury i przemieszczeń. Rozpatrywanym silnikiem był wolnossący silnik o zapłonie samoczynnym typu 4C90. Obliczenia wykonano przy pomocy programu ABAQUS/Standard. Rozważanymi elementami silnika były zawory dolotowy i wylotowy oraz głowica. Wyniki analiz numerycznych identyfikują mechanizm uszkodzenia głowicy jako zmęczenie niskocyklowe spowodowane cyklicznym włączaniem i wyłączeniem silnika i poprawnie określają lokalizację pęknięć. Rezultaty obliczeń udowodniły, że występuje znaczny poślizg na powierzchni kontaktu grzybka i gniazda, co jest spowodowane wzajemnym przemieszczeniem gniazd i zaworów i jest przyczyną zużywania adhezyjnego. Wysoka temperatura powierzchni przylgni zaworu wylotowego powoduje intensywną korozję. Przeprowadzone obliczenia numeryczne umożliwiają szczegółową analizę przyczyn uszkodzeń silnika ZS.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, metoda elementów skończonych, zawór wylotowy, zawór dolotowy, mechanizmy zużywania

Numerical analysis of failure to diesel engine head and valves

Abstract: In the paper, the results of FEM calculations of stress, temperature and displacement distributions are presented. The considered engine was naturally aspirated diesel engine of 4C90 type. The numerical calculations were performed by means of ABAQUS/Standard software. The considered elements of the engine were cylinder head, inlet and exhaust valves. The results of numerical analysis identify mechanism of failure of cylinder head as low cycle fatigue caused by cyclic switching on and off the engine and provide precisely locations of cracks. Results of calculations proved that there is the considerable slip at the surface of contact of valve with valve insert, which is caused by the relative displacement of valves and inserts. It is the cause of adhesive wear. High temperature of exhaust valve surface accelerates corrosion. The carried out numerical calculations enable to analyze in detail failure causes of diesel engine.

Key words: diesel engine, finite element method, inlet valve, exhaust valve, wear mechanisms

1. Wprowadzenie

Warunki pracy głowicy silników można określić jako ciężkie ze względu na występujące obciążenia mechaniczne i cieplne. Głowice silników z uwagi 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.

Zwiększenie łącznego pola powierzchni zaworów przez zwiększenie ich liczby 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 szybkoobrotowych silnikach o wtrysku bezpośrednim utrzymuje się na poziomie ok. 8% średnicy cylindra. Aby zapewnić dobre chłodzenie wtryskiwacza,

zawory są umieszczone blisko krawędzi cylindra [7]. Metoda elementów skończonych jest stosowana w projektowaniu kadłubów i głowicy silników [6, 1], wałków rozrządu [19], analizie przyczyn uszkodzenia elementów silnika [2, 3, 12].

Opublikowane wyniki badań metalograficznych żeliwnych głowicy silników ZS wykazały, że temperatury na stronie ogniowej zawierają się w zakresie 573÷953 K, a w niektórych przypadkach mogą osiągać 1053 K [24]. Składniki strukturalne żeliwa ulegają intensywnej korozji. W zakresie temperatury do ok. 950 K, powstały wskutek korozji gazowej tlenek żelaza pozostaje w równowadze z grafitem w atmosferze silnika, natomiast w wyższej temperaturze następuje redukcja tlenku żelaza przez sąsiadujące wydzielanie grafitu, co intensyfikuje korozję i zmniejsza właściwości wytrzymałościowe żeliwa. Cienka warstwa materiału głowicy przyległa do powierzchni ogniowej jest poddana zmęczeniu cieplnemu w każdym cyklu pracy silnika. Podczas pracy silnika, ze względu na gradient temperatury występujący w głowicy silnika, warstwa materiału na stronie ogniowej głowicy, mająca wyższą tem-

peraturę jest poddana naprężeniom ściskającym ze strony warstw metalu posiadających niższą temperaturę, co powoduje to pełzanie materiału. Natomiast po wyłączeniu silnika skutek wyrównania temperatury w przekroju silnika, w warstwie powierzchniowej metalu powstają naprężenia rozciągające. Ze względu na trwałość uważa się, że temperatura głowicy nie powinna przekraczać 623 K [22].

Grzybek zaworu jest obciążony siłami o charakterze statycznym oraz dynamicznym. Zużycie zaworów prowadzące do ich recesji jest przyczyną przesunięcia faz rozrządu. Nieszczelność zaworów powoduje zmniejszenie mocy silnika i wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Przyczyną utraty szczelności zaworu może być uszkodzenie powierzchni przylgni lub odkształcenie zaworu, ewentualnie gniazda. Konsekwencją pogorszenia się szczelności zaworów jest występowanie przedmuchów. Zawory wylotowe należą do najsilniej obciążonych cieplnie elementów silników spalinowych. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym wynika z grzania przez ładunek roboczy i 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 w porównaniu z silnikami o zapłonie iskrowym. Wyższa temperatura gazów jest natomiast charakterystyczna dla silników ZI [16]. Można przypuszczać, że podczas zamykania się zaworu kontakt przylgni grzybka i gniazda zaworowego jest początkowo lokalny ze względu na występujące odkształcenia materiału głowicy spowodowane jej złożoną budową i 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 materiału grzybka oraz warunków pracy zaworów. Temperatura zaworów dolotowych jest znacznie niższa niż zaworów wylotowych i spowodowane jest to chłodzeniem przez zasysane powietrze. Powoduje to stosunkowo małą intensywność korozji zaworów dolotowych.

Przedstawione w pracy rezultaty zostały uzyskane w ramach programu badawczego, którego celem jest opracowanie powłok typu barier cieplnych do adiatyzacji komory spalania oraz odpornych na zużycie powłok do napawania plazmowego przylgni zaworów wylotowych silników ZS. Wyniki analizy numerycznej były wykorzystane w opracowaniu metodyki badań zmęczenia cieplnego powłok typu barier cieplnych oraz badań odporności na zużycie powłok napawanych [9, 10].

2. Analiza numeryczna

Opracowany w niniejszej pracy model geometryczny silnika charakteryzuje się dużą dokładnością odwzorowania szczegółów konstrukcyjnych w porównaniu z prezentowanymi w literaturze modelami silników ZS [6, 17, 15]. Głowica silnika została przecięta w kilku płaszczyznach w celu wyznaczenia jej dokładnych wymiarów. Ze względu na duże rozmiary modelu obliczeniowego oraz występowanie zagadnień kontaktowych, które w znacznym stopniu utrudniały uzyskanie zbieżności rozwiązania, przyjęto, że charakterystyki materiałów występujących w modelu są izotropowe i liniowo sprężyste w całym zakresie obciążania. 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 liniową funkcją kształtu. Elementy tego typu były wykorzystane do zamodelowania elementów prostych geometrycznie, takich jak: gniazda zaworów, napoina (na powierzchni przylgni zaworu wylotowego), prowadnice zaworów, talerzyki zaworów oraz trzonki zaworów. Pozostałe części silnika zamodelowano z wykorzystaniem elementów C3D4T 4-węzłowych, tetragonalnych do analizy sprzężonej temperaturowo-odkształceniowej z liniową funkcją kształtu. Wykonano analizę sprzężoną temperaturowo-odkształceniową. Liczba Elementów w modelu numerycznym wynosiła 371902, w tym 20698 elementów w zaworze dolotowym, 15117 elementów w zaworze wylotowym, 3264 elementy w napoinie, 2108 elementów w gnieździe zaworu dolotowego, 1664 elementy w gnieździe zaworu wylotowego, 126233 w głowicy oraz 807 w uszczelce głowicy. Śruby zamodelowano za pomocą elementów belkowych łącząc punkty znajdujące się w głowicy i kadłubie w osi śruby. Napięcie w śrubach zrealizowane zostało przez procedurę *bolt load*, umożliwiającą wprowadzenie do elementów belkowych siły osiowej powodującej wzajemny docisk łączonych elementów. Interakcje typu *tie* zadeklarowano dla powierzchni kontaktu kadłub/tuleja cylindra, głowica/gniazdo zaworu wylotowego lub dolotowego, głowica/komora wirowa, prowadnica zaworu dolotowego lub wylotowego/głowica oraz talerzyk zaworu wylotowego/napoina. Interakcje kontaktowe pomiędzy elementami głowica-uszczelka oraz kadłub-uszczelka zadeklarowano jako oddziaływania typu *surface-to-surface* (kontakt powierzchniowy) z dodatkowym

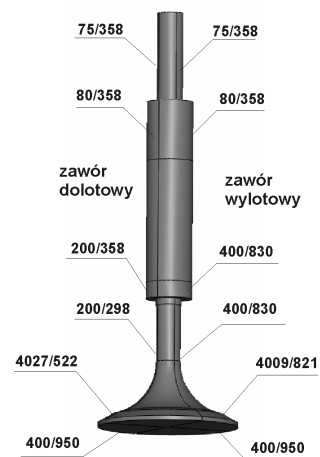
Tabela 1. Właściwości fizyczne materiałów

Table 1. Physical properties of materials

Element	Moduł Younga [GPa]	Współczynnik Poissona	Gęstość [kg/m ³]	Współcz. rozszerzalności cieplnej [1/K]	Współcz. przewodzenia ciepła [W/(m·K)]	Ciepło właściwe [J/(kg·K)]
Kadłub silnika	109	0,26	7325	$1,1 \cdot 10^{-5}$	50	550
Tuleja cylindrowa	100	0,28	7150	$1,1 \cdot 10^{-5}$	49,5	557,5
Głowica	109	0,26	7200	$9 \cdot 10^{-6}$	53	410
Gniazdo dolotowe	204	0,3	7600	$9,5 \cdot 10^{-6}$	22	640
Gniazdo wylotowe	190	0,3	7670	$1,8 \cdot 10^{-5}$	18	461
Komora wirowa	190	0,3	7670	$1,1 \cdot 10^{-5}$	18	460
Napoina	220	0,3	8300	$1,33 \cdot 10^{-5}$	61,5	423
Prowadnice zaworów	109	0,3	7200	$1,2 \cdot 10^{-5}$	53	419
Zawór dolotowy	200	0,3	7800	$1,14 \cdot 10^{-5}$	49	490
Trzonek zaworu wylotowego	200	0,3	7600	$1,14 \cdot 10^{-5}$	49	490
Talerzyk zaworu wylotowego	190	0,3	7800	$1,8 \cdot 10^{-5}$	18	461
Uszczelka	19,15	0,4	2250	$2,7 \cdot 10^{-7}$	0,17	356,1
Śruby mocujące	207	0,3	7850	$1,28 \cdot 10^{-5}$	42	482

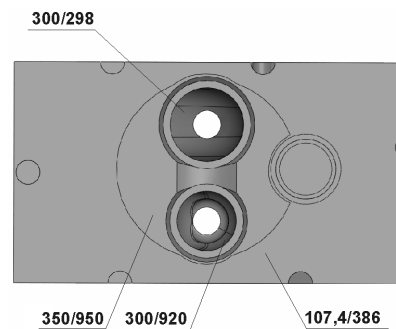
uwzględnieniem możliwości przepływu ciepła pomiędzy stykającymi się powierzchniami.

Liczba rozwiązywanych równań wynosiła 535114. 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 MPa, a grzybki dodatkowo siłami docisku ze strony sprężyn, co dało 9537 N dla grzybka zaworu dolotowego i 6746 N dla grzybka zaworu wylotowego. Właściwości materiałów zawarte w tabeli 1 wzięto z [4, 18, 23]. Nałożono warunki brzegowe III rodzaju zgodnie z [13, 14, 15, 17]. Warunki brzegowe (współczynnik przejmowania ciepła/temperatura) są podane na rys. 1÷4. Dla powierzchni prowadzącej trzonka zaworu założono współczynnik przejmowania ciepła $\alpha = 730 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, na powierzchni wewnętrznej komory wirowej przyjęto $\alpha = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ oraz temperaturę $T = 900 \text{ K}$, na powierzchni przyłgni zaworu/gniazda podczas zamknięcia zaworu – $\alpha = 5800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Na powierzchni gniazda w komorze spalania założono $\alpha = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ i $T = 950 \text{ K}$, na powierzchni uszczelki $\alpha = 600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ i $T = 353 \text{ K}$, na powierzchni stopy zaworu dolotowego w kanale założono $\alpha = 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ dla zaworu otwartego i $\alpha = 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ dla zamkniętego. Dla zaworu wylotowego analogicznie przyjęto $\alpha = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ oraz $\alpha = 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Dla powierzchni wewnętrznej gniazda w kanale przyjęto dla zaworu dolotowego $\alpha = 71 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ i $T = 298 \text{ K}$ a dla wylotowego $\alpha = 269 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ i $T = 900 \text{ K}$.



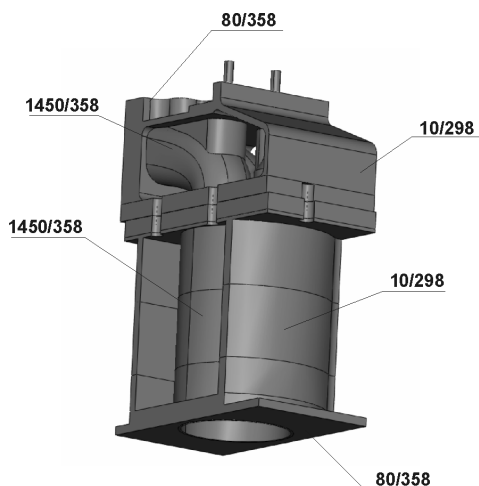
Rys. 1. Warunki brzegowe dla zaworów: dolotowego i wylotowego

Fig. 1. Boundary conditions for the inlet valve (on the left) and for the outlet valve (on the right)



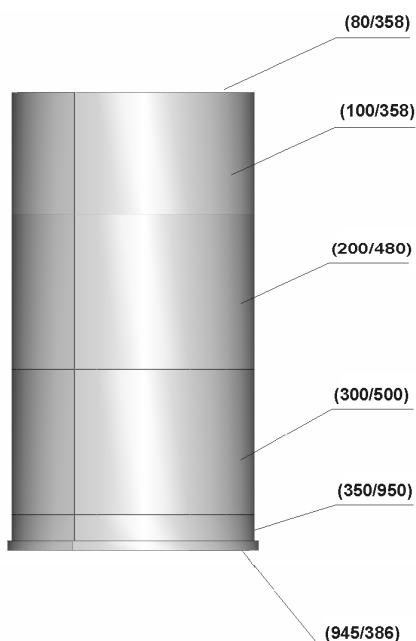
Rys. 2. Warunki brzegowe dla głowicy

Fig. 2. Boundary conditions for the cylinder head



Rys. 3. Warunki brzegowe dla korpusu silnika

Fig. 3. Boundary conditions for the engine block



Rys. 4. Warunki brzegowe dla tulei cylindrowej

Fig. 4. Boundary conditions for the cylinder liner

3. Rezultaty obliczeń

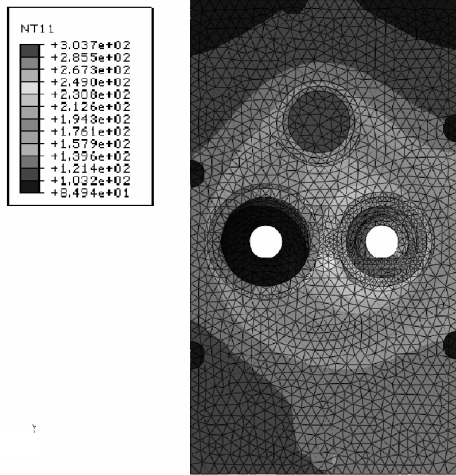
Na rys. 5÷7 przedstawiono obliczone rozkłady temperatury (w °C), natomiast rys. 8÷12 przedstawiają rozkłady naprężeń zredukowanych wyznaczonych według hipotezy Hubera-Misesa, a rys. 13÷16 – wypadkowe przemieszczenia węzłów modelu. Zakres temperatury w kadłubie silnika wynosi 358÷454 K, najwyższa temperatura występuje na powierzchni głowicy w rejonie zaworu wylotowego. Zakres temperatury na powierzchni uszczelki wynosi 358÷454 K. Temperatura głowicy (rys. 5) jest w zakresie 358÷577 K. Maksymalna

temperatura występuje na powierzchni mostka międzyzaworowego na krawędzi gniazda zaworu wylotowego. Na powierzchni mostka łączącego zawór wylotowy i komorę wirową temperatura jest w zakresie 485÷540 K. Temperatura zaworu dolotowego jest w zakresie 377÷603 K (rys. 6). Temperatura minimalna występuje na trzonku zaworu, a temperatura maksymalna na powierzchni talerzyka. Maksymalna temperatura występuje na powierzchni przejścia talerzyka zaworu wylotowego w trzonek i wynosi 860 K, natomiast minimalna temperatura występuje na powierzchni trzonka i wynosi 387 K.

Rys. 8 przedstawia rozkład naprężeń w głowicy. Maksymalne naprężenia 300 MPa występują na krawędzi otworów śrub mocujących głowicę. Naprężenia na powierzchni mostka międzyzaworowego na krawędzi gniazda wylotowego wynoszą 275 MPa. Naprężenia na powierzchni mostka wkładka żarowa-gniazdo wylotowe są w zakresie 125÷175 MPa. Minimalne naprężenia wynoszą 167 MPa.

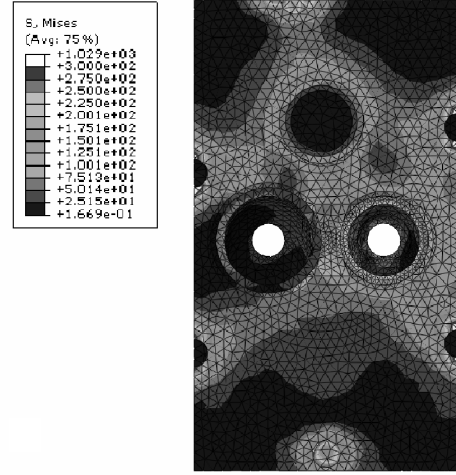
Zakres naprężeń w zaworze dolotowym wynosi 0,3÷90 MPa (rys. 9). Minimalne wartości naprężeń występują na końcu trzonka a maksymalne na powierzchni przejścia talerzyka w trzonek. W zaworze wylotowym (rys. 10) naprężenia zawierają się w zakresie 0,3÷1262 MPa. Maksymalną wartość osiągają naprężenia na granicy napoiny i grzybka. Zauważa się koncentrację naprężeń w miejscu zmiany przekroju trzonka (316 MPa). Na powierzchni przyłgni naprężenia różnią się wartością, obliczone naprężenia są sumą naprężeń cieplnych i naprężeń spowodowanych kontaktem stykowym. Naprężenia w gnieździe dolotowym są w zakresie 10÷264 MPa (rys. 11). Maksymalne naprężenia występują lokalnie na powierzchni przyłgni, minimalna wartość naprężenia na powierzchni przyłgni wynosi 10,3 MPa. W gnieździe wylotowym naprężenia mieszczą się w zakresie 230÷1000 MPa. Naprężenia na przyłgni zawierają się w zakresie 55÷1000 MPa (rys. 12).

Rys. 13 przedstawia przemieszczenie wypadkowe zaworu dolotowego. Wartości mieszczą się w zakresie 2,41÷2,66 mm. Położeniem odniesienia węzłów modelu jest położenie początkowe przed dosunięciem zaworów, w celu uzyskania kontaktu grzybka z gniazdem dosunięto zawór dolotowy o 2,42 mm, a zawór wylotowy o 2,81 mm. Rys. 14 przedstawia przemieszczenie wypadkowe dla zaworu wylotowego, wartości zawierają się w zakresie 2,79÷3,28 mm. Oba zawory ulegają podczas pracy cyklicznemu zginaniu. Przemieszczenia gniazda zaworu dolotowego są w zakresie 0,203÷0,239 mm, natomiast przemieszczenia punktów na powierzchni przyłgni zawierają się w zakresie 0,203÷0,233 mm. Przemieszczenia gniazda wydechowego są w zakresie 0,178÷0,251 mm, natomiast na powierzchni przyłgni 0,178÷0,225 mm.



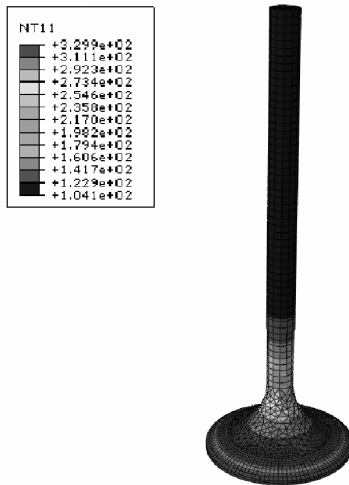
Rys. 5. Rozkład temperatury na powierzchni głowicy

Fig. 5. Temperature of cylinder head surface



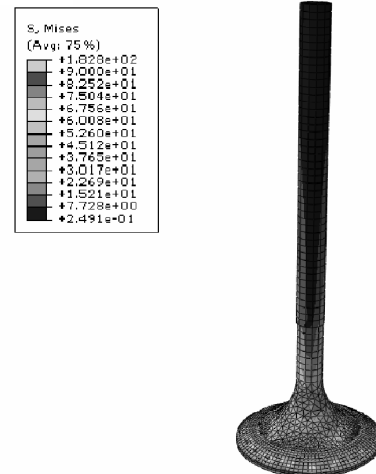
Rys. 8. Rozkład naprężeń w głowicy

Fig. 8. Distribution of stresses in the cylinder head



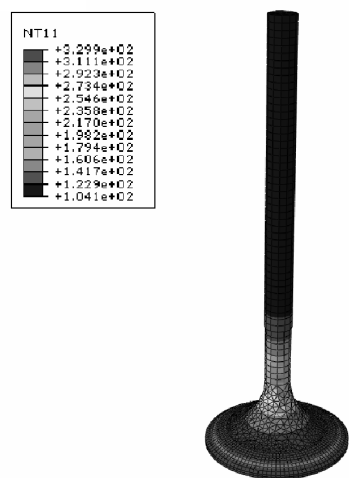
Rys. 6. Rozkład temperatury w zaworze dolotowym

Fig. 6. Temperature of the inlet valve



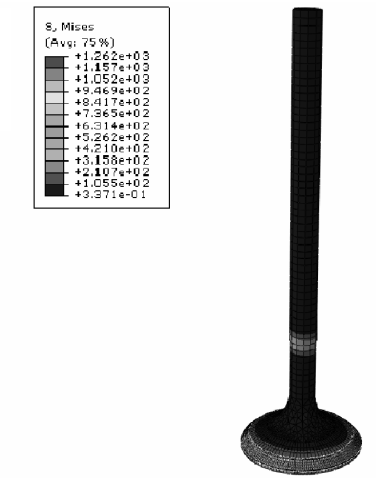
Rys. 9. Rozkład naprężeń w zaworze dolotowym

Fig. 9. Distribution of stresses in the inlet valve



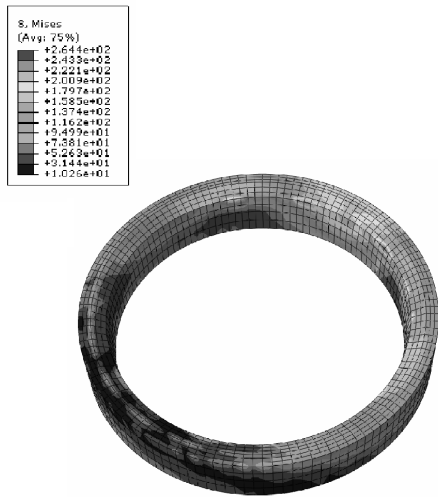
Rys. 7. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym

Fig. 7. Temperature of the outlet valve

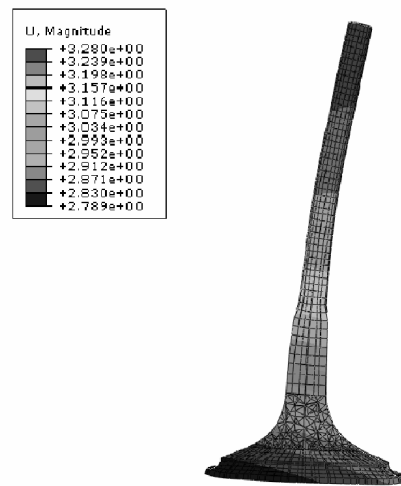


Rys. 10. Rozkład naprężeń w zaworze wylotowym

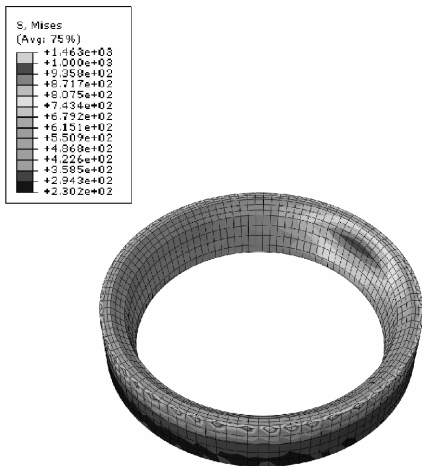
Fig. 10. Distribution of stresses in the outlet valve



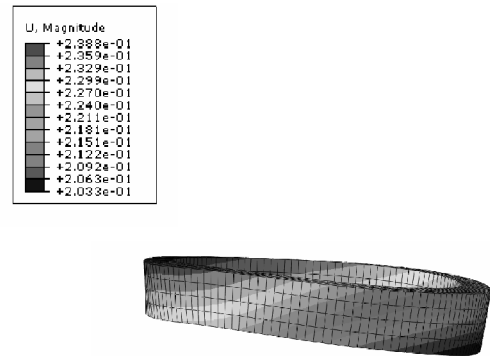
Rys. 11. Rozkład naprężeń w gnieździe dolotowym
 Fig. 11. Distribution of stresses in the inlet valve-seat



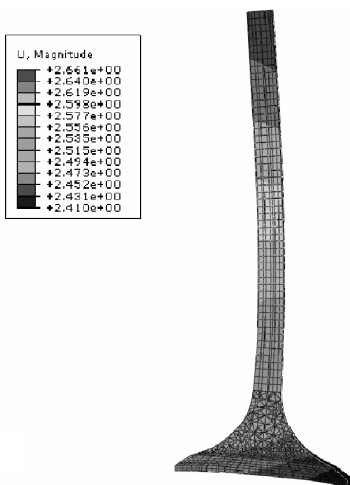
Rys. 14. Przeszczenie wypadkowe zaworu wylotowego
 Fig. 14. Displacement distribution of the outlet valve



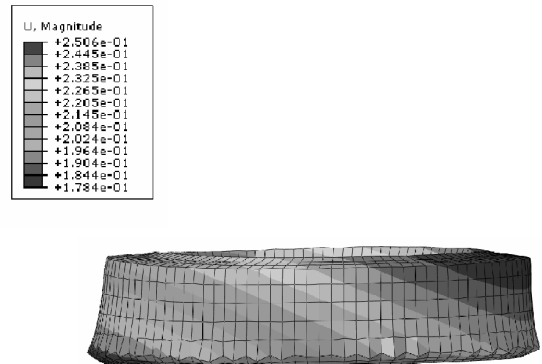
Rys. 12. Rozkład naprężeń w gnieździe wylotowym
 Fig. 12. Distribution of stresses in the outlet valve-seat



Rys. 15. Przeszczenie wypadkowe gniazda dolotowego
 Fig. 15. Displacement distribution of the inlet valve-seat



Rys. 13. Przeszczenie wypadkowe zaworu dolotowego
 Fig. 13. Displacement distribution of the inlet valve



Rys. 16. Przeszczenie wypadkowe gniazda wylotowego
 Fig. 16. Displacement distribution of the outlet valve-seat

4. Analiza rezultatów i wnioski

Wyznaczone w badaniach numerycznych wartości temperatury i naprężeń są zbliżone do opublikowanych rezultatów uzyskanych w badaniach eksperymentalnych i numerycznych silników ZS innych typów, co potwierdza przyjęte w pracy założenia [17, 22]. Obliczone wartości temperatury nie przekraczają wartości 623 K, uważanej za graniczną temperaturę pracy długotrwałej żeliw stosowanych na głowice [22, 24]. W temperaturach przekraczających 673 K obserwuje się znaczne obniżenie wytrzymałości na rozciąganie, wytrzymałości zmęczeniowej, granicy plastyczności i wzrost szybkości pełzania żeliw szarych [18]. Maksymalna temperatura (559 K) występuje na powierzchni mostka międzysaworowego na krawędzi gniazda wylotowego. W miejscu tym występują także najwyższe wartości naprężenia zredukowanego i są to przyczyny pojawiania się pęknięć głowicy w tym miejscu. Innym miejscem występowania pęknięć, zidentyfikowanym w analizie numerycznej, jest powierzchnia głowicy pomiędzy gniazdem wylotowym i wkładką żarową. W badaniach metalograficznych uszkodzonych głowic silników ZS stwierdzono takie umiejscowienie pęknięć [24, 25]. W badaniach makroskopowych uszkodzonych głowic silników 4C90 wykazano obecność pęknięć w podanych miejscach. Mechanizm uszkodzenia głowicy można określić jako zmęczenie cieplno-mechaniczne. Uważa się, że do uszkodzenia materiału wnoszą udział korozja, pełzanie oraz zmęczenie. W badaniach zmęczenia cieplno-mechanicznego żeliw zauważa się dla temperatury testu przekraczającej 623 K jej wpływ na szybkość pęknięcia [8, 21]. Zakres zmiany temperatury na powierzchni ogniowej głowicy zmierzony w trakcie cyklu pracy silnika wynosi ok. 18 K [19]. Zasadniczy wpływ na trwałość głowicy mają cykle obciążeń spowodowane włączaniem i wyłączaniem silnika.

Grzybki zaworów i gniazda doznają wzajemnego przesunięcia wskutek odkształceń cieplnych i odkształceń spowodowanych siłami dociskającymi grzybek. Prowadzi to do cyklicznego zginania

trzonków zaworów. Obserwowana koncentracja naprężeń w strefie zmiany przekroju trzonka zaworu wylotowego może być przyczyną pęknięcia trzonków. Stwierdzono, że kontakt przyłgni grzybka zaworu z powierzchnią gniazda zaworowego ma na początku charakter punktowy, zwiększenie powierzchni kontaktu zachodzi wskutek odkształcania się gniazd i grzybków podczas dociskania zaworu. Podczas przemieszczania się grzybka zaworu oba elementy trą po sobie, co powoduje zużywanie adhezyjne, odkształcenia plastyczne na powierzchni kontaktu a także zużywanie zmęczeniowe wskutek cykliczności procesu. Wszystkie te mechanizmy prowadzą do utraty szczelności zaworu. W przypadku grzybka zaworu wylotowego obserwuje się dwukrotnie większy zakres przemieszczeń wypadkowych niż dla zaworu dolotowego. Analogicznie, różnica przemieszczeń jest 1,6 razy większa dla gniazda wylotowego w porównaniu do gniazda dolotowego. Można stąd wyciągnąć wniosek o większej trwałości zaworu dolotowego niż wylotowego. Powierzchnia przyłgni zaworu wylotowego, z uwagi na temperaturę wynoszącą ok. 859 K, jest narażona na korozję. Ruch ślizgowy współpracujących elementów powoduje zwiększenie szybkości korozji wskutek ułatwienia dyfuzji przez zdeformowaną warstwę tlenków oraz, gdy warstwy tlenkowe osiągną graniczną grubość, delaminację warstwy tlenków. Odpryskiwanie warstwy tlenków prowadzi do przedmuchów zwiększających lokalnie temperaturę, co intensyfikuje proces zużywania grzybka zaworu i gniazda. Uwolnione cząstki tlenków stanowią ponadto efektywne ścierniwo powodujące zużycie ściernie. Wykonane badania metodami SEM i EDX przyłgni zużytych zaworów wylotowych wykazały obecność nalepień charakterystycznych dla zużycia adhezyjnego, obecność odkształceń plastycznych, rys spowodowanych zużyciem ściernym oraz ubytków materiału związanych z odpadaniem warstwy tlenków. Powierzchnia przyłgni zaworu dolotowego była natomiast pokryta stosunkowo zwartą warstwą tlenków.

Literatura/Bibliography

- [1] Attard W., Watson H.C., Stryker P.: Design and development of a gasketless cylinder head/block interface for an open deck, multi cylinder, highly turbocharged small engine. SAE Paper 2006-32-0036, 2006.
- [2] Bayrakceken H., Ucu I., Tasgetiren S.: Fracture analysis of a camshaft made from nodular cast iron. Engineering Failure Analysis vol. 13, pp. 1240-1245, 2006.
- [3] Branco C.M., Infante V., Sousa e Brito A., Martins R.F.: A failure analysis study of wet liners in maritime diesel engines. Engineering Failure Analysis vol. 9, pp. 403-421, 2002.
- [4] Charakterystyki stali. Katowice: Wydawnictwo Śląsk, 1980.
- [5] Chin-Sung C., Ho-Kyung K.: Safety evaluation of the rocker arm of a diesel engine. Materials and Design vol. 31, pp. 940-945, 2010;.
- [6] Chyuan S.-W.: Finite element simulation of a twin-cam 16-valve cylinder structure. Finite Elements in Analysis and Design vol. 35, pp. 199-212, 2000.
- [7] 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, pp. 307-315, 1993.

- [8] Gocmez T., Awarke A., Pischinger S.: A new low cycle fatigue criterion for isothermal and out-of-phase thermomechanical loading. *International Journal of Fatigue* vol. 32, pp. 768-779, 2010.
- [9] Hejwowski T.: Resistance of coatings to elevated temperature erosion. *Frontier of Applied Plasma Technology* vol. 3, pp. 107-112, 2010.
- [10] Hejwowski T.: Comparative study of thermal barrier coatings for internal combustion engine. *Vacuum* vol. 85, pp. 610-616, 2010.
- [11] Heynes A.M.: Automotive component failures *Engineering Failure Analysis* vol. 5, pp. 129-141, 1998.
- [12] Jimenez Espadafior F., Becerra Villanueva J., Torres Garcia M., Carvajal Trujillo E.: Analysis of a diesel generator cylinder failure. *Engineering Fracture Analysis* vol. 17 pp. 913-925, 2010.
- [13] Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine. Part I: A Mathematical model. *The Archive of Mechanical Engineering* vol. LI, No. 2, pp. 245-257, 2004.
- [14] Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine. Part II Primary calculations and verification of the model, *The Archive of Mechanical Engineering* vol. LI, No. 4, pp. 595-607, 2004.
- [15] Kwaśniewski S., Sroka Z.J., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1999.
- [16] Larson J.M., Jenkins L.F., Narashimhan S.L., Belmore, J.E.: Engine valves-design and material evolution. *J. Engn. Gas Turbines and Power* vol. 109, pp. 355-361, 1987.
- [17] 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 Paper 1999-01-0973*, 1991.
- [18] Podrzucki C. Żeliwo. Struktura właściwości i zastosowanie. Kraków, Wyd. ZG STOP, 1991.
- [19] Rakopoulos C.D., Rakopoulos D.C., Mavropoulos G.C., Giakoumis E.G.: Experimental and theoretical study of short term response temperature transients in the cylinder walls of a diesel engine at various operating conditions. *Applied Thermal Engineering* vol. 24, pp. 679-702, 2004.
- [20] Scott C.G., Riga A.T., Hong H.: The erosion-corrosion of nickel-base diesel engine exhaust valves. *Wear* vol. 181-183, pp. 485-494, 1995.
- [21] Seifert T., Maier G., Uihlein A., Lang K.-H., Riedel H.: Mechanism-based thermomechanical fatigue life prediction of cast iron. Part II: Comparison of model predictions with experiments. *International Journal of Fatigue* vol. 32, pp. 1388-1377, 2010.
- [22] Shalev M., Zvirin Y., Stotter A.: Experimental and analytical investigation of the heat transfer and thermal stresses in a cylinder head of a diesel engine. *Int. J. Mech. Sci.* vol. 25, pp. 471-483, 1983.
- [23] Wajand J.A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. Warszawa, WNT, 1997.
- [24] Weroński A., Hejwowski T.: Thermal fatigue of metals. New York, Marcel Dekker, Inc., 1992.
- [25] Wu Z.W., Xu X.L.: Failure analysis and metallurgical investigation of diesel engine exhaust valves. *Engineering Failure Analysis* vol. 13, pp. 673-682, 2006.

Dr hab. inż. Tadeusz Hejwowski – profesor nadzw. na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Tadeusz Hejwowski, DSc., DEng. – Associate Professor in the Mechanical Engineering Faculty at Lublin University of Technology.



Dr inż. Grzegorz Koszałka – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Grzegorz Koszałka, DEng. – Assistant Professor in the Mechanical Engineering Faculty at Lublin University of Technology.



Dr inż. Hubert Dębski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Hubert Dębski, DEng. – Assistant Professor in the Mechanical Engineering Faculty at Lublin University of Technology.

