

TERMO-MECHANICZNA ANALIZA NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ ZESPOŁU CYLINDRA SILNIKA SPALINOWEGO JAKO PRÓBA WYJAŚNIENIA NIEKONTROLOWANEGO ZAPŁONU MIESZANKI PALIOWO-POWIETRZNEJ

W pracy przeprowadzono analizę możliwej przyczyny występowania samoczynnego zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej lotniczego silnika spalinowego obciążonego mocą maksymalną podczas badań na hamowni silnikowej. Takie objawy niepoprawnej pracy silnika mogą występować także w locie samolotu i śmigłowca. W celu wyjaśnienia przyczyny niepoprawnej pracy silnika zastosowano nieliniową analizę metodą elementów skończonych. Określono dyskretny model uproszczonego układu zespołu cylindra silnika obejmujący kadłub i tuleję cylindrową. W analizie numerycznej uwzględniono zarówno siłę mechaniczną, wynikającą z obciążenia zaciskiem tulei cylindrowej w kadłubie jak i obciążenie ciśnieniem czynnika roboczego oraz obciążenie nierównomiernym polem temperatury. Przemieszczenia i naprężenia w tulei i kadłubie obliczono metodą elementów skończonych za pomocą systemu PATRAN oraz systemem ABAQUS. Wynikło to z konieczności uwzględnienia silnej anizotropii właściwości tulei cylindrowej z żeliwa szarego podczas rozciągania i ściskania. Geometrię części modelowano elementami płaskimi o topologii czterowzłowej z elementami kontaktowymi dwuwymiarowymi sprzęgającymi. Analitycznie wyznaczono także naprężenia zginające w zespole cylindra wywołane obciążeniem bocznym tłoka silnika poprzez uwzględnienie ciśnienia czynnika roboczego, sił masowych i siły tarcia. Obciążenie ciśnieniem i temperaturą zespołu cylindra określono w wyniku badań stanowiskowych silnika. Charakterystyki materiałowe żeliwa szarego i żaroodpornego stopu aluminium wyznaczono doświadczalnie. Wyniki nieliniowej analizy statycznej naprężeń i odkształceń dla połączenia tuleja cylindrowa - kadłub wykazały, że w obszarze zwrotu zewnętrznego pierścieni tłokowych wystąpiły wysokie naprężenia i odkształcenie plastyczne tulei cylindrowej, wywołujące brak styku połączenia tych elementów. Zakłóca to przepływ ciepła z tulei cylindrowej do kadłuba i stwarza możliwość niekontrolowanego zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej. W silniku istnieje konieczność stosowania zacisku średnicowego tulei w cylindrze w granicach 0.21 ± 0.42 mm, co wynika z rozszerzalności cieplnej elementów w warunkach jego pracy z maksymalną prędkością obrotową i obciążenia maksymalną mocą. Połączenie skurczowo-rozprężne tulei z cylindrem dla największego zacisku powoduje odkształcenie plastyczne żeliwa szarego tulei cylindrowej. Wymagana jest zmiana gatunku lub rodzaju żeliwa o wytrzymałości doraźnej powyżej 400 MPa.

WSTĘP

Silnikom spalinowym stawiane są wysokie wymagania pod względem czystości spalin, mocy jednostkowej, sprawności i trwałości. Prowadzi to do zwiększenia obciążeń mechanicznych i cieplnych [1-5]. Połączenie tulei cylindrowej z kadłubem należy do najbardziej obciążonych zespołów silnika spalinowego [7, 8]. Dużą uwagę konstruktorzy zwracają na analizę struktury konstrukcyjnej silnika spalinowego, jego wytrzymałość, trwałość i niezawodność [1, 7-9].

Aby zmniejszyć liczbę testów silnika spalinowego, potrzebny jest model spalania oraz model obciążenia mechanicznego i cieplnego o możliwie krótkim czasie obliczeniowym, który symuluje pracę silnika w całym zakresie roboczym [10, 11]. Model jednorodny stechiometryczny oparty na geometrii frontu spalania, umożliwia odwzorowanie tych samych tendencji, jakie uzyskuje się za pomocą modeli trójwymiarowych [12], ale o zmniejszonym czasie obliczeniowym [10]. Wyniki uzyskane za pomocą symulacji numerycznych jednowymiarowych są zbliżone do wyników uzyskanych przez model trójwymiarowy przy znacznie skróconym czasie obliczeń. Modele matematyczne wykorzystywane w obliczeniach opisujących procesy zachodzące w cylindrze silnika umożliwiają tworzenie skomplikowanych modeli wirtualnych, odzwierciedlających rzeczywiste warunki w zadowalający sposób [13]. Dokładność wyników

obliczeń zależy od jakości danych wejściowych, które można uzyskać na podstawie badań modelu oraz badań laboratoryjnych, co jest podstawą do szerszej analizy konstrukcji silnika.

Analiza wyteżenia elementów zespołu cylindra, stosowana w procesie technologicznym i eksploatacji, powinna być szybka [14-16]. Wymaga to często zastosowanie numerycznej techniki obliczeniowej. Zastosowanie modeli metody elementów skończonych (MES) umożliwia uwzględnienie obciążenia wciśnięciem, przemieszczeniem, siłą, bezwładnością, ciśnieniem, ciepłem, gradientem temperatury i innymi czynnikami. MES umożliwia także łatwe uwzględnienie kształtu, wymiarów oraz charakterystyki wytrzymałościowej i cieplnej materiałów. Taka analiza jest pomocna przy ustaleniu wstępnych założeń konstrukcyjnych nowych i modernizowanych konstrukcji. Dane do obliczeń MES często uzyskuje się z badań doświadczalnych modeli fizycznych [1, 2, 17-20].

1. ANALIZA LITERATURY

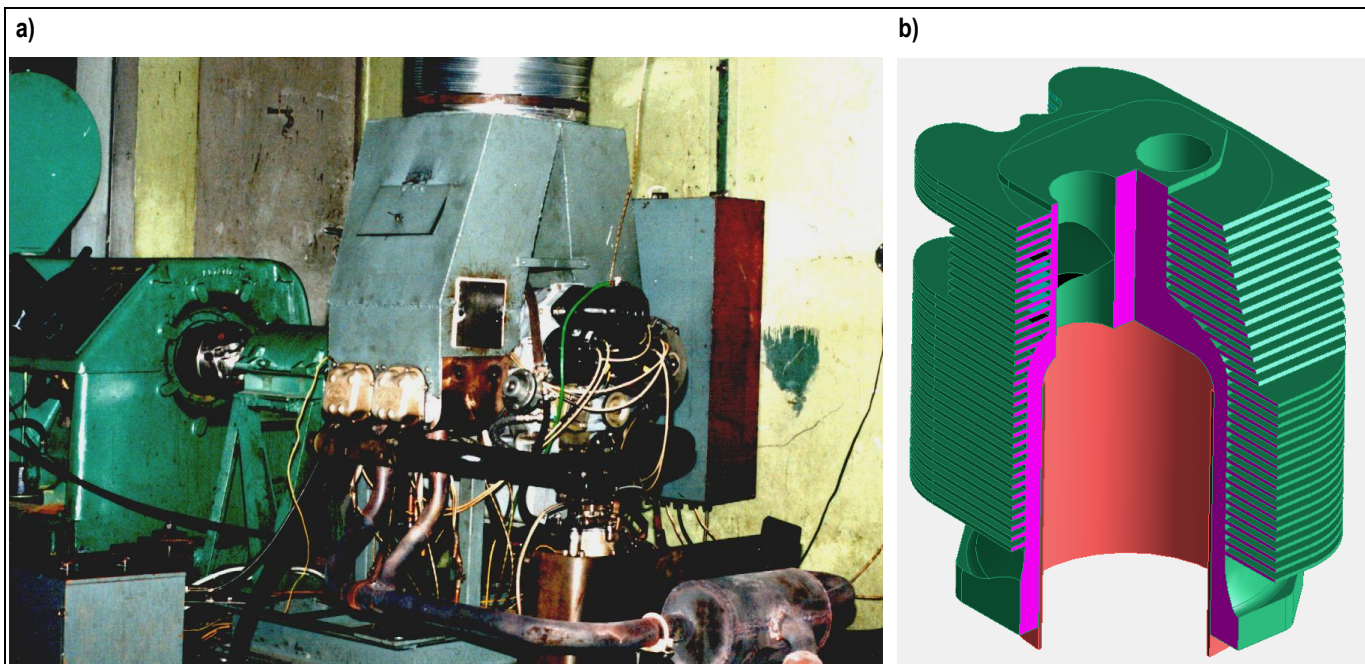
W pracach badawczych przywiązuje się dużą uwagę do analizy struktury zespołu cylindra silnika spalinowego. Podstawowym wymogiem zespołu cylindra jest zapewnienie małych strat energii, zużycia tribologicznego oraz wysokiej szczelności grupy tłokowo-cylindrowej [7, 8, 21, 22]. Cierna zdolność przenoszenia obciążeń jest wykorzystana w połączeniach wciśkowych. Dla obciążeń ciśnieniem teoria elastyczności dla cylindrów cienkościennych i gru-

bościennych przy osiowo-symetrycznym obciążeniu termomechanicznym, o różnych ustawieniach geometrycznych, materiałach i obciążeniu, może być z powodzeniem zastosowana [23]. Jednak założenie płaskiego naprężenia może generować znaczące błędy, jeżeli wprowadzane są obciążenia termiczne. Żeliwo szare w porównaniu z żeliwem wermikularnym wykazuje niższą wytrzymałość na zmęczenie cieplne, jednak ze znacznie szybszym złagodzeniem i zanikiem naprężeń [24]. Inicjacja mikropęknięcia żeliwa występuje w graficie i rozprzestrzenia się przez strukturę osnowy/matrycy. Odształcenia i naprężenia rozciągające w tulei cylindrowej w kierunku obwodowym, osiowym i promieniowym mogą być zmniejszenie w wyniku wyżarzania bloku silnika w temperaturze 500°C i sztucznego starzenia [25]. Badania takie dotyczyły bloku silnika, składającego się z kadłuba ze stopu aluminium 319 Al i żeliwnych tulei cylindrowych, połączonych z kadłubem w procesie odlewania. Deformacje tulei cylindrowej zespołu cylindra silnika benzynowego można znacznie zmniejszyć w wyniku modyfikacji kształtu głowicy [26]. Umożliwiła to analiza obciążenia śrubami mocującymi z zastosowaniem metody elementów skończonych MES.

Połączenia skurczowo-rozprężne zespołu cylindra silnika spalinowego przenoszą obciążenia normalnie i stycznie wywołane poprzez siłę lub moment siły zarówno w sposób statyczny jak i dynamiczny. Mogą przenosić równocześnie odmienne obciążenia mechaniczne i cieplne. Nie wprowadzają niekorzystnych koncentracji naprężeń. Istnieje jednak niebezpieczeństwo dużej zmiany współczynnika tarcia pomiędzy tuleją a kadłubem. W ich wytrzymałości statycznej wyznacza się przemieszczenia, odształcenia i naprężenia wynikające z działania siły, momentu siły, zacisku, przemieszczenia, obciążenia ciepłem, gradientem temperatury i ciśnieniem czynnika roboczego [1, 2, 8, 9, 19, 27, 28, 29]. W konstrukcji maszyn często zbyt małą uwagę przywiązuje się wytrzymałości tulei cylindrowej. Z kolei ugruntowane jest przekonanie o niebezpieczeństwie pęknięcia kadłuba (piasty). Uwzględnia się także zmiany stanu pola odształceń w czasie działania obciążenia w analizie pełzania.

Istnieje szereg wymagań dodatkowych połączenia wciskowego tulei z kadłubem. Powinny one zachowywać cechy sprężyste bez wystąpienia odształceń plastycznych oraz szczelin jak również być odporne na zmęczenie, fretting i korozję. Przewodność cieplna styku części winna być również dostateczna. Za pomocą bezpośredniej symulacji elementami skończonymi w procesach odształcenia i pęknięcia obecnie wykorzystuje się model termo-elasto-lepkoplastyczny materiału i kryterium uszkodzenia odształceniem [30]. Znajdują zastosowanie także modele zastępcze, budowane w celu zapewnienia szybkiego przybliżonego rozwiązania właściwości połączenia skurczowo-rozprężnego, zamiast czasochłonnych obliczeń [31].

Modelowanie analityczno-empiryczne i analiza wywiązywania się ciepła umożliwiają wyznaczenie przebiegu ciśnienia w cylindrze w czasie cyklu sprężania i rozprężania gazów dla różnych wartości obciążeń silnika [19, 20]. Ambrozik w pracy [32] przedstawił symulację numeryczną przebiegu ciśnienia w komorze spalania opracowaną na podstawie równania pierwszej zasady termodynamiki i równania stanu czynnika roboczego w cylindrze, z uwzględnieniem konwekcyjnej wymiany ciepła i zmiany liczby moli czynnika roboczego w cylindrze. Równania termodynamiczne wymiany ciepła przez promieniowanie pomiędzy tuleją a korpusem cylindra opisali Hlavňa i Sojčák [33]. Analizowano silnik doświadczalny chłodzony powietrzem. Istnieją trudności utrzymania właściwej temperatury głowic silników chłodzonych powietrzem [18]. Takie warunki sprzyjają powstawaniu niekontrolowanego spalania. Opisano także wybrane procesy wymiany ciepła występujące w układach chłodzenia [34] i dostępne komercyjne metody modelowania pracy układu chłodzenia programem komputerowym AmeSIM. Opisano procedurę przejścia od modelu graficznego w postaci grafów wiązań do modelu matematycznego w postaci równań stanu. W wielu przypadkach procesy energetyczne są tak skomplikowane, że budowa modelu wykorzystującego wyłącznie prawa fizyki jest praktycznie niemożliwa. W takim przypadku buduje się model silnika spalinowego jako „czarną skrzynkę” [19].



Rys. 1. Obiekt i przedmiot badań [21, 22]: a) - stanowisko hamowniane silnika, b) - model 3D zespołu cylindra: kadłub, tuleja cylindrowa (widok izometryczny z wyciętym fragmentem)

Jakość konstrukcyjną i funkcjonalną silnika spalinowego, jako maszyny cieplnej, określa się bilansem cieplnym [18, 19, 20, 32].

Bilans wewnętrzny analizowanego w publikacji silnika [17], jest limitowany strumieniem ciepła przekazywanego tulei cylindrowej

oraz pojemnością i przewodnością cieplną tulei połączonej wciśko-wo z kadłubem. Deformacje mechaniczne i termiczne grupy tłokowo-cylindrowej zmieniają cechy filmu olejowego [7]. Chropowatość gładzi cylindrowej może wywołać zmniejszanie minimalnej grubości filmu olejowego. Zmiany lepkości oleju są zależne od stopnia zróżnicowania warunków eksploatacji. Czynniki te limitują opory ruchu grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych.

Zastosowanie metody elementów skończonych autorzy [1, 2, 9, 14, 15, 16, 18, 19, 20, 27, 35, 36] oceniają jako przydatną i skuteczną o niskich kosztach i małej czasochłonności uzyskania informacji. Możliwe jest uzyskanie wyników obliczeń z dużą rozdzielczością praktycznie w każdym punkcie pracy silnika spalinowego.

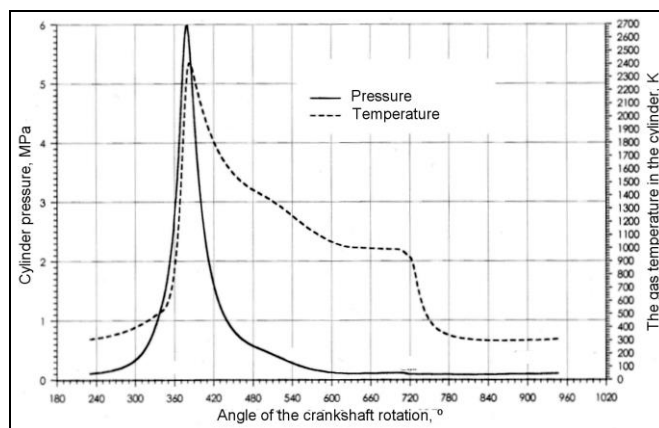
2. CEL I OBIEKT PRACY

Obiektem badań była tuleja i kadłub silnika chłodzonego powietrzem (rys. 1), którego podstawowe dane przedstawiono w tabeli 1. Analizowany silnik stosowano do napędu płatowców i śmigłowców. Najbardziej znane płatowce z zabudową tych silników to: Piper J-3 Club Trainer, Piper Stinson 108-2, Piaggio P-136, CAP-4 Paulistinho, MS-884 Rallye Club, PZL SZD-45 Ogar, PZL-110 Koliber i PZL-112 Mewa. Mniej liczną grupę stanowiły zastosowania do napędu śmigłowców, są to bowiem Piasecki, Bell Helicopter i Hiller.

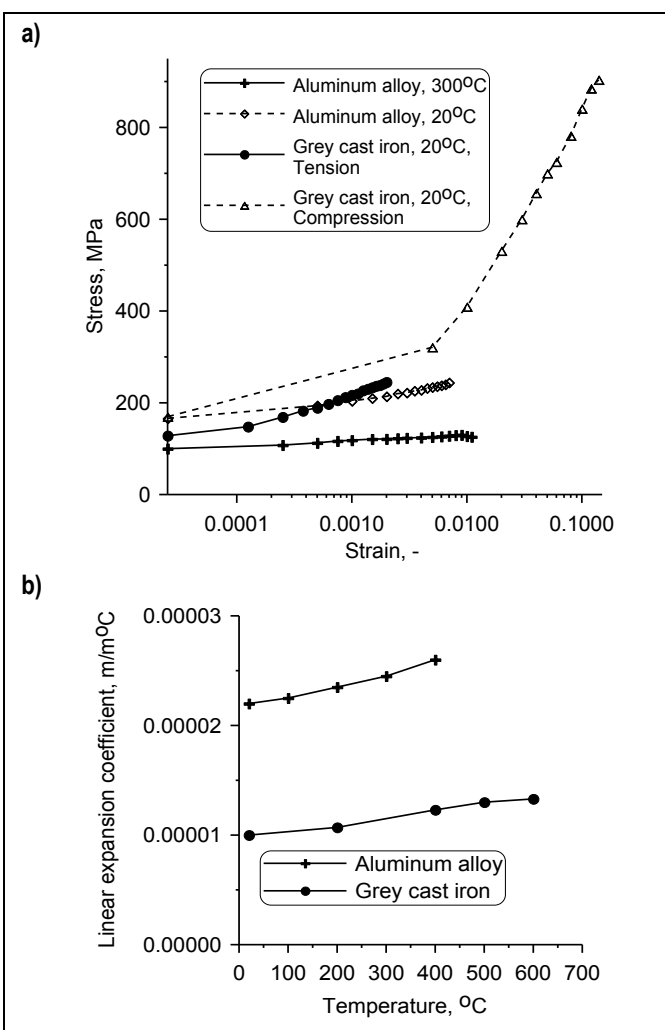
Tab. 1. Dane techniczne silnika spalinowego będącego przedmiotem badań

System chłodzenia	powietrzny
Ilość cylindrów	4
Układ cylindrów	przeciwsobny
Konfiguracja	pozioma
Średnica cylindra	117.45 mm
Skok tłoka	88.40 mm
Objętość skokowa wszystkich cylindrów	3 850 cm ³
Stopień sprężania	8.5
Moc dla prędkości obrotowej 2800 obr/min	116 KM
Długość	750 mm
Szerokość	795 mm
Wysokość	637 mm
Masa	120.0 kg
Skrzynia korbowa aluminiowa dwudzielna pionowo	
Cylinder z głowicą mocowany do skrzyni korbowej ośmioma śrubami	
Dwa zawory w cylindrze o przyłgni napawanej stellem i chłodzone sodem	
Popychacze hydrauliczne z wałkiem rozrządu stalowym położonym poniżej wału korbowego	
Wał korbowy stalowy kuty	
Tłok z trzema pierścieniami trapezowymi	
Gażnik górnoścący Marvel-Schebler	
Zapłon systemu Bendix, Ward-Aero lub Slick z dwoma świecami iskrowymi Champion	

Celem artykułu było wyznaczenie przemieszczeń i naprężeń w tulei i kadłubie zespołu cylindra. Obliczenia przeprowadzono dla prędkości obrotowej wału korbowego $n=2800$ obr/min, odpowiadającej maksymalnej mocy silnika (rys. 2). W obliczeniach metodą elementów skończonych uwzględniono obciążenie zaciskiem połączenia skurczono-rozprężnego oraz obciążenie siłą bezwładności ruchu posuwisto-zwrotnego grupy tłokowo-cylindrowej, ciśnieniem czynnika roboczego, gradientem temperatury i odkształceniem liniowym. Zakres obliczeń obejmował wyznaczenie przemieszczeń promieniowych, naprężeń promieniowych, obwodowych, osiowych oraz zredukowanych jak i nacisku jednostkowego pomiędzy tuleją a kadłubem.



Rys. 2. Wykres zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla prędkości 2800 obr/min



Rys. 3. Charakterystyki materiałów tulei i kadłuba: a) - zależność naprężenia w funkcji dokształcenia plastyczne materiału tulei (żeliwo szare) w próbie rozciągania i ściskania oraz cylindra (stop aluminium) w próbie rozciągania, b) - zależność współczynnika rozszerzalności liniowej tulei i kadłuba od temperatury

W procesie montażu ręcznego cylinder jest nagrany w suszarce do temperatury 300°C, a tuleja oziębiona suchym lodem do -200°C. Zacisk konstrukcyjny części średnicowo wynosi od 0.28 mm do 0.42 mm. Tuleja z żeliwa szarego perlitycznego ma granicę wytrzymałości na rozciąganie 248 MPa i twardość 95÷104 (200÷262 HB). Skład chemiczny zawiera: C 2.9÷3.5%, Mn

0.5÷0.8%, Si 1.8÷2.5%, Ni 0.25÷1%, Cr 0.2÷0.8%, Cu 0.25÷1%, S max 0.12%, reszta Fe. Płatki grafitu są wielkości 4÷6 o rozmieszczeniu A lub B według normy ASTM A-247. Odlew tulei poddano wyżarzaniu odprężającemu.

Żeliwo charakteryzuje się znaczną anizotropią właściwości [37, 38]. W próbie rozciągania jest materiałem kruchym, a w próbie ściskania sprężysto-plastycznym o dużym skróceniu (rys. 3a). Kadłub wykonany jest z odlewniczego żaroodpornego stopu aluminium poddanego wyżarzaniu zmiękczającemu, starzeniu i utwardzaniu wydzieleniowemu. Stop zawiera: Cu 3.5÷4.5%, Ni 1.7÷2.9%, Mg 1.2÷1.8%, Si max 0.6%, Fe max 0.8%, Al resztę (zanieczyszczenia max 0.35%). Granica wytrzymałości na rozciąganie wynosiła 240 MPa a twardość 95÷110 HB. Odlew kadłuba wyżarzano zmiękczająco i poddano starzeniu. Po obróbce mechanicznej kadłub był ponownie starzony utwardzająco. Podczas krystalizacji odlewu utworzy się struktura pierwotna: kryształy roztworu stałego na osnowie aluminium i siatka wydzieleni utworzona przez fazy międzymetaliczne. W procesie przesycania następuje ujednorodnienie stopu oraz przejście części pierwiastków stopowych z fazy międzymetalicznej do roztworu stałego. W starzeniu pierwszym składniki przesycające roztwór stały wydzieliły się w postaci dyspersyjnych częściowo sferoidalnych cząstek, dając efekt utwardzenia wydzieleniowego. Dodatkowe starzenie powodowało usunięcie możliwych w czasie pracy silnika zmian wymiarowych.

Tab. 2. Dane charakterystyczne modelu

Moduł sprężystości tulei dla rozciągania E_1	122 025 MPa
Moduł sprężystości tulei dla ściskania E_0	10 244 MPa
Współczynnik Poissona tulei ν_1	0.27
Gęstość tulei ρ_1	7 g/cm ³
Współczynnik przewodności cieplnej tulei λ_1	52 W/Km
Ciepło właściwe tulei C_1 przy 100°C	502 J/kg°C
Moduł sprężystości kadłuba w 300°C E_2	23 900 MPa
Moduł sprężystości kadłuba w 20°C E_2	72 600 MPa
Współczynnik Poissona kadłuba ν_2	0.31
Gęstość kadłuba ρ_2	2.81 g/cm ³
Współczynnik tarcia tuleja-kadłub	0.1
Współczynnik przewodności cieplnej kadłuba λ_2	133 W/Km
Ciepło właściwe kadłuba C_2 przy 100°C	963 J/kg°C
Temperatura wewnętrznej strony głowicy kadłuba	239°C
Temperatura głowicy kadłuba	179°C
Temperatura gładzi cylindra	86°C
Temperatura pomiędzy tuleją a kadłubem	147°C
Temperatura zewnętrzne bocznej ścianki kadłuba	125°C
Promień wykorbienia	44.45 mm
Długość korbowodu	152.4 mm
Prędkość kątowna wału korbowego	293.3 1/s
Masa korbowodu	0.85 kg
Masa tłoka	0.89 kg
Masa sworzniia tłokowego	0.213 kg
Max siła tłokowa	3 621 daN
Max ciśnienie indykowane	6 MPa
Kąta max ciśnienia indykowanego	379.5 °OWK
Siła poprzeczna obciążająca zespół cylindra	5 012 daN
Ramię działania siły zginającej zespół cylindra	83 mm
Wskaźnik wytrzymałości zespołu cylindra na zginanie	124 132 mm ³
Napężenia obwodowe u podstawy zginanego zespołu cylindra	6.4 MPa
Model umocnienia: kinetyczny ze stałym odkształceniem cyklu	
Elementy kontaktowe: dwuwymiarowe płaskie czterowęzłowe QUAD 4	
Zależność luz-ciśnienie typu zmiękczonego (wykładniczego) dla elementów kontaktowych	

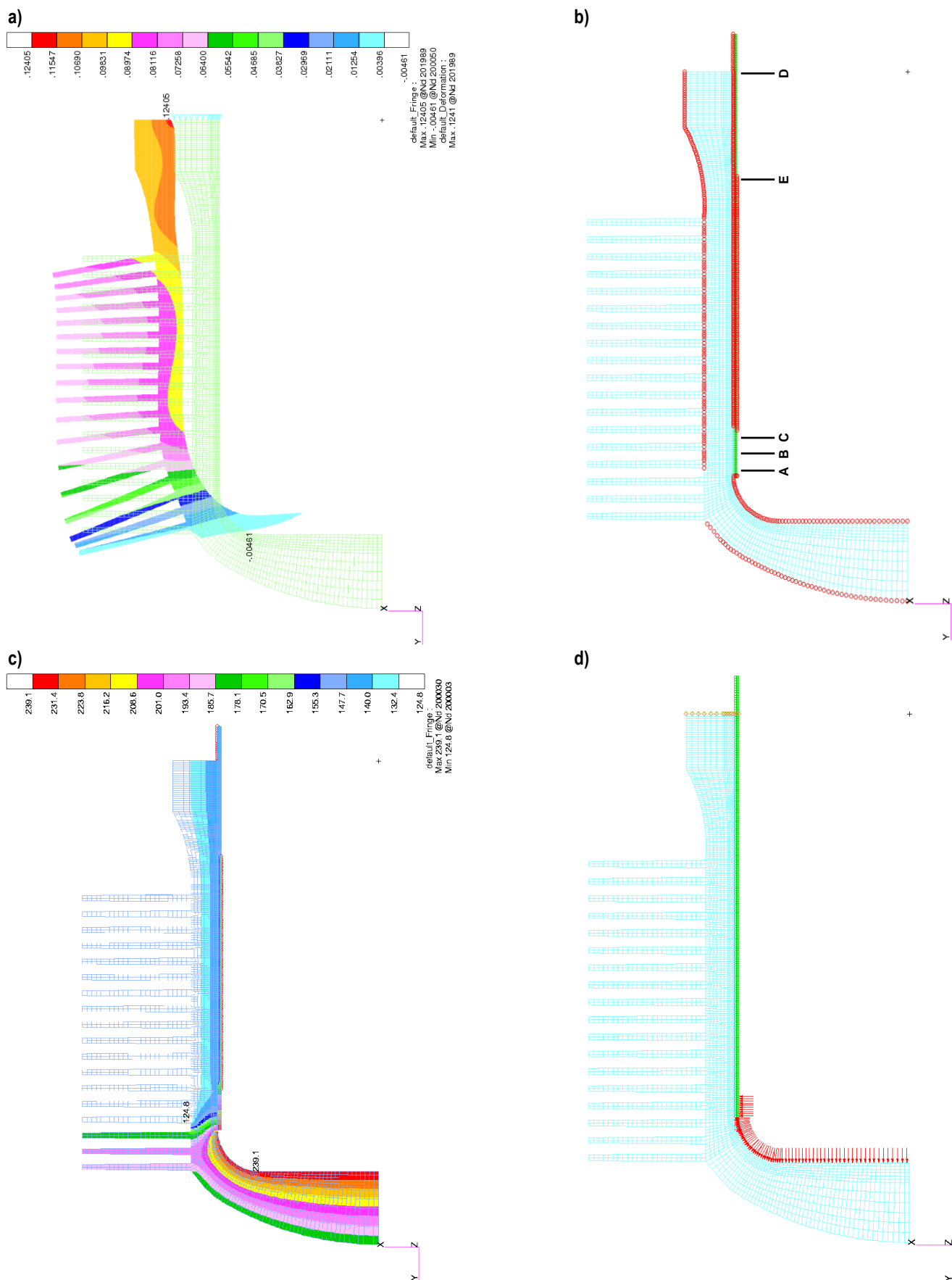
Przeprowadzono ścisłą próbę rozciągania próbek żeliwa i stopu aluminium oraz próbę ściskania żeliwa. Próby prowadzono w temperaturze pokojowej. Stosowano w próbach rozciągania maszynę wytrzymałościową UTS 100 Testsysteme a w próbach ściskania maszynę INSTRON 8801. Dodatkowo stop aluminium badano w temperaturze 300°C z zastosowaniem komory termicznej Linn High

Therm FRVT-3-100/375/1100. Odcinki próbne pobrano z półwyrobu tulei i kadłuba. Próbkę miały gwintowaną część chwytową i średnicę części pomiarowej 7.5 mm. Wykonano je metodą toczenia, szlifowania i polerowania papierem ściernym. Próbkę spełniały wymagania normy ISO/R 373-1964, ISO 1099-1975i, ISO 1143-1975. Zbudowano dwa modele materiałowe. Podstawą do budowy modeli materiałowych były krzywe rozciągania (ściskania) przedstawione we współrzędnych napężenie rzeczywiste w funkcji odkształcenia. Do opisu cech plastyczności stosowano równanie uzyskane w wyniku aproksymacji punktów o współrzędnych napężenie w funkcji odkształcenie plastyczne (rys. 3b). Uśrednione wyniki badań właściwości materiałów z pięciu próbek przedstawiono w tabeli 2. Zamieszczono także współczynniki przewodności cieplnej, ciepła właściwe, moduły sprężystości i inne dane materiałowe niezbędne w procesie modelowania.

3. METODYKA OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

W analizie numerycznej tulei cylindrowej i kadłuba, tworzących zespół cylindra, zastosowano model osiowo-symetryczny. Geometryczne modele tulei cylindrowej i kadłuba opracowano w systemie NX CAD/CAM (rys. 1b). Konstrukcję zespołu cylindra odwzorowano poprzez przekrój osiowy (z jednej strony osi). Przekrój ten opisano elementami dwuwymiarowymi płaskimi o topologii czterowęzłowej (ang. 2D Solid, Quad 4). Były to elementy trójkątne i czworokątne. Strefę kontaktu pomiędzy tuleją a kadłubem zamodelowano za pomocą elementów kontaktowych dwuwymiarowych. Zastosowano elementy sprężające czterowęzłowe typu płaskiego (ang. 2D Interface, Planar) lub osiowosymetryczne (ang. Axisymmetric) ze sprężystym podatnym modelem tarcia (ang. Elastic Slip Soft Contact). Założono zmiękczonej (wykładniczą) zależność ciśnienia styku tulei z kadłubem od luzu oraz model tarcia suchego Coulomba opisany prawem Amontons'a. Współczynnik tarcia pomiędzy powierzchniami elementów przemieszczanych miał wartość 0.1. Doboru takiego dokonano na podstawie wcześniejszych doświadczeń. Elementom tym przypisano właściwości osiowosymetryczne. Oznacza to, że element pomimo topologii płaskiej dostarcza informacje o stanie naprężeń podobnych do elementu trójwymiarowego. Oszacowany model trójwymiarowy miał bowiem około 100000 elementów i wymagał komputera wieloprocesorowego o przetwarzaniu równoległym. Obciążenia dla zacisku tulei z kadłubem są w postaci "zakładki", określonej w definicji kontaktu. Więzy przyjęto na podstawie warunków zamocowania zespołu cylindra do skrzyni korbowej (rys. 4d). Podobne są warunki utwierdzenia dla obciążenia ciśnieniem czynnika roboczego. Odbierają one przemieszczenia części w kierunku osi Y.

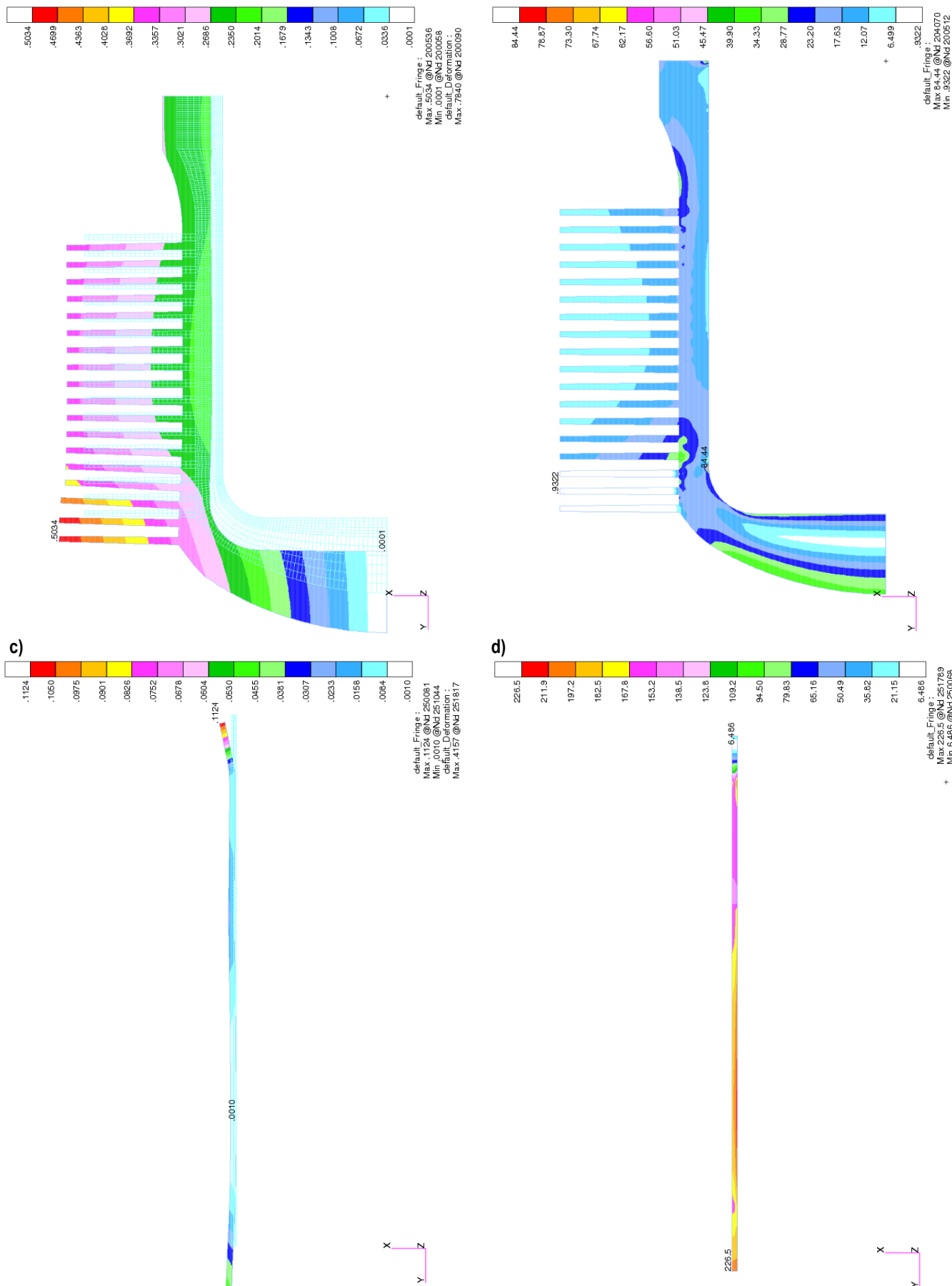
Warunki brzegowe do określenia rozkładu temperatur zespołu cylindra zamieszczono na rysunku 4b. Z kolei warunki rozkładu temperatur, jako obciążenie termiczne zespołu cylindra, przedstawia rysunek 4c. Pole rozkładu temperatur uzyskano z analizy ustalonego przepływu ciepła wykonanej w programem MSC ADVANCED FEA [17, 35]. Zmianę ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego uzyskano z indykowania silnika (rys. 2) [17]. Różnica pomiędzy zewnętrzną średnicą tulei oraz wewnętrzną średnicą kadłuba stanowi wartość wcisku skutecznego. Powierzchnie te w modelu skojarzone są ze sobą poprzez wprowadzenie pomiędzy nie elementów kontaktowych. Promieniowa wartość wcisku wynosiła 0.21 mm. Obciążenie przemieszczeniem przykładane jest do węzłów średnicy wewnętrznej cylindra. Średnica ta wyznaczona jest linią obróbki wytaczaniem oraz gładzeniem tulei wcześniej montowanej (o pierwotnej grubości ścianki 2.89 mm). Wartości przemieszczeń pochodzą w niej z obliczeń modelu z grubą tuleją (przed operacji wytaczania).



Rys. 4. Analizowane modele obciążenia tulei i kadłub silnika w eksploatacji: a) - model przemieszczenia promieniowego kadłuba dla tulei o pocienionej ścianie w drugim kroku obliczeń (zespół cylindra eksploatowanego silnika), b) - warunki brzegowe do określenia rozkładu temperatur zespołu z zaznaczeniem przekroji charakterystycznych A, B, C, D, E, c) - warunki rozkładu temperatur jako obciążenie termiczne zespołu, d) - obciążenia ciśnieniem zespołu z zaznaczonymi warunkami utwierdzenia

a)

b)



Rys. 5. Wyniki modelowania zespołu tuleja kadłub silnika w eksploatacji: a) - przemieszczenie promieniowe kadłuba, b) - naprężenia zredukowane kadłuba, c) - przemieszczenia tulei, d) - naprężenia zredukowane tulei

Do obliczeń zespołu cylindra w eksploatacji wybrano maksymalne ciśnienie indykowane silnika 6 MPa. Występuje ono przy pełnym obciążeniu silnika i prędkości obrotowej wału korbowego 2800 obr/min. Kąt maksymalnego ciśnienia indykowanego ma wartość 379.5 °OWK. Ciśnienie to przyłożono do powierzchni wewnętrznej głowicy zespołu cylindra oraz do powierzchni tulei powyżej miejsca położenia pierścienia uszczelniającego tłoka. Miejsce przyłożenia ciśnienia przedstawia rysunek 4d. Obciążenie temperaturą jest wynikiem oddzielnych badań i obliczeń termicznych wykonanych dla zmierzonych wartości temperatury zespołu cylindra (rys. 1a) [17]. Były to zarazem warunki brzegowe obliczeń. Wartości zmierzonych temperatur zamieszczono w tabeli 2. Dotyczyły one temperatury wewnętrznej i zewnętrznej strony głowicy, gładzi cylindra, styku tulei z kadłubem oraz zewnętrznej bocznej ścianki kadłuba.

Wstępne obliczenia modelu osiowo-symetrycznego zespołu cylindra przeprowadzono dla tulei mającej wymiar promienia wewnętrznego 57.9 mm (tuleja gruba). W modelu długość zacisku wynosi 138.9 mm oraz długość tulei 151.9 mm. Na modelu tym symulowano proces montażu tulei w kadłubie. Model ten miał liczbę elementów: cylinder 3942, tuleja 1846 i kontakt 188. Liczba węzłów wynosiła dla kadłuba 4622 i tulei 1632. W wyniku obliczeń otrzymano stan przemieszczeń, odkształceń i naprężeń w tulei oraz kadłubie. Głównym jego celem było określenie stanu odkształceń plastycznych tulei i cylindra wywołany montażem tulei.

Proces obliczeń zasadniczych zespołu cylindra składał się z trzech kroków. W pierwszym kroku wykonano obliczenia przykładowo przemieszczenia do węzłów leżących na linii wyznaczającej obróbkę tulei. Wartości tych przemieszczeń wzięto z obliczeń wstępnych. W drugim kroku obliczeniowym usunięto przemieszczenia, symulując oddziaływanie usuniętej części tulei. W efekcie otrzymano stan naprężeń i ciśnień po obróbce mechanicznej. W trzecim kroku rozpatrzono zespół cylindra w wybranym stanie eksploatacji silnika. W kroku tym model obciążono dodatkowo ciśnieniem oraz polem temperatur.

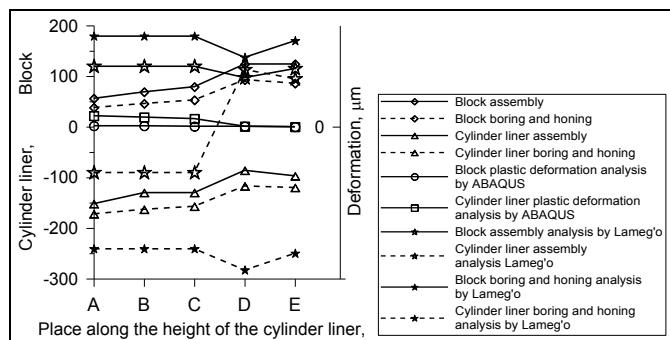
Siła poprzeczna działania tłoka na gładź cylindra jest składową sumy geometrycznej siły gazowej, sił masowych bezwładności grupy tłokowo-korbowej (tłoka, pierścieni tłokowych, sworznia, wkładek zabezpieczających sworznia i części masy korbowodu) oraz siły tarcia tłoka i pierścieni tłokowych o gładź cylindra. Estymowana wartość siły tarcia wynosiła 100 N. Dla kąta maksymalnego ciśnienia indykowanego, biorąc pod uwagę promień wykorbienia i długość korbowodu, siła poprzeczna ma wartość 5012 N (tabela 2). Uwzględniając ramię działania siły 83 mm oraz wskaźnik wytrzymałości przekroju zespołu cylindra 124132 mm³, naprężenia obwodowe u podstawy zespołu cylindra będą wynosiły 6.4 MPa. Siłę boczną przyłożono do tłoka w płaszczyźnie symetrii rowka trapezowego dla pierwszego pierścienia uszczelniającego. Ponieważ obciążenie siłą poprzeczną nie jest obciążeniem symetrycznym wymaganym w modelu osiowo-symetrycznym, to w modelu obciążenia elementami skończonymi nie zostało to uwzględnione. Wyznaczoną wartość naprężeń osiowych zespołu cylindra od analizowanych obciążeń modelu osiowo-symetrycznego, należy w punktach na obwodzie zespołu cylindra odpowiednio pomniejszyć lub powiększyć o wartość maksymalną 6.4 MPa, podaną poprzednio.

Do granicy sprężystości stosowano modele liniowe zachowania się materiałów określone modelem Younga i współczynnikiem Poissona. Po przekroczeniu plastyczności przyjęto nieliniową statykę przyrostową płynięcia plastycznego. Wyznaczano przyrosty plastycznego odkształcenia jako funkcję aktualnego stanu naprężenia i przyrostu naprężenia. Stosowano model umocnienia kinetycznego materiałów o stałym odkształceniu cyklu. Do opisu wycięcia materiału zastosowano kryterium plastyczności Hubera–Misesa–

Hencky'ego (H-M-H). Szczegółowe obliczenia pola naprężeń i przemieszczeń badanych elementów przeprowadzono algorytmem o zmiennym kroku analizy za pomocą systemu MSC/PATRAN V.7 z modulem obliczeniowy ADVANCED/FEA [35]. Obliczenia prowadzono na stacjach roboczych HP 715/50 oraz San SP4. Z uwagi na ograniczenia analizy jedynie materiałów izotropowych przez program MSC/ADVANCED FEA, wprowadzono dane z próby ściskania dla materiału tulei i rozciągania dla kadłuba. Dla celów porównawczych wybrano 5 przekroi prostopadłych do osi cylindra oznaczonych literami A, B, C, D i E (rys. 4b). Poprawność przyjęcia modelu materiału tulei jako ściskania potwierdzono wynikami obliczeń materiału anizotropowego tulei przeprowadzonymi systemem ABAQUS [36].

4. WYNIKI BADAŃ

Odkształcenia modelu osiowo-symetrycznego cylindra po wytaczaniu i gładzeniu zamieszczono na rysunku 4a. Dla analizowanego stanu obciążeń silnika w eksploatacji, uzyskane wartości przemieszczeń promieniowych modelu osiowo-symetrycznego tulei cylindrowej i kadłuba oraz występujące pola naprężeń zredukowanych Hubera–Misesa–Hencky'ego obrazuje rysunek 5. Przemieszczenia promieniowe kadłuba i tulei po montażu oraz po wytaczaniu i gładzeniu, wyznaczone na podstawie obliczeń MES zawiera rysunek 6. Przedstawia on dodatkowo przemieszczenia wyznaczone analitycznie dla płaskiego stanu naprężenia z zadania Lamé'go oraz odkształcenia plastyczne na podstawie obliczeń systemem ABAQUS. Uzupełnieniem tych analiz są dodatkowe rysunki 7÷9. Przedstawiają one dla eksploatowanego silnika w wybranych przekrojach tulei i cylindra oznaczonych A, B, C, D i E maksymalne wartości: przemieszczeń promieniowych, naprężeń zredukowanych Hubera–Misesa–Hencky'ego, naprężeń promieniowych, obwodowych, osiowych oraz maksymalne naciski jednostkowe (ciśnienia) ich powierzchni stykowych.

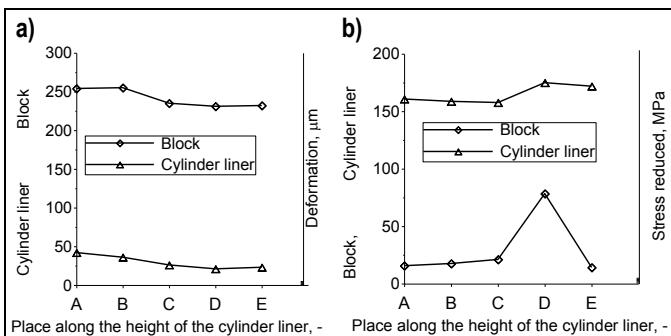


Rys. 6. *Przemieszczenia promieniowe tulei cylindrowej i kadłuba po montażu tulei oraz po wytaczaniu i gładzeniu tulei; przemieszczenia tych części wyznaczone analitycznie dla płaskiego stanu naprężenia z zadania Lamé'go natomiast ich odkształcenia plastyczne na podstawie obliczeń systemem ABAQUS*

5. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

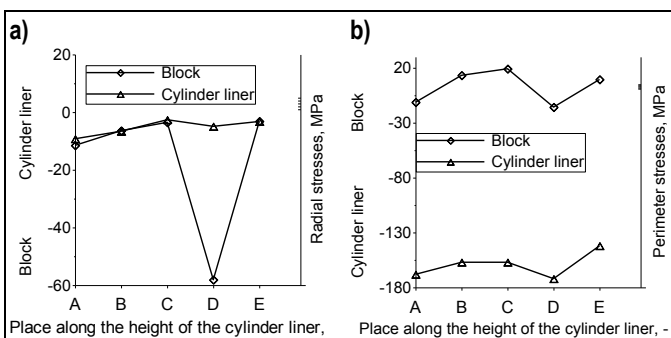
Montaż tulei z grubą ścianką wywołuje znaczne przemieszczenia tulei i kadłuba. Maksymalne przemieszczenia tulei są w przekroju D zaś cylindra w przekroju E (rys. 4a). Z obliczeń analitycznych według płaskiego stanu naprężeń otrzymano większe przemieszczenia promieniowe cylindra aniżeli z obliczeń MES (rys. 6). Tuleja także podlega większym przemieszczeniom w zadaniu Lamé'go aniżeli otrzymano z analizy numerycznej. Najbardziej niekorzystną cechą połączenia jest wystąpienie dużych odkształceń plastycznych w tulei cylindrowej. Maksymalna ich wartość wynosi bowiem

21.8 μm . Wynika to ze zbyt małej wytrzymałości zastosowanego żeliwa szarego. Błędy kształtu tulei po montażu do cylindra są duże. Ich wartość wyznaczona na podstawie wartości przemieszczeń promieniowych wynosi 55 μm . Doświadczalne odchyłki walcowości tulei cylindrowej zamontowanej do kadłuba mają z kolei wartość 40÷55 μm . Są więc zbliżone do wartości uzyskanej w modelu żeliwa ściskanego i modelu anizotropii tego materiału. Pomiary odchyłki okrągłości przeprowadzono maszyną pomiarową do odchyłek kształtu Taylor Hobson Talyron 3-PC. W rozkładzie naprężeń wzdłuż długości styku można zauważyć dwa miejsca koncentracji naprężeń zarówno na tulei jak i w kadłubie. Pierwsze zlokalizowane jest na samym końcu tulei w pobliżu głowicy, przekrój A, drugie przy kołnierzu kadłuba i tulei, przekrój D (rys. 4b).



Rys. 7. Wyniki modelowania zespołu cylindra w eksploatacji: a) - przemieszczenia promieniowe tulei i kadłuba, b) - naprężenia zredukowane Hubera-Misesa-Henckya tulei i kadłuba

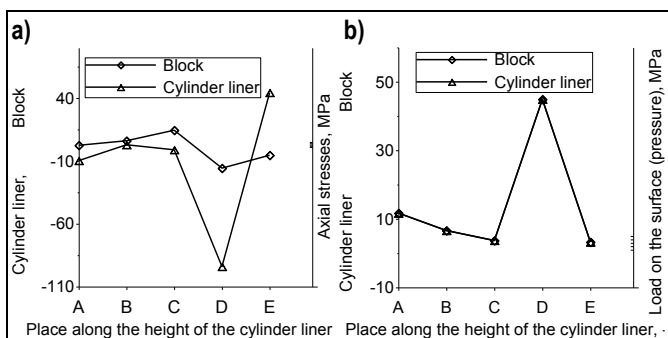
W kadłubie maksymalne naprężenia zredukowane o wartości 103.3 MPa są w pobliżu kołnierza. W miejscu tym powstaje bardzo mała strefa odkształceń plastycznych o wartości 2 μm . Maksymalne naprężenia zredukowane w tulei o wartości 276 MPa zlokalizowane są w pobliżu głowicy i przekraczają granicę plastyczności. Naprężenia w tulei są wynikiem dużej składowej naprężeń obwodowych. Ciśnienie w połączeniu zmienia się także wzdłuż tworzącej, lecz w niewielkim stopniu. Jednak występuje nagły wzrost ciśnienia, z wartości 10.5÷12.3 MPa do wartości 69.2 MPa przy kołnierzu. Spowodowane jest to dużą zmianą odkształcenia tulei poza obszarem kadłuba. Przekroczenie granicy plastyczności w tulei przy głowicy nie powoduje jednak spadku nacisków w strefie kontaktu.



Rys. 8. Wyniki modelowania zespołu cylindra w eksploatacji: a) - naprężenia promieniowe tulei i kadłuba, b) - naprężenia obwodowe tulei i kadłuba

Po wytaczaniu i gładzeniu przemieszczenia promieniowe tulei i kadłuba uległy zmniejszeniu. Podobnie ciśnienie w strefie kontaktu spadło o około 30% i wahało się w granicach 6.3÷9.3 MPa. Ma miejsce jego spiętrzenie w przekroju D. Maksymalne naprężenia promieniowe na kołnierzu kadłuba w porównaniu do poprzedniego

wariantu wzrosły nieznacznie. Wzrosły też naprężenia zredukowane w tulei. Maksymalne wartości zlokalizowano, jak i poprzednio, w okolicy głowicy. Generalnie naprężenia zredukowane w tulei po obróbce mechanicznej zawierają się w granicy 186÷291 MPa oraz w kadłubie 14÷104 MPa.



Rys. 9. Wyniki modelowania zespołu cylindra w eksploatacji: a) - naprężenia osiowe tulei i kadłuba, b) - ciśnienia w połączeniu tulei z kadłubem

W eksploatacji w sposób diametralny zmienia się charakter odkształceń tulei i kadłuba. Kadłub znacznie wydłuża się w kierunku osiowym w porównaniu do poprzednich dwóch stanów. W przekroju A przemieszczenia promieniowe kadłuba wzrosły w porównaniu do poprzedniego stanu analizy z 38 μm do 254 μm oraz w przekroju E z 86 μm do 232 μm (rys. 7a). Zmniejszył się również zacisk w połączeniu tulei z kadłubem. W przekroju A powstaje szczelina o wysokości 2 μm zaś w przekroju D zacisk jest zerowy. Ciśnienie powierzchni stykowych zawierało się w granicach 3.7÷44.9 MPa (rys. 9b). Prowadzona analiza wykazała powstanie stref, w których występują przekroczenia granicy plastyczności. Mimo to nie stwierdzono znacznego spadku ciśnienia na połączeniu tulei z kadłubem. Ma także miejsce wzrost ciśnienia w pobliżu głowicy z 8.3 MPa do 11.7 MPa. Spadły z kolei naprężenia zredukowane zarówno w kadłubie (z 83.6 MPa do 77.1 MPa) jak i tulei (z 291 MPa do 169 MPa), przy czym spadek naprężeń w tulei jest dużo większy niż w kadłubie (rys. 7b). Zmniejszeniu uległy również naprężenia promieniowe i obwodowe (rys. 8) oraz osiowe (rys. 9).

WNIOSKI

Połączenie skurczowo-rozprężne tulei z cylindrem dla zacisku promieniowego 0.21 mm powoduje odkształcenie plastyczne żeliwa szarego tulei cylindrowej (jest to zarazem największa wartość zacisku średnicowego w technologii montażu). Wymagana jest zmiana jego gatunku o wytrzymałości doraźnej powyżej 400 MPa. Wynika to konieczności stosowania technologicznego zacisku średnicowego tulei w cylindrze w granicach 0.21÷0.42 mm. Tak duży zacisk jest konieczny z uwagi na rozszerzalność cieplną elementów w warunkach pracy silnika spalinowego z maksymalną prędkością obrotową i obciążonego maksymalną mocą.

Zmiany stanu wytężenia i przemieszczenie tulei i cylindra w wyniku wytaczania i gładzenia nie są duże. W eksploatacji kadłub znacznie wydłuża się w kierunku osiowym. Przeszacowania promieniowe kadłuba wzrosły zwłaszcza w obszarze głowicy (z 38 μm po obróbce mechanicznej tulei do 254 μm w eksploatacji). Zmniejszył się również zacisk w połączeniu tulei z kadłubem. Jednak na podstawie tego typu analizy trudno jednoznacznie wykazać, że powstanie szczeliny pomiędzy tuleją a kadłubem w pobliżu głowicy jest powodem niekontrolowanego zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej. Jednak działanie tak dużych naprężeń przez długi czas i przy wysokiej temperaturze pracy może przyczynić się do powsta-

nia szczeliny w wyniku pelzania materiału i w efekcie do wystąpienia niepoprawnej pracy silnika.

BIBLIOGRAFIA

1. Heywood J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw - Hill Book Company, New York 1988.
2. Kwaśniewski S., Sroka Z. J., Zabłocki W., *Modeling of thermal loads in elements of internal combustion engines*, Wrocław University of Technology Publishing House, Wrocław 1999 (in Polish).
3. Kowalewicz A., *Creation mixture and combustion in spark-ignition engines*, WKiŁ, Warszawa 1984 (in Polish).
4. Lee Y., Pae S., Min K., Kim E., *Prediction of knock onset and the auto-ignition site in spark-ignition engines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2000, vol. 214, No. 7, pp. 751-763.
5. Heyes M., *Automotive component failures*, Engineering Failure Analysis, 1998, vol. 5, pp. 129-141.
6. Zhukovskiy V., Gokhman A., *Relation between a linear thermal expansion coefficient and residual stresses*, Technical Physics, 2009, vol. 54, No. 4, pp. 535-541.
7. Iskra A., *Dynamics of piston mechanisms of internal combustion engines*, Publisher of Poznan University of Technology, Poznań 1995 (in Polish).
8. Wajand J. A., Wajand J. T., *Internal combustion engines medium and high speed pistons*, WNT, Warszawa 2005 (in Polish).
9. Hillier V. A. W., Coombes P., *Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology*, Nelson Thornes Ltd., United Kingdom 2004.
10. Emery P., Maroteaux F., Sorine M., *Modeling of combustion in gasoline direct injection engines for the optimization of engine management system through reduction of three-dimensional models to (n X one-dimensional) models*, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2003, vol. 125, No. 3, pp. 520-532.
11. Sethian J. A., *Level set methods and fast marching methods*, Cambridge University Press, Cambridge 1999, UK.
12. Zhang F., Yao M-F., *Three-dimensional direct numerical simulation of partially premixed combustion in engine-related conditions*, Acta Physico-Chimica Sinica, 2016, vol. 32, No. 8, pp. 1941-1949.
13. Cygnar M., Budzik G., Grzelka M., Marciniak-Podsadna L., Sendyka B., Samardžić I., *Modelling of the injection and combustion processes in the gasoline direct injection engine*, Tehnicki Vjesnik, Tech. Gaz., 2014, vol. 21, No. 4, pp. 867-872.
14. Jachimowicz J., Wawrzyniak A., *Application of MES to the contact of machine elements*, Works of the Institute of Fundamentals of Machine Design at Warsaw University of Technology, Warszawa 1999, vol. 19, pp. 69-108 (in Polish).
15. Kleiber M., *Introduction to the finite element method*, State Scientific Publisher, Warszawa – Poznań 1989 (in Polish).
16. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z., *The finite element method: Its basis and fundamentals* (Sixth edition), Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
17. Cisek Z., Kunysz J., Lejda K., Michalski J., Pawlus P., Śmieszek M., Ustrzycki A., Zajac P., *Development of cylinder manufacturing technology ensuring optimal performance of the piston engine*, Targeted project Nr 7 T07D 009 95C/2731 contractor at Wytwornia Sprzętu Komunikacyjnego "PZL-Rzeszów" joint-stock company. Report on scientific and research work, Rzeszów University of Technology, Rzeszów 1996-1998 (in Polish).
18. Koliński K., Orkisz M., Prociak R., *Charge exchange in four-stroke reciprocating engines*, WKiŁ, Warszawa 1991 (in Polish).
19. Rychter T., Teodorczyk A., *Mathematical modeling of the working piston engine cycle*, State Scientific Publisher, Warszawa 1990 (in Polish).
20. Sobieszkański M., *Modeling of power processes in internal combustion engines*, WKiŁ, Warszawa 2000 (in Polish).
21. Woś P., Michalski J., *Effect of initial cylinder liner honing surface roughness on aircraft piston engine performances*, Tribology Letters, 2011, vol. 41, No. 3, pp. 555-567.
22. Michalski J., Woś P., *The effect of cylinder liner surface topography on abrasive wear of piston-cylinder assembly in combustion engine*, Wear, 2011, vol. 271, No. 3-4, pp. 582-589.
23. Juszkiewicz G., Nowak T., *Comparative study on thin and thick walled cylinder models subjected to thermo-mechanical loading*, Composite Structures, 2015, vol. 134, pp. 142-146.
24. Covarrubias A., de Jesus P. M., Almanza E., *Thermal fatigue behavior of cast irons used in the automotive industry*, International Journal of Metalcasting, 2018, vol. 12, No. 1, pp. 182-185.
25. Lombardi A., Sediako D., Machin A., Ravindran C., MacKay R., *Effect of solution heat treatment on residual stress in Al alloy engine blocks using neutron diffraction*, Materials Science and Engineering, A - Structural Materials Properties Microstructure, 2017, vol. 697, pp. 238-247.
26. Ganguly A., Agarwal V. K., Santra T., *Prediction and reduction of cylinder liner bore deformation for a two wheeler single cylinder gasoline engine*, SAE International Journal of Engines, 2015, vol. 8, No. 4, pp. 1913-1923.
27. Wiśniewski S., Wiśniewski T. S., *Heat transfer*, WNT, Warszawa 1997 (in Polish).
28. Abu-Nada E., Al-Hint I., Al-Sarkhi A., Akash B., *Thermodynamic modeling of spark-ignition engine: Effect of temperature dependent specific heats*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2006, vol. 33, pp. 1264-1272.
29. Postrzednik S., Żmudka Z., *Thermodynamic and ecological conditions for the operation of reciprocating internal combustion engines*, Publisher of the Silesian University of Technology, Gliwice 2007 (in Polish).
30. Getsov L. B., Semenov A. S., Ignatovich I. A., *Thermal fatigue analysis of turbine discs on the base of deformation criterion*, International Journal of Fatigue, 2017, vol. 97, pp. 88-97.
31. Huang Z., Wang C., Chen J., Tiana H., *Optimal design of aeroengine turbine disc based on kriging surrogate models*, Computers & Structures, 2011, vol. 89, No. 1-2, pp. 27-37.
32. Ambrozik A., *Selected problems of thermal processes in piston combustion engines*, Publisher Kielce University of Technology, Kielce 2003 (in Polish).
33. Hlavňa V., Sojčák D., *Heat transfer through the cylinder wall considering radiation*, Combustion Engines, 2007-SC2-035 (P07-C035), PTNSS, Bielsko-Biała 2007, pp. 389-392.
34. Kneba Z., *A comprehensive model of a new generation of engine cooling system*, Combustion Engines, 2007-SC1-121 (P07-C121), PTNSS, Bielsko-Biała 2007, pp. 160-169 (in Polish).
35. *P3/ADVANCED FEA, Application module. User manual*, Publication No 90301, Release 1.2, December 1993.
36. *ABAQUS Version 6.3 User's manual*, Hibbitt, Karlsson and Sorensen, Inc., USA 2000.
37. Lekhnitskii S. G., *Theory of elasticity of an anisotropic body*, Nauka Publishers, Moscow 1977 (in Russian).
38. Podrzucki Cz., *Cast iron, structure, properties, application*, vol. 2, Publishing house ZG STOP, Kraków 1991 (in Polish).

Thermo-mechanical analysis of stress and deformation of engine cylinder block assembly as the attempt to explain an uncontrolled ignition of air-fuel mixture

The paper analyzes the possible cause of self-ignition of air-fuel mixture in spark-ignition internal combustion engine loaded with maximum power during tests on the engine dynamometer stand. It leads to incorrect engine operation and may also occur during the flight of an aircraft or helicopter. In order to explain the cause of incorrect engine operation, a non-linear analysis using the finite element method was applied. A discreet model of a simplified engine cylinder assembly system comprising a cylinder body and the liner was determined. The numerical analysis includes both the mechanical force resulting from loading the cylinder liner clamp in the body as well as the pressure of the working medium pressure and the load on the non-uniform temperature field taken from engine test-bed measurements. The results of nonlinear static analysis of stresses and strains for

the cylinder body-liner connection have shown that in the area of TDC where outer piston ring turns back, high stresses and plastic deformation of the cylinder liner occur, causing a lack of contact between these elements. This disrupts the heat transfer from the cylinder liner to the cylinder body and creates the possibility of uncontrolled ignition of the fuel-air mixture.

Autorzy:

dr hab. inż. **Jacek Michalski**, prof. PRz – Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Silników Spalinowych i Transportu, e-mail: jmichals@prz.edu.pl

dr inż. **Paweł Woś** – Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Silników Spalinowych i Transportu, e-mail: pwos@prz.edu.pl

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2018.143

Data zgłoszenia: 2018.05.23 Data akceptacji: 2018.06.15