

## Axially-symmetrical model of strains and stresses in cylinder assembly for running aircraft piston engine of FRANKLIN type

*Abstract: The numerical solution for axially-symmetrical model of thermo-compression-expansion bonding between the liner and cylinder frame for fully loaded aircraft engine Franklin F. 4A 235 B4 is presented. The strains and stresses loading the cylinder assembly were calculated with the finite element method (FEM) using PATRAN® software. Then the state of strains and stresses was compared with the initial one, which is gotten after cylinder liner forcing in and its final machining. The thermal and mechanical load of the cylinder assembly was determined from engine brake testing results. Material properties for grey cast iron and heat-resisting aluminum alloy, which the liner and the cylinder frame are made of, were obtained experimentally. The geometry of the device was modeled by four-node quadrilateral flattened elements with 2-D planar coupling points. The cylinder assembly structure was loaded by clamping and forces come from combustion pressure and heat release. Cylinder bending comes from lateral piston force as a summary effect of firing load, mass inertia and friction forces was also taken into consideration.*

*Keywords: compression-expansion joint, engine cylinder device, cylinder stress pattern, analytical stress model, finite element analysis FEA*

### Model osiowosymetryczny przemieszczeń i naprężeń w tulei oraz kadłubie zespołu cylindra silnika lotniczego FRANKLIN w normalnych warunkach eksploatacji

*Streszczenie: W artykule przedstawiono rozwiązanie numeryczne modelu osiowosymetrycznego połączenia skurczowo-rozprężnego tulei z kadłubem zespołu cylindra w silniku spalinowym FRANKLIN F. 4A-235-B4 obciążonego mocą maksymalną. Przemieszczenia i naprężenia w tulei i kadłubie obliczono metodą elementów skończonych za pomocą systemu PATRAN®. Stan przemieszczeń i naprężeń zespołu cylindra porównano ze stanem technologicznym po montażu i obróbce mechanicznej tulei. Obciążenie ciśnieniem i temperaturą zespołu cylindra określono w wyniku badań stanowiskowych silnika. Charakterystyki materiałowe złączenia tuleja-kadłub zespołu cylindra, tj. żeliwa szarego i żaroodpornego stopu aluminium wyznaczono doświadczalnie. Geometrię części modelowano elementami płaskimi o topologii czterowzłowej z elementami kontaktowymi dwuwymiarowymi sprzęgającymi. Modelowana struktura była obciążona zaciskiem, ciśnieniem czynnika roboczego i temperaturą. Analitycznie wyznaczono naprężenia zginające w zespole cylindra od obciążenia bocznego tłoka poprzez uwzględnienie ciśnienia czynnika roboczego, sił masowych i siły tarcia*

*Słowa kluczowe: połączenie skurczowo-rozprężne, zespół cylindra silnika, stan wyężenia tulei i kadłuba cylindra, model analityczny naprężeń, metoda elementów skończonych MES*

## 1. Wprowadzenie

Silnikom spalinowym stawiane są wysokie wymagania pod względem czystości spalin, mocy jednostkowej, sprawności i trwałości. Prowadzi to do zwiększenia obciążeń mechanicznych i cieplnych [1, 2]. Połączenie tulei z kadłubem zespołu cylindra należy do najbardziej obciążonych skojarzeń silnika spalinowego [3, 4]. Obecnie dużą uwagę konstruktorzy zwracają na analizę struktury mechanicznej silnika spalinowego pod względem jej wytrzymałości, trwałości i niezawodności [1, 3–5]. Stąd analiza obciążeń w zespole cylindra jest istotnym etapem w procesie projektowania, wytwarzania i eksploatacji silników spalinowych. Analiza wyężenia elementów zespołu cylindra na etapach procesu technologicznego i eksploatacji nie powinna być zbyt czasochłonna [6–8]. Wymaga to często zastosowania numerycznej techniki

obliczeniowej. Użycie modeli i metody elementów skończonych (MES) umożliwia uwzględnienie obciążeń wciskiem, przemieszczeniem, siłą, bezwładnością, ciśnieniem, ciepłem, gradientem temperatury i innymi rodzajami obciążeń. MES pozwala także na 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, 9–12].

## 2. Analiza literatury

W konstrukcji silników tłokowych przywiązuje się dużą uwagę do analizy struktury zespołu cylindra. Podstawowym wymogiem jest w tym przypadku zapewnienie małych strat energii,

niskiego zużycia tribologicznego oraz wysokiej szczelności grupy tłokowo-cylindrowej [3, 4]. Cierna zdolność przenoszenia obciążeń jest wykorzystana w połączeniach wciskowych. Połączenia te 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 ciepłne. Nie wprowadzają niekorzystnych koncentracji naprężeń. Istnieje jednak niebezpieczeństwo dużej zmiany współczynnika tarcia pomiędzy tuleją a kadłubem. W wytrzymałości statycznej wyznacza się przemieszczenia, odkształcenia i naprężenia wynikające z działania siły, momentu siły, zacisku, przemieszczenia, obciążenia ciepłem, gradientem temperatury i ciśnieniem czynnika roboczego [1, 2, 4, 5, 11, 13]. W konstrukcji maszyn często zbyt małą uwagę przywiązuje się wytrzymałości tulei (również cylindrowej). Z kolei ugruntowane jest przekonanie o niebezpieczeństwie pękania kadłuba (piasty). Uwzględnia się także zmiany stanu pola odkształceń w czasie działania obciążenia w analizie pełzania. Istnieje szereg wymagań dodatkowych połączenia wciskowego tulei z kadłubem. Powinny one zachowywać cechy sprężyste bez wystąpienia odkształceń plastycznych oraz szczelin, jak również być odporne na zmęczenie, fretting i korozję. Przewodność cieplna styku części również winna być dostateczna.

Modelowanie analityczno-empiryczne i analiza wywiązywania się ciepła umożliwiają wyznaczenie przebiegu ciśnienia w komorze spalania w czasie cyklu sprężania i rozprężania gazów dla różnych wartości obciążeń silnika [11, 12]. Np. Ambrozik [14] przedstawia symulację numeryczną procesu spalania opracowaną na podstawie równania pierwszej zasady termodynamiki i równania stanu gazu, z uwzględnieniem konwekcyjnej wymiany ciepła i zmiany liczby moli czynnika roboczego. Równania termodynamiczne wymiany ciepła pomiędzy tuleją a kadłubem cylindra opisali Hlavňa i Sojčák [15]. Analizowano silnik doświadczalny chłodzony powietrzem. Istnieją trudności utrzymania właściwej temperatury głowic silników chłodzonych powietrzem [10]. Takie warunki sprzyjają powstawaniu spalania detonacyjnego. Opisano także wybrane procesy wymiany ciepła występujące w układach chłodzenia [16] 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” [11].

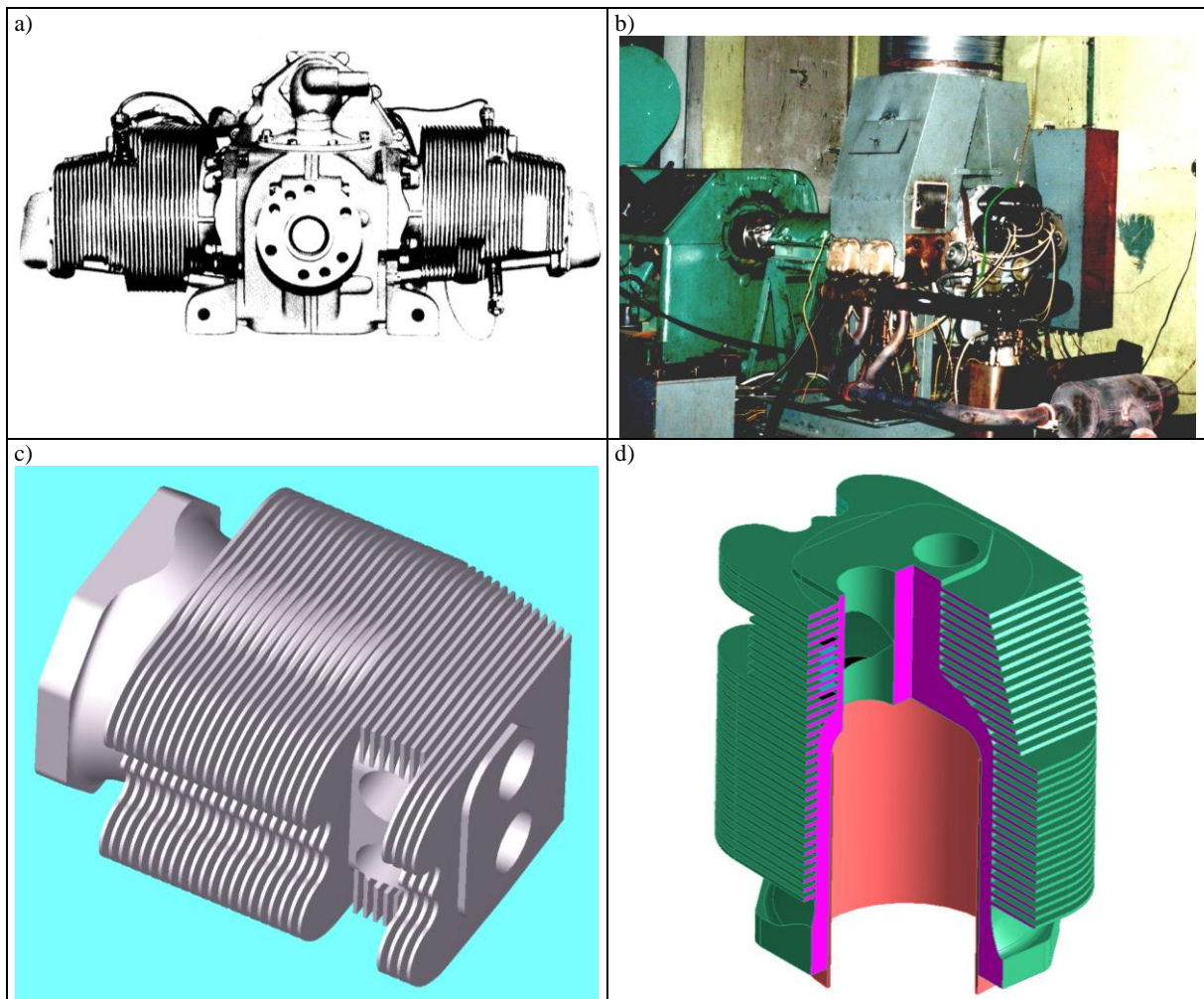
Jakość konstrukcyjną i funkcjonalną silnika spalinowego, jako maszyny cieplnej, określa się bilansem cieplnym [10–12, 14]. Bilans wewnętrzny analizowanego w publikacji [9] silnika jest limitowany strumieniem ciepła przekazywanego tulei oraz pojemności i przewodności cieplnej tulei połączonej wciskowo z kadłubem cylindra. Deformacje mechaniczne i termiczne grupy tłokowo-cylindrowej zmieniają też cechy filmu olejowego [3]. Chropowatość gładzi tulei cylindra 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 wybranych prac [1, 2, 5–8, 10–13, 17, 18] 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.

### 3. Obiekt i cel pracy

Obiektem badań była tuleja i kadłub zespołu cylindra silnika chłodzonego powietrzem typu FRANKLIN F. 4A-235-B4 (rys. 1), którego podstawowe dane przedstawiono w tabeli 1. Franklin Aircooled Motors Corporation opracowała i produkowała rodzinę silników A-235 i A-350 od 1938 r. do czasu zakupu licencji w 1977 r. przez WSK PZL Rzeszów [2]. Silniki 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, spośród których można wymienić Piasecki, Bell Helicopter i Hiller.

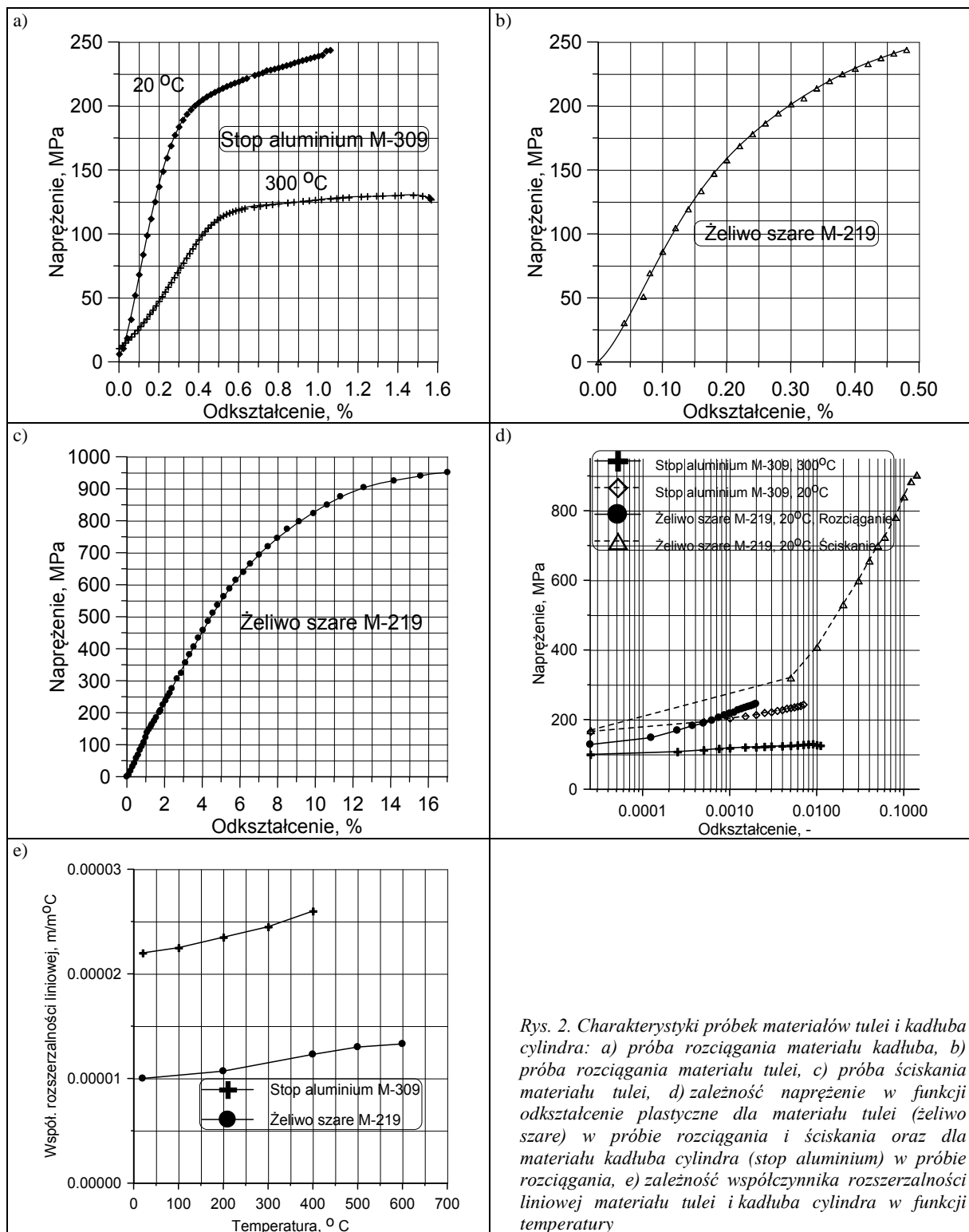
Celem prezentowanej pracy jest wyznaczenie przemieszczeń i naprężeń w tulei i kadłubie zespołu cylindra. Obliczenia przeprowadzono dla prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 2800$  obr/min, odpowiadającej maksymalnej mocy silnika. W obliczeniach metodą elementów skończonych uwzględniono obciążenie zaciskiem połączenia skurczowo-rozprężnego oraz obciążenie siłą bezwładności elementów będących w ruchu posuwisto-zwrotnym grupy tłokowo-cylindrowej, obciążenie 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 zespołu cylindra.



Rys. 1. Obiekt i przedmiot badań: a) widok silnika Franklin F. 4A-235-B4, b) stanowisko hamowniane silnika [3], c) widok aksonometryczny kadłuba cylindra, d) złożenie tuleja-kadłub cylindra z wyciętym fragmentem

Tabela 1. Dane techniczne silnika F. 4A-235B

Typ	4A-235B
System chłodzenia	powietrzny
Liczba zespołów cylindra	4
Układ i konfiguracja tłoków	przeciwsobny, w poziomie
Średnica tulei	117,475 mm
Skok tłoka	88,90 mm
Objętość skokowa całkowita	3850 cm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	8,5 : 1
Moc max. przy prędkości obrotowej 2800 obr/min	116 KM
Długość silnika	750 mm
Szerokość silnika	795 mm
Wysokość silnika	637 mm
Masa silnika	120,0 kg
Skrzynia korbową aluminiową dwudzielną pionową	
Zespół cylindra jako monoblok wraz z głowicą mocowany do skrzyni korbowej ośmioma śrubami	
Zawory o przylgniach napawanych staliem, chłodzone ciekłym sodem	
Popychacze hydrauliczne z wałkiem rozrządu stalowym położonym poniżej wału korbowego	
Wał korbowy stalowy kuty	
Tłok z trzema pierścieniami trapezowymi	
Gażnik górnośący Marvel-Schebler	
Zapłon systemu Bendix, Ward-Aero lub Slick z dwoma świecami zapłonowymi na każdy zespół cylindra (twin spark)	



Rys. 2. Charakterystyki próbek materiałów tulei i kadłuba cylindra: a) próba rozciągania materiału kadłuba, b) próba rozciągania materiału tulei, c) próba ściskania materiału tulei, d) zależność naprężenie w funkcji odkształcenie plastyczne dla materiału tulei (żeliwo szare) w próbie rozciągania i ściskania oraz dla materiału kadłuba cylindra (stop aluminium) w próbie rozciągania, e) zależność współczynnika rozszerzalności liniowej materiału tulei i kadłuba cylindra w funkcji temperatury

W procesie montażu ręcznego kadłub 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 wykonana jest z żeliwa szarego perlitycznego (M-219) o granicy wytrzymałości na rozciąganie 248 MPa i twardości 95-104 HRB (200-262 HB). Skład chemiczny materiału tulei: C: 2,9-3,5%, Mn: 0,5-0,8%,

Si: 1,8-2,5%, Ni: 0,25-1,00%, Cr: 0,2-0,8%, Cu: 0,25-1,00%, S: max. 0,12%, Fe: reszta. Płatki grafitu są wielkości 4-6 o rozmieszczeniu A lub B według normy ASTM. Odlew tulei poddano wyżarzaniu odprężającemu. Żeliwo charakteryzuje się znaczną anizotropią właściwości [19]. W próbie rozciągania jest materiałem kruchym, a w próbie ściskania sprężysto-plastycznym o dużym skróceniu (rys. 2).

Tabela 2. Dane charakterystyczne i wejściowe dla modelu obliczeniowego

Moduł sprężystości materiału tulei dla rozciągania $E_1$	122025 MPa
Moduł sprężystości materiału tulei dla ściskania $E_0$	10244 MPa
Współczynnik Poissona materiału tulei $\nu_1$	0,27
Gęstość materiału tulei $\rho_1$	7 g/cm <sup>3</sup>
Współczynnik przewodności cieplnej materiału tulei $\lambda_1$	52 W/Km
Ciepło właściwe materiału tulei $C_1$ przy 100°C	502 J/kg°C
Moduł sprężystości materiału kadłuba w 300°C $E_2$	23900 MPa
Moduł sprężystości materiału kadłuba w 20°C $E_2$	72600 MPa
Współczynnik Poissona materiału kadłuba $\nu_2$	0,31
Gęstość materiału kadłuba $\rho_2$	2,81 g/cm <sup>3</sup>
Współczynnik tarcia tuleja-kadłub	0,1
Współczynnik przewodności cieplnej materiału kadłuba $\lambda_2$	133 W/Km
Ciepło właściwe materiału kadłuba $C_2$ przy 100°C	963 J/kg°C
Temperatura wewnętrznej strony kadłuba w części głowicowej	239°C
Temperatura zewnętrznej strony kadłuba w części głowicowej	179°C
Temperatura gładzi tulei	186°C
Temperatura na styku tuleja-kadłub	147°C
Temperatura zewnętrznej strony kadłuba w części bocznej	125°C
Promień wykorbienia	44,45 mm
Długość ramienia korbowodu	152,4 mm
Prędkość kątowna wału korbowego	293,3 1/s
Masa korbowodu	0,85 kg
Masa tłoka	0,89 kg
Masa sworznia tłokowego	0,213 kg
Max. siła tłokowa	3621 daN
Max. ciśnienie indykowane	6 MPa
Kąt max. ciśnienia indykowanego	379,5 °OWK
Siła poprzeczna obciążająca zespół cylindra	5012 daN
Ramię działania siły zginającej zespół cylindra	83 mm
Wskaźnik wytrzymałości zespołu cylindra na zginanie	124132 mm <sup>3</sup>
Naprężenia obwodowe u podstawy zginanego zespołu cylindra	6,4 MPa
Model umocnienia: kinetyczny ze stałym odkształceniem cyklu	
Elementy kontaktowe: dwuwymiarowe płaskie czterowzłowe QUAD 4	
Zależność luz-ciśnienie typu zmiękzonego (wykładniczego) dla elementów kontaktowych	

Kadłub wykonany jest z odlewniczego żaroodpornego stopu aluminium M-309, 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: reszta (zanieczyszczenia max. 0,35%). Granica wytrzymałości na rozciąganie wynosi 240 MPa a twardość 95-110 HB. Odlew kadłuba wyżarzano zmiękczająco i poddano starzeniu. Po obróbce mechanicznej kadłub był ponownie poddany starzeniu utwardzającemu. Podczas krystalizacji odlewu tworzy się struktura pierwotna: kryształy roztworu stałego na osnowie aluminium i siatka wydzielen 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 przeciwdziała powstawaniu, możliwym w czasie pracy silnika, zmian wymiarowych.

Przeprowadzono ścisłą próbę rozciągania próbek żeliwa i stopu aluminium oraz próbę ściskania żeliwa. Próby prowadzono w temperaturze otoczenia. Stosowano w próbach rozciągania maszynę wytrzymałościową UTS 100 Testsysteme oraz w próbach ściskania maszynę INSTRON 8801. Dodatkowo stop aluminium M-309 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. Probki miały gwintowaną część chwytową i średnicę części pomiarowej 7,5 mm. Wykonano je metodą toczenia, szlifowania i polerowania papierem ściernym. Probki spełniały wymagania norm ISO/R 373-1964, ISO 1099-1975 i ISO 1143-1975. Zbudowano dwa modele materiałowe. Podstawą do budowy modeli materiałowych były krzywe rozciągania (ściskania) przedstawione we współrzędnych naprężenie rzeczywiste – odkształcenie. Do opisu cech plastyczności stosowano równanie uzyskane w wyniku aproksymacji punktów o współrzędnych naprężenie – odkształcenie plastyczne (rys. 2d). 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 modelowaniu.

#### 4. Metodyka obliczeń numerycznych

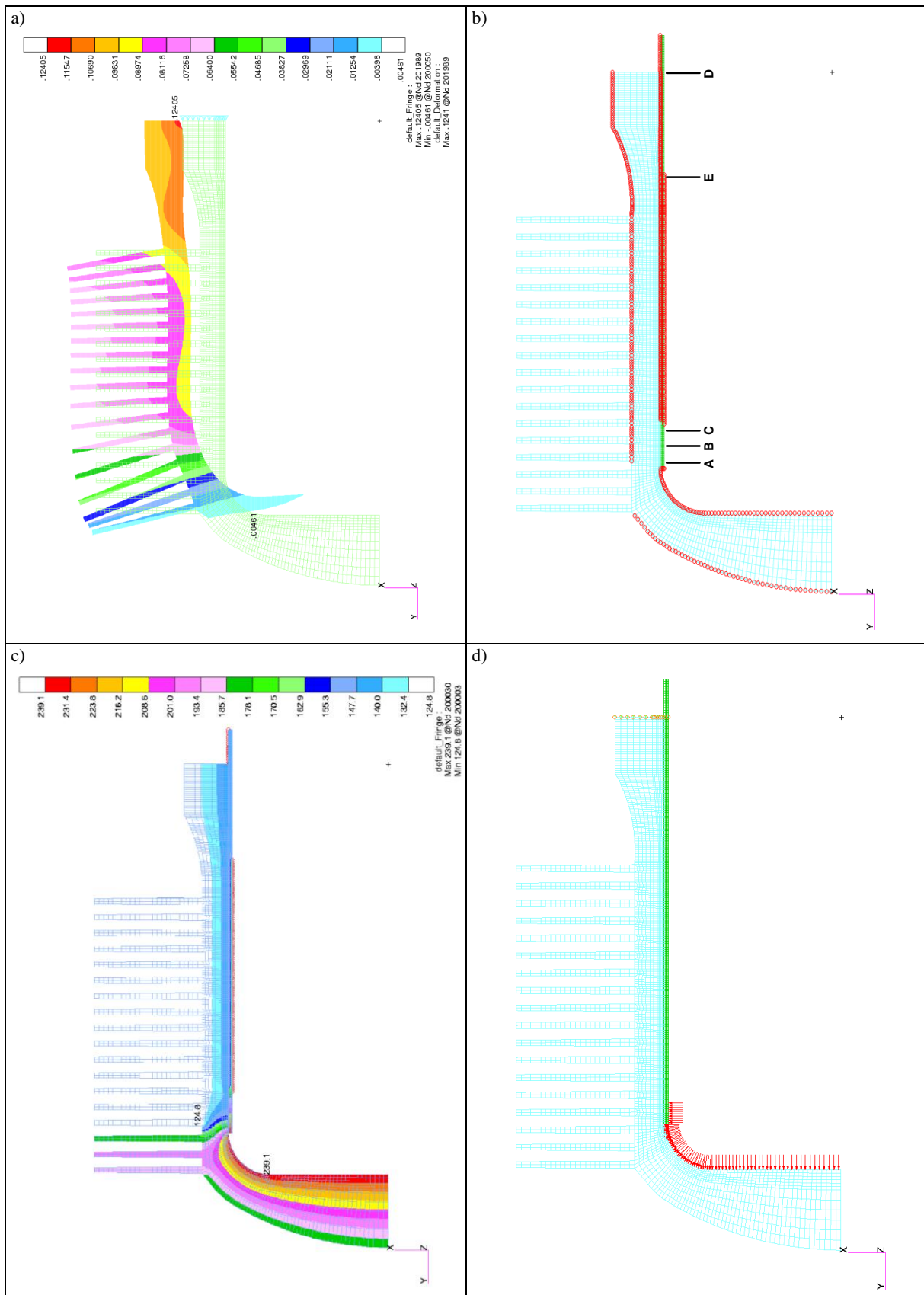
W analizie MES tulei i kadłuba, tworzących zespół cylindra, zastosowano model osiowo-symetryczny. Geometryczne modele tulei i kadłuba opracowano w systemie UNIGRAPHICS CAD/CAM. Konstrukcję zespołu cylindra odwzorowano poprzez przekrój osiowy (z jednej strony osi). Przekrój ten opisano elementami dwuwymiarowymi 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 sprzęgające czterowęzłowe typu płaskiego (*ang.* 2D Interface, Planar) lub osiowosymetryczne (*ang.* Axisymmetric) ze sprężystym podatnym modelem tarcia (*ang.* Elastic Slip Soft Contact). Założono zmiekkzoną (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. Elementem 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 100 000 elementów i w obliczeniach wymagał komputera wieloprocessorowego 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. 3d). 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 3b. Z kolei warunki rozkładu temperatur, jako obciążenie termiczne zespołu cylindra, przedstawia rysunek 3c. Pole rozkładu temperatur uzyskano z analizy ustalonego przepływu ciepła wykonanej narzędziem MSC ADVANCED FEA [9, 17]. Zmianę ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego uzyskano w procesie indykowania silnika [9]. Różnica pomiędzy zewnętrzną średnicą tulei oraz wewnętrzną średnicą kadłuba stanowi wartość wcisku skutecznego. Powierzchnie te w modelu skojarzone są ze sobą poprzez wprowa-

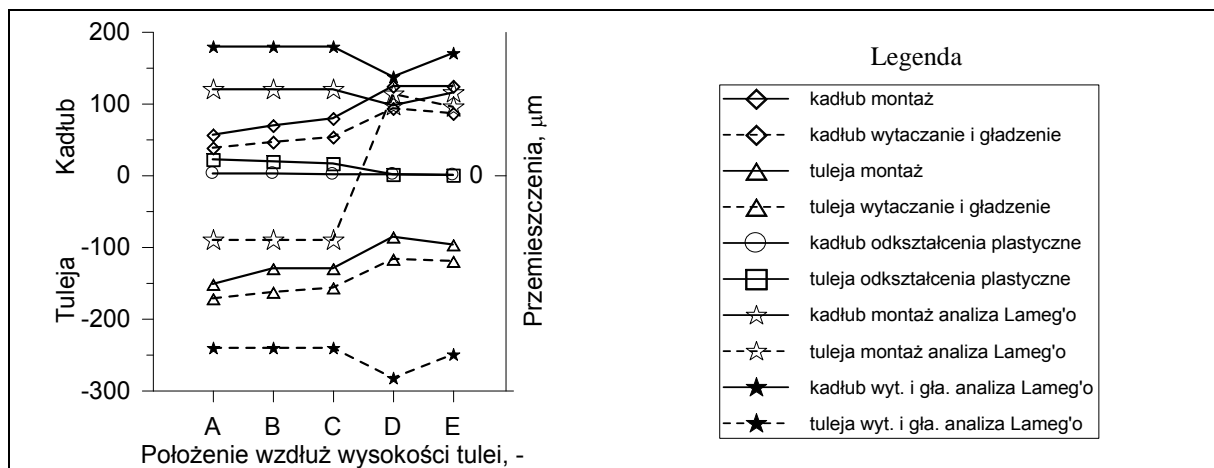
dzenie pomiędzy nie elementów kontaktowych. Promieniowa wartość wcisku wynosiła 0,21 mm. Obciążenie przemieszczeniem przykładane jest do węzłów średnicy wewnętrznej cylindra. Średnica ta wyznaczona jest linią obróbki - wytaczaniem oraz gładzeniem tulei wcześniej zamontowanej (o pierwotnej grubości ścianki 2,89 mm). Wartości przemieszczeń wewnątrz niej pochodzą z obliczeń modelu tulei grubej. Do obliczeń zespołu cylindra w eksploatacji wybrano maksymalne ciśnienie indykowane silnika o wartości 6 MPa. Występuje ono przy pełnym obciążeniu silnika i prędkości obrotowej wału korbowego 2800 obr/min. Położenie katowe wału korbowego odpowiadające maksymalnemu ciśnieniu indykowanemu wynosi 379,5°OWK. Ciśnienie to przyłożono do powierzchni wewnętrznej głowicy zespołu cylindra oraz do powierzchni tulei powyżej miejsca położenia pierścienia uszczelniającego. Miejsce przyłożenia ciśnienia przedstawia rysunek 3d. Obciążenie temperaturą jest wynikiem oddzielnych obliczeń termicznych wykonanych dla zmierzonych wartości temperatury zespołu cylindra [9]. Były to zarazem warunki brzegowe obliczeń. Wartości zmierzonych temperatur zamieszczono w tabeli 2. Dotyczyły one temperatury: wewnętrznej i zewnętrznej strony części głowicowej kadłuba, gładzi tulei, styku tulei z kadłubem oraz zewnętrznej bocznej ścianki kadłuba.

Wstępne obliczenia modelu osiowosymetrycznego zespołu cylindra przeprowadzono dla tulei mającej wymiar promienia wewnętrznego 57,9 mm (tuleja gruba). W modelu długość zacisku wynosi 138,9 mm a długość tulei 151,9 mm. Na modelu tym symulowano proces montażu tulei w kadłubie. Model ten posiadał liczbę elementów: kadłub - 3942, tuleja - 1846 i strefa kontaktu - 188. Liczba węzłów wynosiła: dla kadłuba 4622 i dla tulei 1632. W wyniku obliczeń otrzymano stan przemieszczeń, odkształceń i naprężenia w tulei oraz kadłubie. Głównym jego celem było określenie stanu odkształceń plastycznych tulei i kadłuba wywołanego montażem tulei.

Proces obliczeń zasadniczych zespołu cylindra składał się z trzech kroków. W pierwszym kroku wykonano obliczenia przykładając przemieszczenia do węzłów leżących na linii wyznaczającej obróbkę tulei. Wartości tych przemieszczeń zaczerpnięto 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.



Rys. 3. Analizowane modele obciążenia zespołu cylindra silnika w eksploatacji: a) model przemieszczenia promieniowego kadłuba dla tulei o pocienionej ściance w drugim kroku obliczeń (model wyodrębniony z zespołu cylindra eksploatowanego silnika), b) warunki brzegowe do określenia rozkładu temperatur zespołu cylindra z zaznaczeniem przekroji charakterystycznych A, B, C, D, E, c) warunki rozkładu temperatur jako obciążenie termiczne zespołu cylindra, d) obciążenia ciśnieniem zespołu cylindra z zaznaczonymi warunkami utwierdzenia



Rys. 4. Przemieszczenia promieniowe tulei i kadłuba po montażu tulei oraz po wytaczaniu i gładzeniu tulei; przemieszczenia tych części wyznaczono analitycznie dla płaskiego stanu naprężenia z zadania Lame'go natomiast ich odkształcenia plastyczne na podstawie obliczeń MES

Siła poprzeczna działania tłoka na gładź tulei 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 tulei. 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  $124\,132\text{ mm}^3$ , 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 MES 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.

Do granicy sprężystości stosowano modele liniowe zachowania się materiałów określone modułem 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 wyczerpania materiału zastosowano kryterium plastyczności Huber-von Misses-Hill (H-M-H). Szczegółowe obliczenia pola naprężeń i przemieszczeń badanych elementów przeprowadzono algorytmem o zmiennym kroku

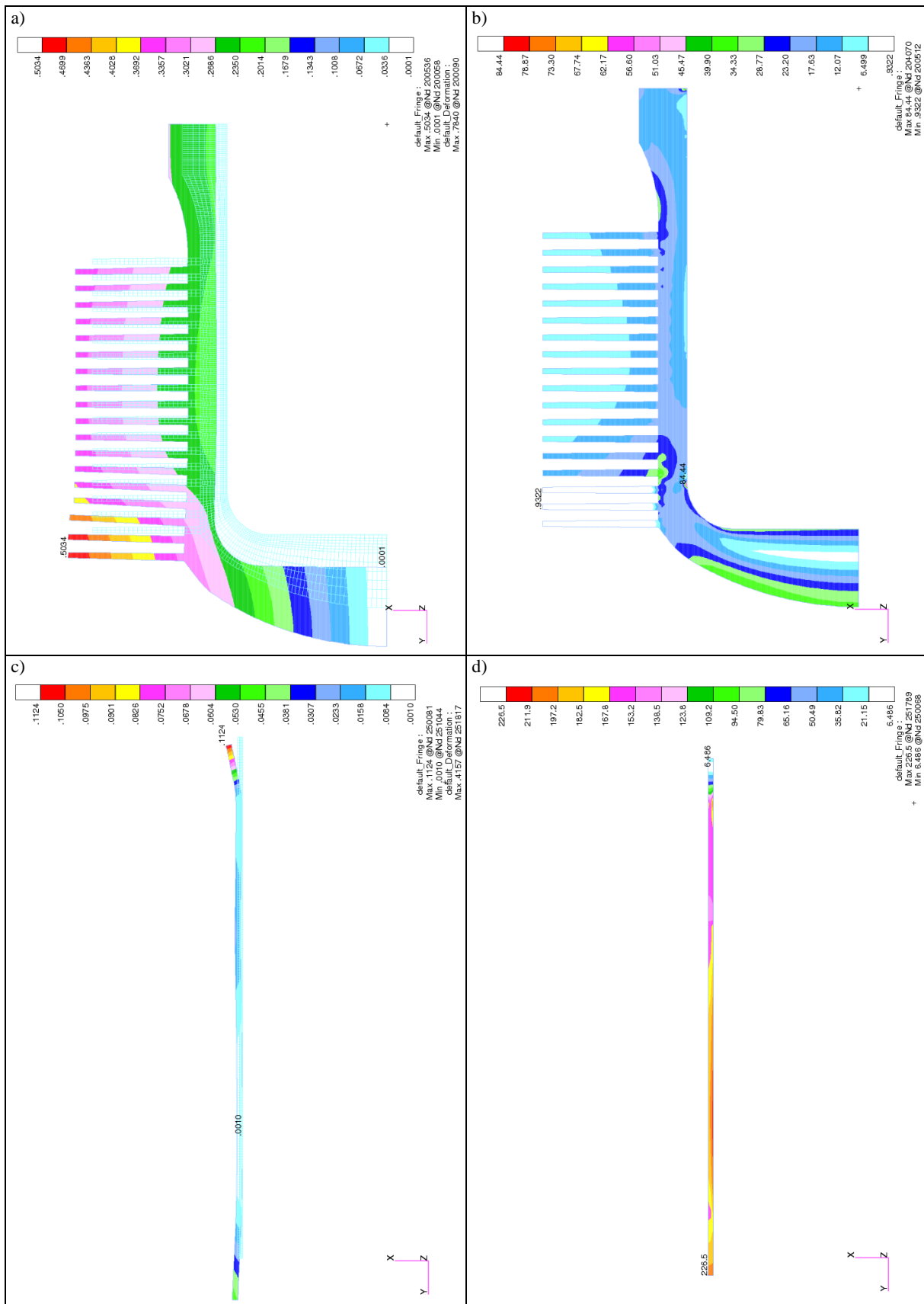
analizy za pomocą systemu MSC/PATRAN V.7 z modułem obliczeniowy ADVANCED/FEA [17]. Obliczenia prowadzono na stacjach roboczych HP 715/50 oraz Sun SP4. Z uwagi na ograniczenia analizy jedynie do materiałów izotropowych przez program MSC/ADVANCED FEA, wprowadzono dane z próby ściskania dla materiału tulei i rozciągania dla kadłuba. Dla celów porównawczych wybrano 5 przekroji prostokątnych do osi tulei oznaczonych literami A, B, C, D i E (rys. 3b). Poprawność przyjęcia modelu materiału tulei jako ściskanie potwierdzono wynikami obliczeń materiału anizotropowego tulei przeprowadzonymi systemem ABAQUS [18].

## 5. Analiza wyników badań

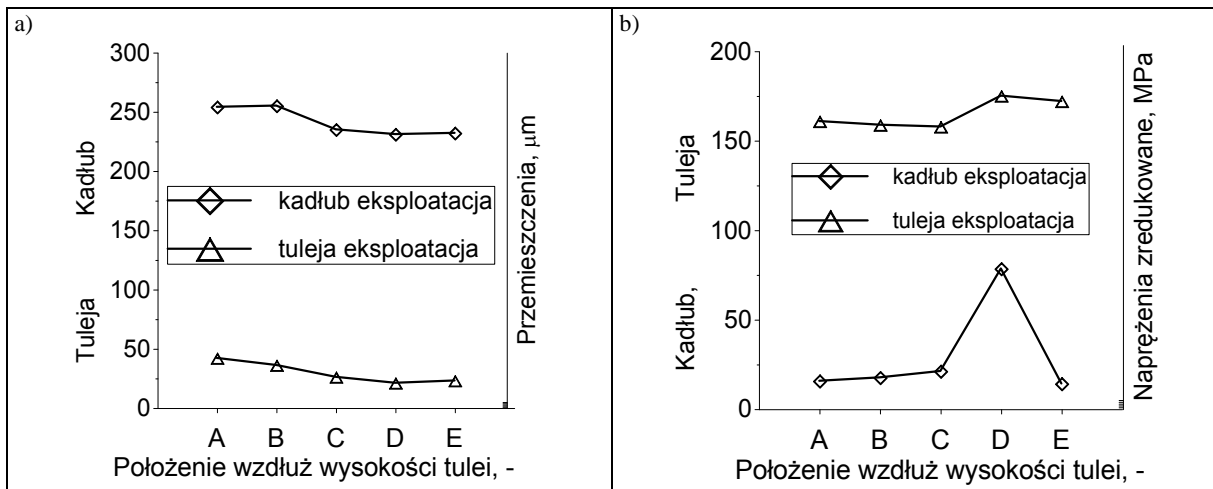
Odształcenia modelu osiowo-symetrycznego kadłuba po wytaczaniu i gładzeniu tulei zamieszczono na rysunku 3a. Przemieszczenia promieniowe kadłuba i tulei po montażu oraz po wytaczaniu i gładzeniu, wyznaczone na podstawie obliczeń MES zawiera rysunek 4. Przedstawia on również przemieszczenia wyznaczone analitycznie dla płaskiego stanu naprężenia z zadania Lame'go oraz odkształcenia plastyczne na podstawie obliczeń MES.

Dla analizowanego stanu obciążeń silnika w eksploatacji, uzyskane wartości przemieszczeń promieniowych modelu osiowo-symetrycznego tulei i kadłuba oraz występujące pola naprężeń zredukowanych H-M-H obrazuje rysunek 5. Jego uzupełnieniem są rysunki 6-8. Przedstawiają one, dla eksploatowanego silnika w wybranych przekrojach tulei i kadłuba oznaczonych A, B, C, D i E, maksymalne wartości: przemieszczeń promieniowych, naprężeń zredukowanych H-M-H, naprężeń promieniowych, obwodowych, osiowych oraz maksymalne naciski jednostkowe (ciśnienia) na powierzchniach stykowych.

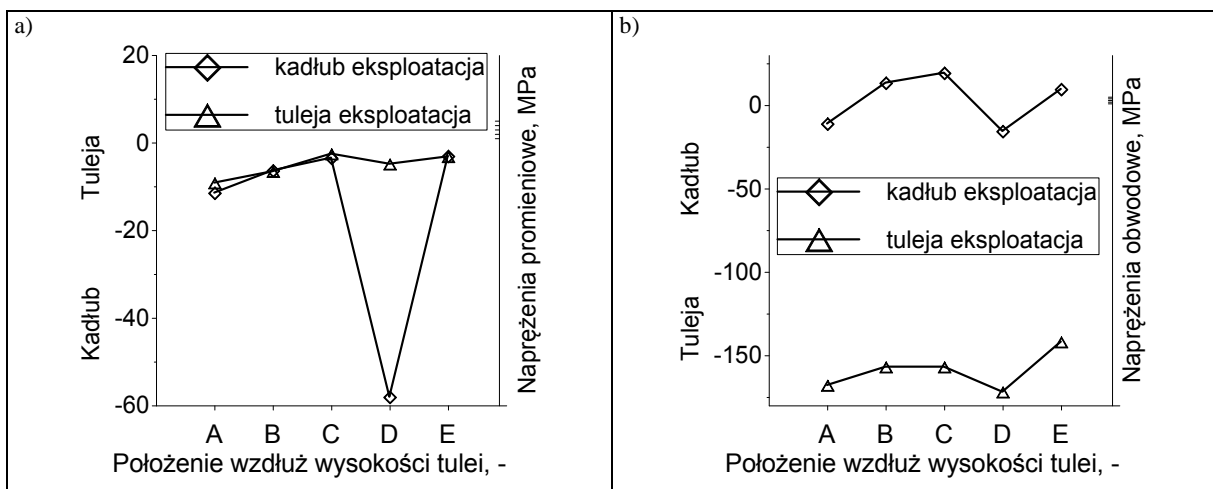




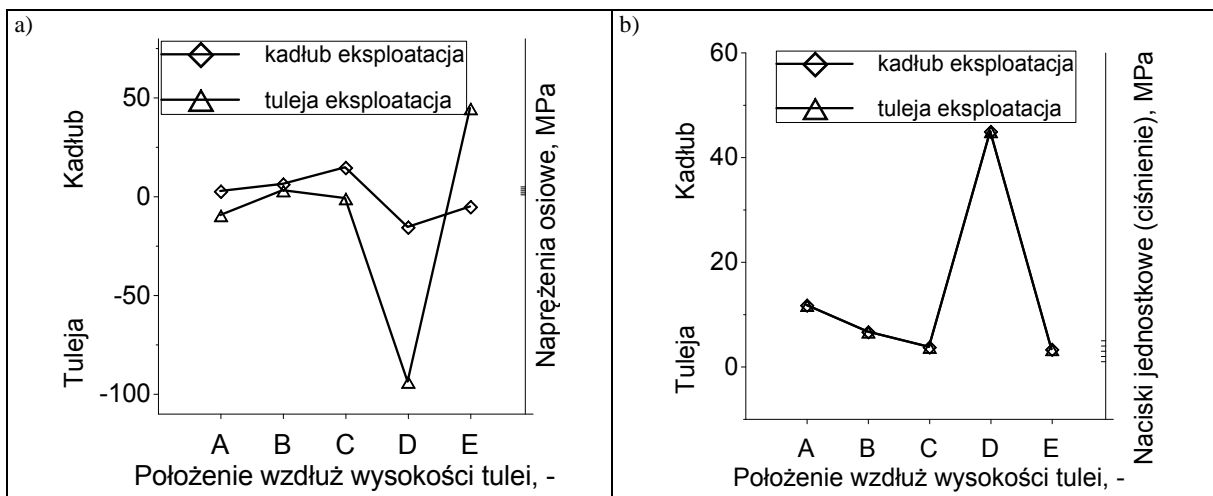
Rys. 5. Wyniki modelowania zespołu cylindra silnika w eksploatacji: a) przemieszczenie promieniowe kadłuba, b) naprężenia zredukowane dla kadłuba, c) przemieszczenia tulei, d) naprężenia zredukowane dla tulei



Rys. 6. Wyniki modelowania zespołu cylindra w eksploatacji: a) przemieszczenia promieniowe tulei i kadłuba, b) naprężenia zredukowane H-M-H dla tulei i kadłuba



Rys. 7. Wyniki modelowania zespołu cylindra w eksploatacji: a) naprężenia promieniowe dla tulei i kadłuba, b) naprężenia obwodowe dla tulei i kadłuba



Rys. 8. Wyniki modelowania zespołu cylindra w eksploatacji: a) naprężenia osiowe dla tulei i kadłuba, b) ciśnienia w połączeniu tulei z kadłubem

Montaż tulei z grubą ścianką wywołuje znaczne przemieszczenia tulei i kadłuba (rys. 4). Maksymalne przemieszczenia tulei są w przekroju D, zaś kadłuba w przekroju E. Z obliczeń analitycznych według płaskiego stanu naprężeń otrzymano większe przemieszczenia promieniowe kadłuba aniżeli z obliczeń MES. Tuleja także podlega większym przemieszczeniom w zadaniu Lamé'go aniżeli w wyniku analizy numerycznej. Najbardziej niekorzystną cechą połączenia jest wystąpienie dużych odkształceń plastycznych w tulei. Maksymalna ich wartość wynosi bowiem 21,8  $\mu\text{m}$ . Wynika to ze zbyt małej wytrzymałości zastosowanego żeliwa szarego. Błędy kształtu tulei po montażu są stosunkowo duże. Ich wartość wyznaczona na podstawie wartości przemieszczeń promieniowych wynosi 55  $\mu\text{m}$ . Doświadczalne odchyłki walcowości tulei zamontowanej w kadłubie mają z kolei wartość 40-55  $\mu\text{m}$ . Są więc zbliżone do wartości uzyskanej dla modelu żeliwa ściskanego i modelu anizotropii tego materiału. Pomiar odchyłki okrągłości przeprowadzono maszyną do odchyłek kształtu Talyrond 3-PC Taylor Hobson. W rozkładzie naprężeń wzdłuż długości styku można zauważyć dwa miejsca koncentracji naprężeń, zarówno na tulei jak i w kadłubie. Pierwszy zlokalizowany jest na samym końcu tulei w pobliżu części głowicowej kadłuba (przekrój A), drugi przy kołnierzu mocowania kadłuba (przekrój D). W kadłubie maksymalne naprężenia zredukowane o wartości 103,3 MPa występują w pobliżu kołnierza. W miejscu tym powstaje bardzo mała strefa odkształceń plastycznych o wartości 2  $\mu\text{m}$ . Maksymalne naprężenia zredukowane w tulei o wartości 276 MPa zlokalizowane są w pobliżu części głowicowej 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; niemniej występuje nagły wzrost ciśnienia z wartości 10,5-12,3 MPa do wartości 69,2 MPa przy kołnierzu kadłuba. 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.

Po operacji wytaczania i gładzenia, przemieszczenia promieniowe tulei i kadłuba uległy zmniejszeniu. Podobnie ciśnienie w strefie kontaktu spadło o około 30% i mieściło się w granicach 6,3-9,3 MPa. W przekroju D widoczne jest jego wyraźne spiętrzenie. 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 części głowicowej. Generalnie, naprężenia zredukowane w tulei po

obróbce mechanicznej zawierają się w granicach 186-291 MPa a w kadłubie od 14 do 104 MPa.

W warunkach 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  $\mu\text{m}$  do 254  $\mu\text{m}$ , a w przekroju E z 86  $\mu\text{m}$  do 232  $\mu\text{m}$  (rys. 6a). Zmniejszył się również zacisk w połączeniu tulei z kadłubem. W przekroju A powstaje szczelina o grubości 2  $\mu\text{m}$ , zaś w przekroju D zacisk jest zerowy. Ciśnienie na powierzchniach stykowych zawierało się w granicach 3,7-44,9 MPa (rys. 8b). Wykonana 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 strefie głowicy z wartości 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. 6b). Zmniejszeniu uległy również naprężenia promieniowe i obwodowe (rys. 7) oraz osiowe (rys. 8).

## 6. Wnioski

Połączenie skurczowo-rozprężne tulei z kadłubem dla zacisku promieniowego 0,21 mm powoduje odkształcenie plastyczne materiału tulei, tj. żeliwa szarego. Wymagana byłaby zmiana gatunku żeliwa o wytrzymałości doraźnej powyżej 400 MPa. Wynika to konieczności stosowania zacisku średnicowego tulei w kadłubie w granicach 0,21-0,42 mm. Tak duży zacisk jest niezbędny z uwagi na rozszerzalność cieplną elementów złożenia, zwłaszcza w warunkach pracy silnika spalinowego z maksymalną prędkością obrotową i obciążonego maksymalną mocą.

Zmiany stanu wyężenia i przemieszczenia tulei i kadłuba w wyniku wytaczania i gładzenia nie są duże. W eksploatacji kadłub znacznie wydłuża się w kierunku osiowym. Przemieszczenia promieniowe kadłuba wzrosły, zwłaszcza w obszarze głowicy (z 38  $\mu\text{m}$  po obróbce mechanicznej tulei do 254  $\mu\text{m}$  w czasie eksploatacji). Zmniejszył się również zacisk w połączeniu tulei z kadłubem. Jednak na podstawie tego typu analizy trudno jednoznacznie wykazać, że przyczyną powstania szczeliny pomiędzy tuleją a kadłubem w pobliżu głowicy są duże naprężenia. Mimo to działanie tak dużych naprężeń przez długi czas przy wysokiej temperaturze pracy może przyczynić się do powstania szczeliny w wyniku pelzania materiału.

---

---

## Nomenclature/Skróty i oznaczenia

$E_1, E_2$	Moduł sprężystości Young'a materiału kadłuba i tulei	CAD-FEM	Komputerowe wspomaganie konstrukcji z modelowaniem metodą elementów skńczonych
$\nu_1, \nu_2$	Liczba Poisson'a materiału kadłuba i tulei	H-M-H	Hipoteza energetyczna złożonego stanu naprężeń według Hubera–von Misesa–Hencky
$\sigma_z, \epsilon_z$	Naprężenie i odkształcenie zredukowane		
$\rho_1, \rho_2$	Ciężar właściwy materiału kadłuba i tulei		
MES	Metoda elementów skończonych		

---

## Bibliography/Literatura

- [1] Heywood J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.
- [2] Kwaśniewski S., Sroka Z. J., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław, 1999.
- [3] Iskra A.: Dynamika mechanizmów tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1995.
- [4] Wajand J. A., Wajand J. T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa, 1993.
- [5] Hillier V. A. W., Coombes P.: Fundamentals of Motor Vehicle Technology. Nelson Thornes Ltd., 5<sup>th</sup> edition, United Kingdom, 2004.
- [6] Jachimowicz J., Wawrzyniak A.: Zastosowanie MES w zagadnieniach kontaktu elementów maszyn. Prace Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, z. 19, Warszawa, 1999.
- [7] Kleiber M.: Wprowadzenie do metody elementów skończonych. PWN, Warszawa-Poznań, 1989.
- [8] Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z., Nithiarasu P.: The Finite Element Method. Butterworth-Heinemann, 2005.
- [9] Cisek Z., Kunysz J., Lejda K., Michalski J., Pawlus P., Śmieszek M., Ustrzycki A., Zajac P.: Opracowanie technologii wykonywania cylindrów zapewniającej optymalne parametry eksploatacyjne silnika tłokowego. Projekt celowy Nr 7 T07D 009 95C/2731, wykonawca: Wytwórnia Sprzętu Komunikacyjnego "PZL-Rzeszów" Spółka Akcyjna. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, 1996-1998.
- [10] Koliński K., Orkisz M., Prociak R.: Wymiana ładunku w czterosurowych silnikach tłokowych. WKiŁ, Warszawa, 1991.
- [11] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa, 1990.
- [12] Sobieszczanski M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych. WKiŁ, Warszawa, 2000.
- [13] Wiśniewski S., Wiśniewski T. S.: Wymiana ciepła. Wyd. 4 zm. WNT, Warszawa, 1997.
- [14] Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2003.
- [15] Hlavňa V., Sojčák D.: Heat Transfer Through the Cylinder Wall Considering Radiation. Silniki Spalinowe 2007-SC2-035 (P07-C035), pp. 389-392.
- [16] Kneba Z.: Kompleksowy model nowej generacji układu chłodzenia silnika spalinowego. Silniki Spalinowe 2007-SC1-121 (P07-C121), pp. 160-169.
- [17] P3/ADVANCED FEA, Application module. User manual, Publication No 90301, Release 1.2, December 1993.
- [18] ABAQUS, User's manual, Version 6.3. Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., 2002.
- [19] Podrzucki Cz.: Żeliwo, struktura, właściwości, zastosowanie. Wydawnictwo ZG STOP, Kraków, 1991.

Mr Jacek Michalski, Ph.D. – Senior Lecturer in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

*Dr inż. Jacek Michalski – starszy wykładowca na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.*



Mr Paweł Woś, Ph.D. – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

*Dr inż. Paweł Woś – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.*

