

Mgr inż. Tomasz Suchocki
Dr hab. inż. Piotr Lampart
Mgr inż. Jan Surwiło
Instytut Maszyn Przepływowych PAN

DOI: 10.17814/mechanik.2015.7.301

WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYK PRACY MINI SILNIKA TURBOODRZUTOWEGO ORAZ WERYFIKACJA MODELU NUMERYCZNEGO

W pracy przedstawiono analizę numeryczną i weryfikację eksperymentalną charakterystyk pracy w silniku turbinowym GTM-140. Jako model obliczeniowy wykorzystano model przepływowy RANS (k - ϵ realisable) i model spalania typu Non-premix combustion. Cząstki paliwa w postaci kropeł zostały opisane poprzez model Discrete phase model. Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone na hamowni silnika turbinowego. Stanowisko zostało wyposażone w czujniki ciśnienia, termopary, czujniki przepływu powietrza oraz paliwa, indukcyjny czujnik prędkości obrotowej oraz systemem pomiaru ciągu statycznego.

DESIGNATION OF OPERATING CHARACTERISTICS FOR MICRO-JET ENGINE AND CFD VALIDATION

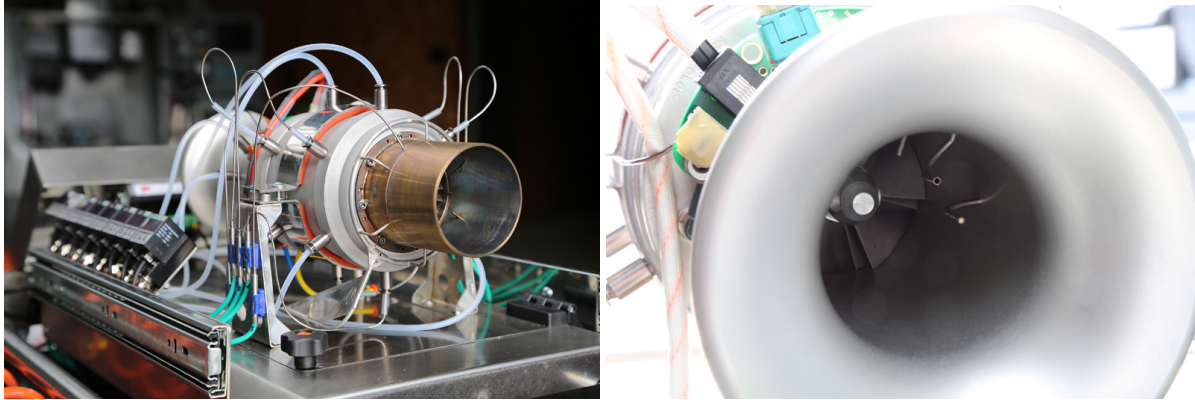
The paper presents three-dimensional numerical analysis and experimental validation of operating characteristics of a GTM-140 miniature turbine engine. The Realisable k - ϵ Turbulence Model (RANS) and Non-Premixed Model for the combustion was used. The particles of fluid droplets were described by the Discrete Phase Model. Research has been carried out on the basis of a turbine engine test stand. It is equipped with pressure sensors, thermocouples, flow sensors, inductive rotational speed sensor and thrust measuring system.

Słowa kluczowe: silnik odrzutowy, spalanie, Non-Premix Model, CFD, eksperyment

Keywords: jet engine, combustion, Non-Premix Model, CFD, test stand

1. WPROWADZENIE

W pracy wyznaczono charakterystyki pracy silnika turboodrzutowego GTM-140. Do tego celu zostały pomierzone wielkości opisujące podstawowe parametry pracy w różnych przekrojach silnika m.in. temperatura, ciśnienie statyczne, ciśnienie całkowite, ciąg statyczny, prędkość obrotowa oraz zużycie paliwa. Na podstawie tych danych zdefiniowano warunki brzegowe do obliczeń przepływowych wykonanych w oparciu o metodę objętości skończonych (ang.: Finite Volume Method). Obliczenia numeryczne spalania obejmują zagadnienia przepływu reaktywnego przy użyciu stopnia zmieszania i chemicznej równowagi z zakładaniem funkcji gęstości prawdopodobieństwa (PDF) [10]. Celem tych badań jest sprawdzenie poprawności użytych modeli numerycznych przy zastosowaniu oprogramowania ANSYS Fluent i weryfikacja uzyskanych wyników z wielkościami otrzymanymi na hamowni silnikowej.



Rys. 1. Stanowisko badawcze silnika turbinowego GTM-140

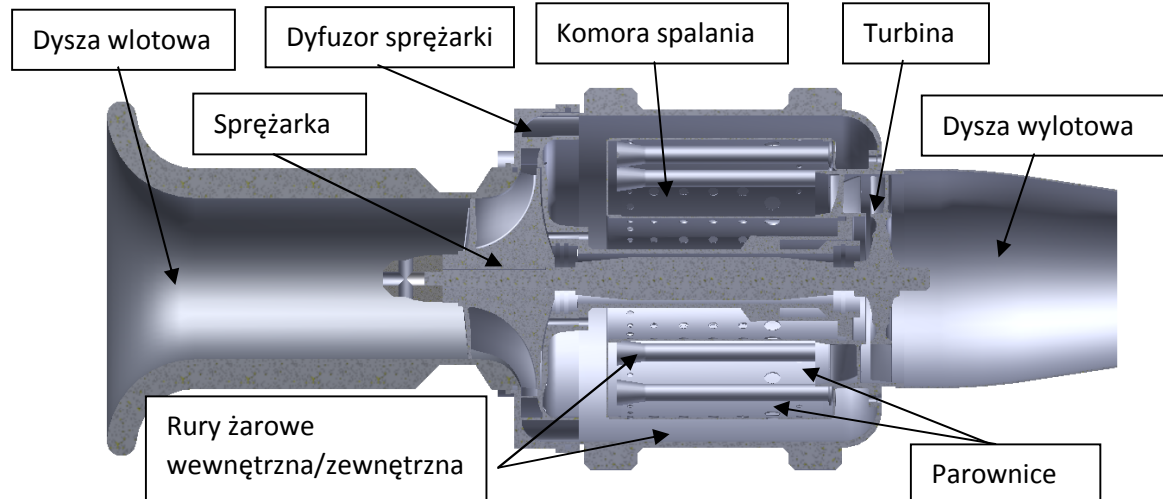
Parametry silnika zostały przedstawione w Tabeli 1.

TAB.1 Dane techniczne silnika GTM-140

PARAMETR		Wartość/jednostka
Ciąg	min	8 [N]
	max	140 [N]
Obroty silnika	min	33 000 [obr/min]
	max	120 000 [obr/min]
Temperatura gazów wylotowych	min	550 [°C]
	max	700 [°C]
Zużycie paliwa	420 [g/min]	
Stopień sprężania	2.8:1	
Masowy przepływ powietrza	0.35 [kg/s]	

2. ZASADA DZIAŁANIA SILNIKA

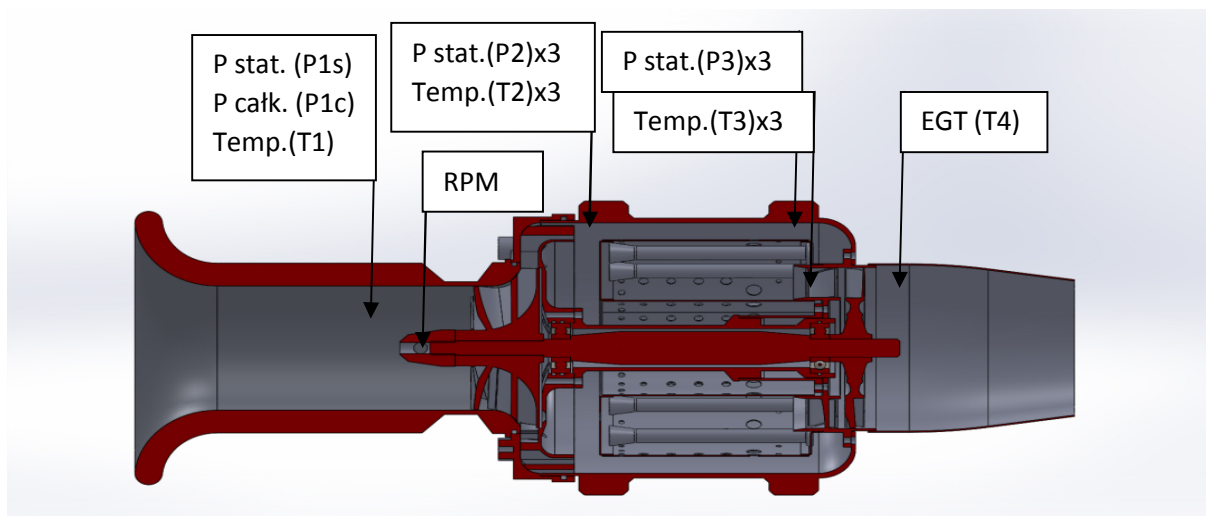
Powietrze dostaje się do silnika przez dyszę wlotową, gdzie zostaje nadany odpowiedni profil prędkości wymagany do prawidłowej pracy sprężarki promieniowo-odśrodkowej. Sprężarka charakteryzuje się wysokim sprężem na pojedynczym stopniu (2.8:1). Kończącym elementem kompresora jest promieniowo-osiowy dyfuzor gdzie następuje spowolnienie przepływu płynu, co przekłada się na zmianę energii kinetycznej strumienia na energię ciśnienia.



Rys. 1. Geometria silnika GTM-140

Powietrze następnie jest kierowane do komory spalania, gdzie przebiegają wszystkie procesy potrzebne do prawidłowego odparowania i spalania mieszanki paliwa i powietrza w celu uzyskania maksymalnej energii. Komora spalania składa się z dwóch rur-płaszczki żarowych oraz 6 parownic. Płaszczki żarowe służą do rozdzielenia komory spalania na 3 strefy - pierwotną, pośrednią oraz chłodzenia. W strefie pierwotnej zapewniane jest intensywne i stabilne spalanie. Strefa pośrednia służy do rekombinacji rodników i dopalania półproduktów spalania m.in. CO, sadzy oraz C_nH_m . Strefa mieszania – rozcieńczania służy do schłodzenia spalin do temperatury dopuszczalnej przed turbiną. Ostatnim elementem jest turbina gdzie następuje spadek entalpii przepływających spalin zamienianych na energię mechaniczną wału (napędzanie kompresora) oraz do wytworzenia siły ciągu. Parametry silnika przedstawia tabela 1.

3. OPOMIAROWANIE STANOWISKA BADAWCZEGO



Rys. 2. Lokalizacja czujników pomiarowych - przekrój poprzeczny silnika GTM-140

Do pomiaru ciśnienia służą cyfrowe czujniki ciśnienia firmy IPF Electronic. Zlokalizowane zostały w dyszy wlotowej (ciśnienie statyczne, całkowite), za dyfuzorem sprężarki (ciśnienie statyczne) umieszczone obwodowo co 120 stopni pomiędzy obudową a rurą żarową zewnętrzną oraz przed kolektorem parownic (ciśnienie statyczne) również rozmieszczone po trzy na obwodzie. Pomiar temperatury realizowany jest z użyciem termopar typu k – firmy Alf Sensor. Czujniki zostały rozmieszczone w dyszy wlotowej, za dyfuzorem sprężarki po trzy obwodowo co 120 stopni, przed wieńcem łopatek kierownicy spalin również trzy na obwodzie oraz w dyszy wylotowej (EGT). Do pomiaru obrotów służy indukcyjny czujnik pomiaru prędkości obrotowej firmy IPF Electronic. Pomiar zużycia paliwa realizowany jest metodą termodynamicznego pomiaru przepływu przepływomierzem firmy IPF Electronic. Układ do pomiaru masowego natężenia przepływu powietrza na wlocie do silnika został umieszczony w dyszy wlotowej. Układ uniemożliwia stosowanie automatycznego rozrusznika elektrycznego. Rozruch silnika możliwy za pomocą sprężonego powietrza. Do pomiaru ciągu został wykorzystany czujnik tensometryczny. Belka tensometryczna o zakresie pomiarowym do 300N zamontowana została na podstawie stanowiska.

4. WYNIKI EKSPERYMENTU

W tabeli 2 zostały zaprezentowane wyniki badań przeprowadzonych na hamowni silnika turbinowego GTM-140. Dla pomiaru T2, T3, P2 oraz P3 zostały przedstawione po trzy wartości odpowiadające rozmieszczeniu czujników obwodowo w przekroju silnika (0°,120°,240°). Rozbieżności uzyskane dla pomiaru wartości temperatury w czujnikach T3 rozmieszczonych w tej samej odległości od osi silnika oraz w tym samym przekroju sugerują brak stabilności płomienia podczas badania. Do obliczeń numerycznych przedstawionych w rozdziale 5 zostały użyte średnie wartości temperatur oraz ciśnień.

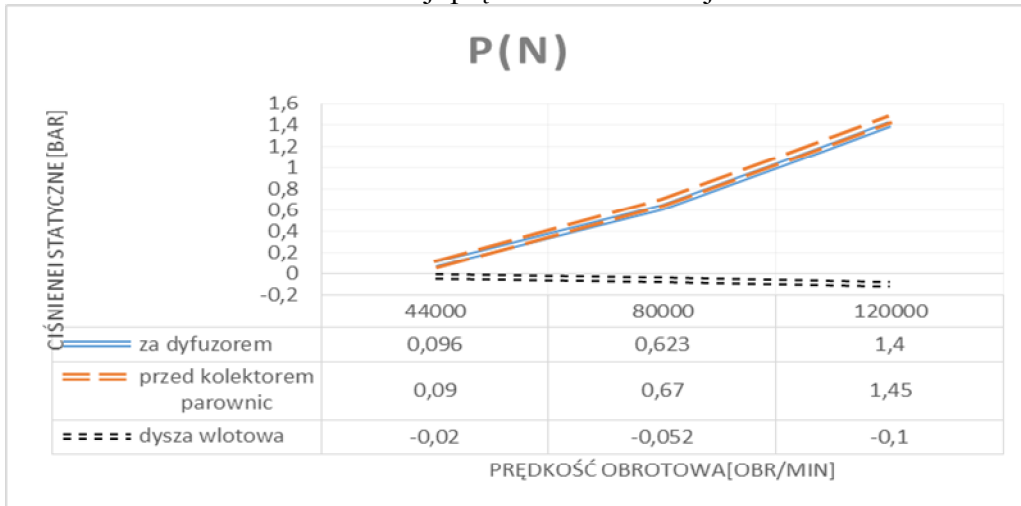
TAB. 2. Wyniki testu silnika GTM-140 na hamowni silnikowej

RPM	440000	80000	120000
Temp. zew. [°C]	21	21	21
Ciąg [N]	4	27	67
Zużycie paliwa [ml]	106,25	225	393,75
Napięcie pompy paliwa [V]	0,74	1,3	2,52
EGT [°C]	576	525	592
T1[°C]	21	21	21
T2(0°) [°C]	55	86	155
T2(120°) [°C]	57	87	170
T2(240°) [°C]	54	87	171
T3(0°) [°C]	524	487	659
T3(120°) [°C]	500	531	694
T3(240°) [°C]	561	476	691
P1s [bar]	-0,02	-0,052	-0,1
P1c [bar]	0,01	0,05	0,1
P2(0°) [bar]	0,09	0,67	1,45
P2(120°) [bar]	0,09	0,67	1,5
P2(240°) [bar]	0,09	0,63	1,4
P3(0°) [bar]	0,1	0,6	1,4
P3(120°) [bar]	0,1	0,64	1,4
P3(240°) [bar]	0,09	0,64	1,4

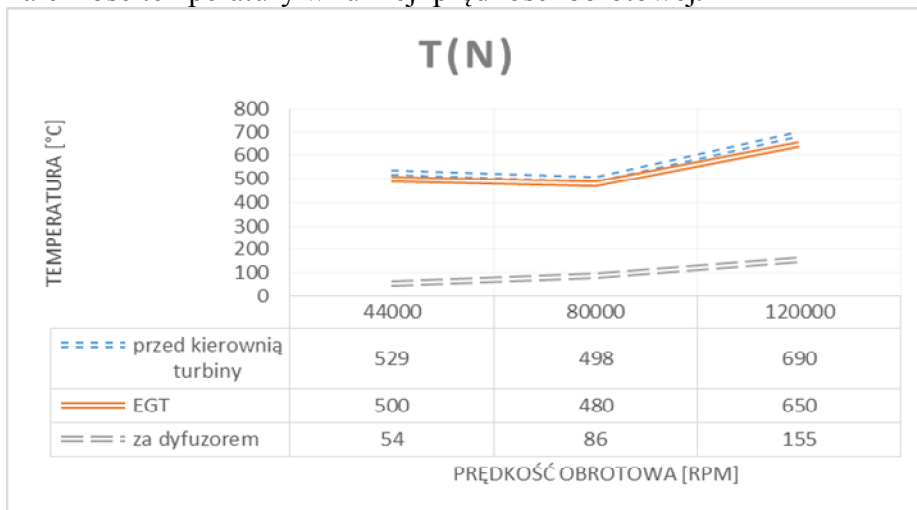
5. WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYK SILNIKA TURBINOWEGO GTM-140

Wyznaczono zależności ciśnienia, temperatury, zużycia paliwa oraz ciągu statycznego w funkcji prędkości obrotowej. Badania zostały przeprowadzone dla 3 punktów pracy silnika – dla 44 000, 80 000 oraz 120 000 obr/min. Wartości te odpowiadają przepływowi powietrza odpowiednio 0.1, 0.2 oraz 0.35 kg/s. Na podstawie zmierzonych wartości zostanie następnie zbudowany i zweryfikowany model numeryczny.

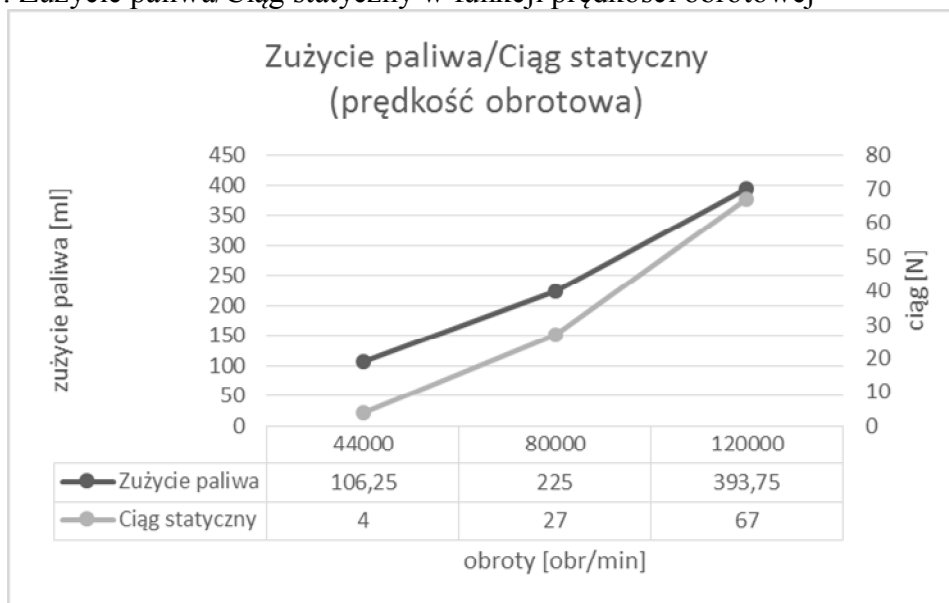
Wykres 1. Zależność ciśnienia w funkcji prędkości obrotowej.



Wykres 2. Zależność temperatury w funkcji prędkości obrotowej.

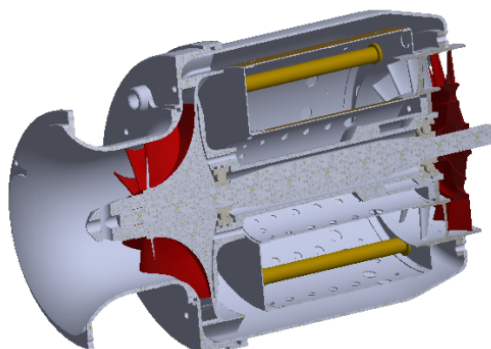


Wykres 3. Zużycie paliwa/Ciąg statyczny w funkcji prędkości obrotowej

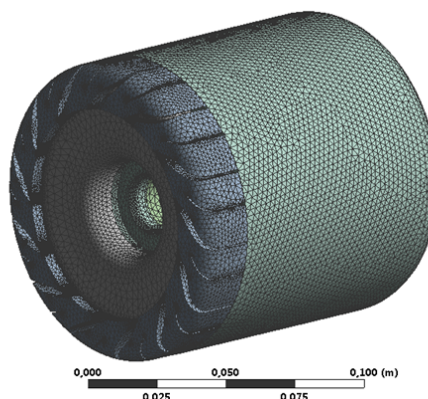


6. ANALIZA NUMERYCZNA

Domena obliczeniowa uwzględnia dyfuzor, komorę spalania wraz z 6 parownicami oraz układ kierowniczy jednostopniowej turbiny osiowej. Nieparzysta liczba łopatek kompresora powoduje brak możliwości równomiernego podzielenia silnika co skutkuje koniecznością dyskretyzacji całego obszaru [7].



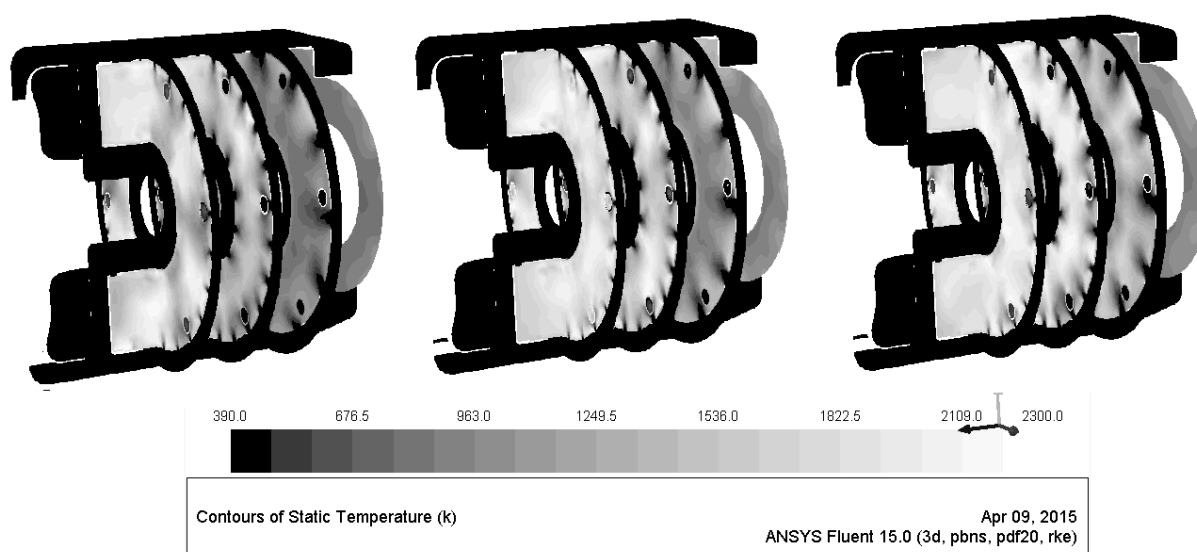
Rys. 3. Geometria silnika GTM-140



Rys. 4. Schemat dyskretyzacji komory spalania

Siatka geometryczna została utworzona w programie ANSYS Meshing. Składa się ona z 3 500 000 elementów objętości skończonych niestrukturalnych – Rys.4. Według danych literaturowych [2,4,5] tak zaproponowana siatka powinna być wystarczająca do osiągnięcia dobrej zbieżności modelu oraz uzyskaniu wiarygodnych wyników [7]. Niemniej jednak w późniejszych pracach po weryfikacji eksperymentalnej należy uwzględnić wpływ jakości siatki obliczeniowej na uzyskiwane wyniki [3].

Parametrem porównawczym w analizie jest temperatura przed wieńcem kierowniczym turbiny. Uzyskane pola temperatury otrzymane w programie ANSYS Fluent zostały przedstawione na rys. 5. W tabeli 3 przedstawiono wyniki dla 3 prędkości obrotowych silnika: 44 000, 80 000 oraz 120 000 obr/min, co odpowiada przepływowi powietrza przez sprężarkę odpowiednio 0.1, 0.2 oraz 0.35 kg/s.



Rys. 5. Pola temperatury w przekroju osiowym i promieniowym badanego silnika dla masowego natężenia przepływu 0.1; 0.2; oraz 0.35kg/s

TAB. 3. Porównanie wyników eksperymentalnych z CFD

PRĘDKOŚĆ OBROTOWA		40000	80000	120000
TEMPERATURA	eksperyment	529	498	680
	CFD	547	580	690
RÓŻNICA [%]		3	14	0.7

Najbardziej zbliżone wyniki zostały otrzymane dla maksymalnej oraz minimalnej wartości obrotowej. Cechą wspólną uzyskanych wyników jest występowanie niższej temperatury w okolicach zewnętrznej ścianki parownicy. Przyczynia się do tego rozmieszczenie otworów chłodzących oraz rozcieńczających spaliny tuż nad każdą z nich. Takie rozwiązanie konstrukcyjne wpływa na zwiększanie żywotności materiału z którego wykonane są elementy parownicy. Negatywnym wpływem rzutującym na jakość zaprezentowanych wyników może być brak uwzględnienia wymiany ciepła w komorze spalania pomiędzy płomienicami a gorącymi spalinami. Planuje się uwzględnić taki model w przyszłych pracach. Ta dodatkowa informacja o przepływie pozwoli w lepszy sposób zamodelować transfer ciepła w silniku, nie tylko radiację jak było w tym przypadku, ale również przewodzenie (płomienica, obudowa) oraz konwekcję (do płomienicy, do obudowy). Należy pamiętać, że prędkości przepływu w strefie pierwotnej komory spalania dla wszystkich prędkości obrotowych są podobne, gdyż przepływ jest tam wyhamowywany. Można więc przypuszczać, iż wpływ intensywności wymiany ciepła będzie podobny dla wszystkich przebadanych przypadków. Stechiometryczna wartość temperatur spalania dla wszystkich przypadków jest podobna, co wskazują na dobrze dobrany stosunek ilości paliwa i powietrza – AFR (air-fuel-ratio = 65).

7. WNIOSKI

W powyższej pracy zostały zaprezentowane charakterystyki podstawowych parametrów pracy silnika. Uzyskane w obliczeniach numerycznych wartości temperatury przed wieńcem kierowniczym turbiny w znacznej części pokrywają się z wartościami uzyskanymi podczas badań na hamowni silnikowej. Różnica wynosi od 1% dla maksymalnej wartości obrotowej, do nawet 14% dla 80 000 obrotów. Może to wynikać z dużego zakresu temperatur dla termopar oznaczonych indeksem T3 (różnica między największą wartością a najmniejszą wynosi 55K) uzyskanych podczas prób eksperymentalnych. Do obliczeń numerycznych została użyta wartość średnia. Należałoby wykonać więcej prób eksperymentalnych wraz z innym rozmieszczeniem termopar w tym przekroju. Pomimo tej rozbieżności, porównanie wartości otrzymanych eksperymentalnie i numerycznie wygląda dość korzystnie. Wskazuje to na poprawność zastosowanego modelu turbulencji oraz spalania. Planowane prace z zakresu spalania paliwa w turbinie gazowej powinny uwzględniać mechanizmy wymiany ciepła. Po uwzględnieniu nowych warunków łatwiej będzie udowodnić czy wybrane warunki brzegowe zostały zamodelowane w sposób właściwy. Dodatkowo warto zastanowić się nad zastosowaniem bardziej złożonych modeli spalania oraz przepływu.

8. LITERATURA

1. T. Kamps, *Model Jet Engines*, Traplet Publications Ltd 2005.
2. M. Gieras *Obliczenia parametrów użytkowych lotniczych silników turbinowych*. OWPW 2013.
3. Badami M, Nuccio P, Signoretto A. *Experimental and numerical analysis of a small-scale turbojet engine*. Energy Convers Manag. 2013.

4. Gieras M, Sta T. *Computational study of an aerodynamic flow through a micro-turbine engine combustor*. J Power Technol. 2012.
5. Gonzalez CA, Wong KC, Armfield S. *A computational study of the influence of the injection characteristics on micro-turbine combustion*. 2007.
6. Gonzalez C a, Wong KC, Armfield S. *Computational study of a micro-turbine engine combustor using large eddy simulation and Reynolds averaged turbulence models*. Aust Math Soc. 2007;49:407-422.
<http://anziamj.austms.org.au/ojs/index.php/ANZIAMJ/article/view/338>.
7. Suchocki T, Lampart P. *Badania numeryczne spalania paliwa lotniczego w silniku turbinowym GTM- 140*. Konferencja PTSK, Białowieża, 2014.
8. R. M. Bering,. *Numerical Investigation of the Soot Initiated Formation of Ultra Fine Particles in a Jet Turbine Engine Using Conventional Jet Fuel*. Master Thesis. 2012.
9. www.fizyka.net.pl 2014.
10. ANSYS FLUENT *Theory Guide* Release 16.0, 2015.

9. PODZIĘKOWANIA



Praca została wykonana z wykorzystaniem Infrastruktury PL-Grid