

Jakub KAPŁAN, Lucjan WITEK, Bartosz WYZGA

## ANALIZA NAPRĘŻEŃ TERMO-MECHANICZNYCH TURBINY NAPĘDOWEJ SILNIKA PRZEPEŁYWOWEGO

### Streszczenie

Praca opisuje wpływ poszczególnych przypadków obciążenia na stan naprężeń powstający w turbinie silnika przepływowego. W pierwszym etapie pracy zdefiniowano model geometryczny wycinka tarczy turbiny z trzema łopatkami. Następnie model geometryczny podzielono na elementy skończone oraz określono obciążenia i warunki brzegowe. W celu właściwego przenoszenia obciążeń a łopatki na tarczę, zdefiniowano powierzchnie kontaktowe w strefie połączenia jodełkowego. W analizie uwzględniono dwa rodzaje obciążeń: mechaniczne, powstałe od wirowania turbiny oraz termiczne, powstałe od nierównomiernego pola temperatury. W pracy rozpatrywano obciążenia działające niezależnie, jak również obciążenie sumaryczne, będące superpozycją ww. obciążeń składowych. Rezultaty pracy wykazały, że dominującym obciążeniem turbiny są siły bezwładności związane z jej wirowaniem. Wartości naprężeń pochodzących od wirowania przekraczają granicę plastyczności materiału. Naprężenia termiczne nieznacznie wpływają na poziom wytrzymałości materiału turbiny. Dodatkowo stwierdzono, że w pewnych strefach tarczy turbiny naprężenia cieplne mogą nieznacznie obniżyć wartość naprężeń pochodzących od wirowania. W końcowej części pracy sformułowano wnioski oraz kierunki dalszych badań.

### WSTĘP

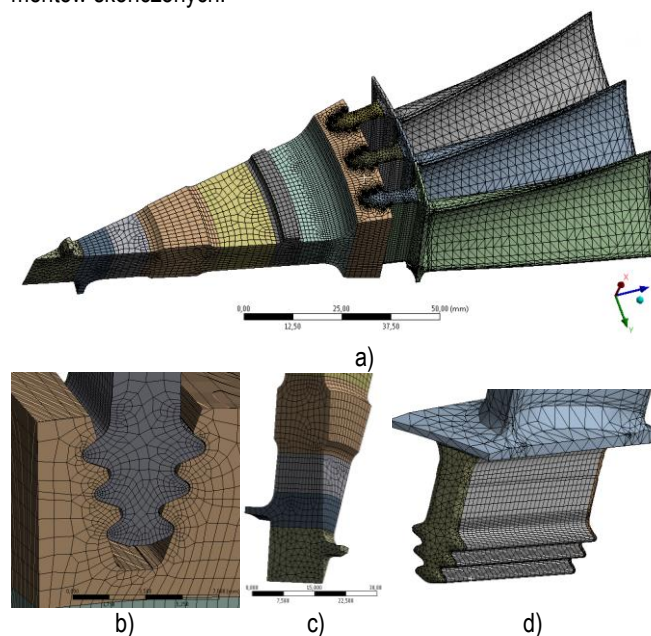
Turbina silnika przepływowego poddana jest działaniu złożonych obciążeń termo-mechanicznych. Obciążenia mechaniczne powstają na skutek dużych prędkości obrotowych wirnika turbiny, co powoduje powstanie sił odśrodkowych oraz w konsekwencji wysokich naprężeń eksploatacyjnych. Dodatkowo obciążenia gazodynamiczne, związane z oddziaływaniem spalin powodują powstanie w łopatkach momentów gnących oraz skręcających. Ze względu na pulsację ciśnienia w komorze spalania, obciążenia gazodynamiczne mają przebiegi zmienne w czasie, przyczyniając się do powstania drgań oraz zmęczenia wysokocyklowego łopatek. Obciążenia termiczne wynikają z działania na turbinę niejednorodnego pola temperatury. W związku z nagraniem łopatek oraz tarczy, obniża się wytrzymałość na rozciąganie oraz granica plastyczności materiału, co powoduje, że elementy te należą do najbardziej wytrzymałych podzespołów silników lotniczych. Jednym z głównych czynników obniżających trwałość zmęczeniową turbiny silnika lotniczego jest praca w środowisku korozyjnym i erozyjnym, a także okresowe zmiany prędkości obrotowej, które przyczyniają się do zmęczenia niskocyklowego materiału tarcz oraz łopatek.

Istnieje wiele prac naukowych opisujących rodzaje uszkodzeń oraz lokalizację miejsc krytycznych w turbinie silników lotniczych. Strefy te zlokalizowane są najczęściej w połączeniu jodełkowym (połączenie konstrukcyjne łopatki i tarczy) oraz wokół otworów montażowych tarczy turbiny (które są koncentratorami naprężeń). Zagadnieniu numerycznej analizy naprężeń oraz lokalizacji krytycznych stref turbiny silników lotniczych poświęcono szereg prac [1-4]. Autorzy wykorzystywali najczęściej metodę elementów skończonych (MES) do określenia pola naprężeń w zespole tarcza-łopatka. W wielu przypadkach wskazano możliwe miejsca powstania pęknięć zmęczeniowych. W pracy [2] wskazano dodatkowo możliwy kierunek propagacji pęknięcia. Badania poświęcone uszkodzeniom łopatek turbiny [5] wykazały, że w wyniku oddziaływania gorących spalin, łopatki podlegają silnym oddziaływaniom korozji, erozji, pelzania oraz zmęczenia materiału.

Głównym celem naukowym niniejszej pracy jest analiza naprężeń termo-mechanicznych działających na turbinę napędową silnika przepływowego.

### 1. MODEL NUMERYCZNY TURBINY

W pierwszej części pracy utworzono za pomocą programu Catia model geometryczny, składający się z wycinka tarczy turbiny oraz trzech łopatek. Ze względu na specyficzne cechy turbiny (symetria) zdecydowano się na analizę wycinka tarczy, co znacznie zmniejsza wymiar zadania numerycznego. Model geometryczny zaimportowano następnie do programu Ansys Workbench [6] oraz podzielono na mniejsze segmenty w celu zdefiniowania siatki elementów skończonych.



Rys. 1. Model analizowanego wycinka turbiny (a). Widok siatki dyskretnej w okolicach połączenia jodełkowego (b) środka tarczy (c) oraz stopy łopatki (d).

Model dyskretny analizowanego wycinka turbiny (Rys. 1) składa się z 172577 elementów skończonych, oraz 273289 węzłów. W modelu wykorzystano dwa typy elementów: HEX-8 oraz TET-4. Siatka elementów skończonych została zagęszczona w strefie połączenia jodełkowego oraz w okolicach krawędzi natarcia i krawędzi spływu łopatki (Rys. 1).

## 1.1. Model materiału

Łopátka oraz tarcza turbiny napędowej zbudowana jest z żarowytrzymałego stopu niklu EI 437By [7]. Skład chemiczny stopu EI 437By przedstawiono w Tabeli 1. W analizie numerycznej wykorzystano liniowo-sprężysty model materiału.

**Tab.1.** Skład chemiczny stopu EI 437By [7].

Składnik	Udział [%]
C	≤0,08
Si	≤1,0
Mn	≤0,5
P	≤0,02
S	≤0,015
Cr	19-23
Ni	Osnowa
Ti	2,0-2,9
Al	0,4-1,1

W związku z faktem, że łopátka oraz tarcza poddana jest działaniu wysokiej temperatury roboczej, w modelu materiału uwzględniono zmianę modułu Younga (Tab. 2) oraz współczynnika rozszerzalności cieplnej  $\alpha$  w funkcji temperatury (Tab. 3).

**Tab.2.** Wartości modułu Younga stopu EI 437By w funkcji temperatury [7].

Temperatura [°C]	Modułu Younga [MPa]
20	200 000
600	160 000
650	155 000

**Tab.3.** Współczynnik rozszerzalności cieplnej  $\alpha$  stopu EI 437By określony dla różnego zakresu temperatur [7].

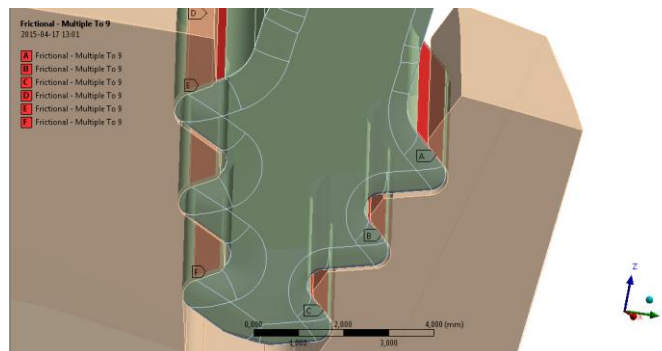
Zakres temperatur [°C]	Współczynnik rozszerzalności termicznej $\alpha \times 10^{-5}$ [1/°C]
20 - 200	1,27
20 - 300	1,3
20 - 400	1,35
20 - 500	1,37
20 - 600	1,46
20 - 700	1,45
20 - 800	1,51

## 1.2. Obciążenia i warunki brzegowe

W pracy rozpatrywano obciążenia mechaniczne wynikające z wirowania tarczy oraz obciążenia termiczne. W początkowych etapach analizy obciążenia definiowano niezależnie w celu określenia wpływu obciążeń składowych na poziom naprężeń w tarczy turbiny. Obliczenia wytrzymałościowe wykonano dla trzech przypadków:

- Wirowanie (bez pola temperatury)
- Niejednorodne pole temperatury
- Równoczesne wirowanie oraz niejednorodne pole temperatury (warunki odpowiadające pracy turbiny na wysokości przelotowej 2500m)

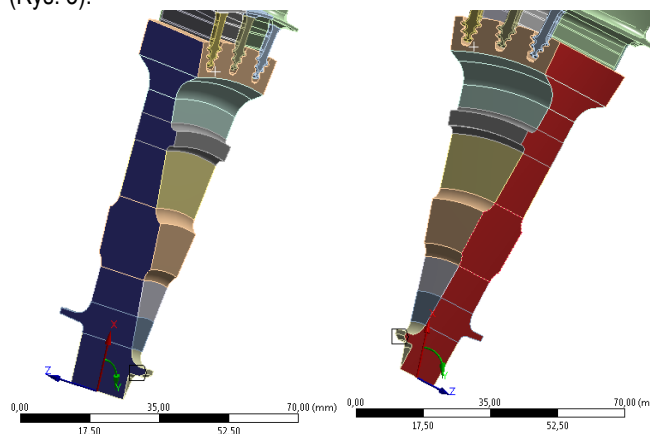
W każdym zamku połączenia jodełkowego zdefiniowano 6 par powierzchni kontaktowych. Zastosowano model tarcia typu Coulomba [6]. W analizie zdefiniowano współczynnik tarcia suchego równy 0,15. Rysunek 2 przedstawia powierzchnie kontaktowe uwzględnione w połączeniu tarcza-łopátka. W całym modelu wycinka turbiny zdefiniowano osiemnaście par kontaktowych.



**Rys.2.** Powierzchnie kontaktowe zdefiniowane w połączeniu jodełkowym.

Ze względu na powtarzalność geometrii turbiny, w analizie numerycznej uwzględniono wycinek tarczy z trzema łopatkami oraz zdefiniowano tzw. „symetrię cykliczną” [6]. Symetria cykliczna może być stosowana w układach mechanicznych obrotowo-symetrycznych, jeśli zarówno geometria obiektu jak również obciążenia wykazują cechy symetrii.

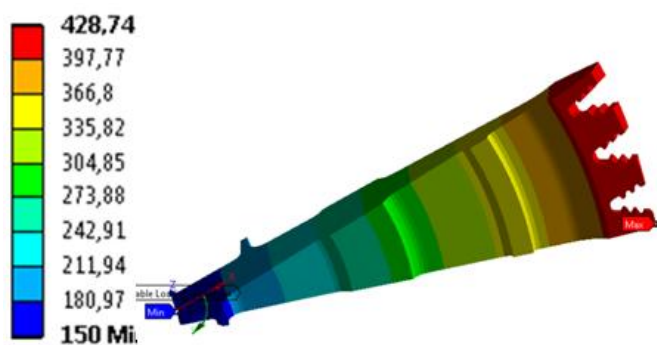
Rysunki 3a i 3b przedstawiają powierzchnie tworzące tarczy, powstałe w wyniku obrotu tworzącej względem osi Z. Ze względu na symetrię geometrii i obciążenia na ww. powierzchniach występują takie same składowe naprężenia. W celu poprawnej definicji symetrii cyklicznej model został zorientowany w układzie cylindrycznym, gdzie osią obrotu jest oś Z, natomiast oś X wskazuje promień tarczy (Rys. 3).



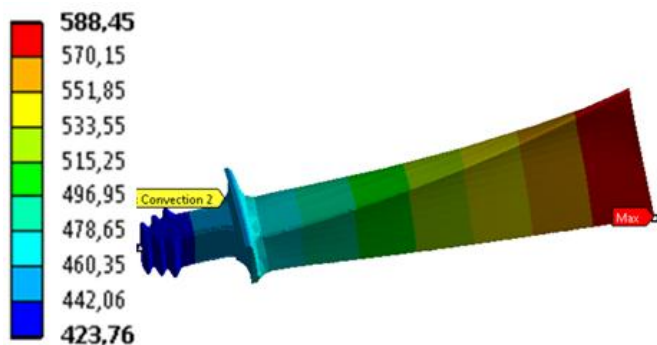
**Rys.3.** Lewa (a) i prawa (b) powierzchnia boczna wycinka tarczy zdefiniowana w symetrii cyklicznej.

Turbina napędowa silnika PZL-10W pracuje z maksymalną prędkością obrotową równą 22 490 [obr/min]. Prędkość ta została zdefiniowana w modelu numerycznym, przy czym oś Z (Rys. 3b) stanowiła oś obrotu turbiny.

Niejednorodne pole temperatury powstające w tarczy turbiny i łopátce pracującej z maksymalną prędkością obrotową przedstawiono na rysunkach 4 i 5. Niejednorodność temperatury wynika z faktu, że strumień gorących spalin ma bezpośredni kontakt z piórem łopatki, której końcówka nagrzewa się do temperatury 588 °C. Środkowa część tarczy jest chłodzona i osiąga temperaturę 150 °C.



Rys.4. Rozkład temperatury zdefiniowany dla tarczy turbiny [°C].

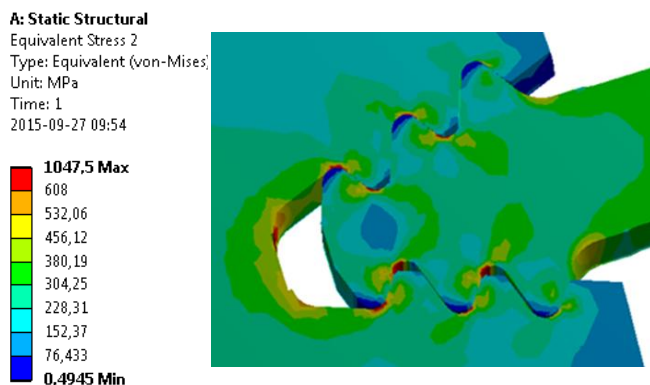


Rys.5. Rozkład temperatury w łopacie [°C].

## 2. ANALIZA NAPRĘŻEŃ

W wyniku przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej uzyskano rozkłady naprężeń zredukowanych w zespole tarcza-łopatka dla trzech przypadków obciążenia. W wizualizacji wyników przedstawiono wyłącznie naprężenia zredukowane wg. hipotezy Huber-Mises-Hencky (H-M-H).

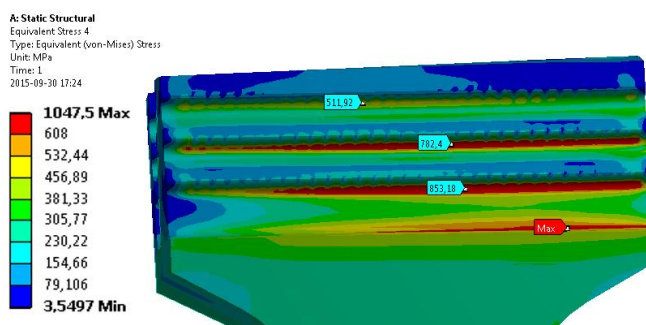
Na rysunku 6 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych w przekroju połączenia jodełkowego. Z rysunku wynika, że największe koncentracje naprężeń zlokalizowane są w tarczy, w okolicy trzeciego (dolnego) wypustu jodełkowego.



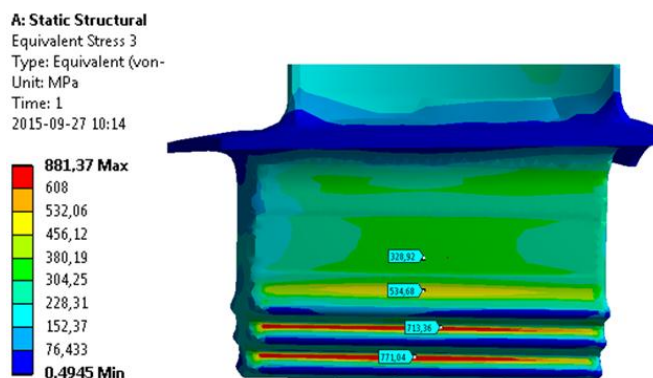
Rys.6. Rozkład naprężeń zredukowanych (H-M-H) w przekroju przez połączenie jodełkowe dla pierwszego przypadku obciążenia, w którym na turbinę działa siła odśrodkowa związana wyłącznie z wirowaniem [MPa].

Szczegółowa analiza wyników (Rys. 7 i 8) wskazuje, że największe naprężenia zredukowane w turbinie poddanej działaniu wyłącznie prędkości obrotowej wynoszą 1047,5 MPa. Strefa największych naprężeń zlokalizowana jest w dolnej części połączenia jodełkowego tarczy. W łopacie największe naprężenia osiągają wartość 881 MPa (Rys 8). Zarówno w tarczy jak i w łopacie strefa

największych naprężeń zlokalizowana jest we wrębach połączenia jodełkowego, co związane jest z efektem karbu.



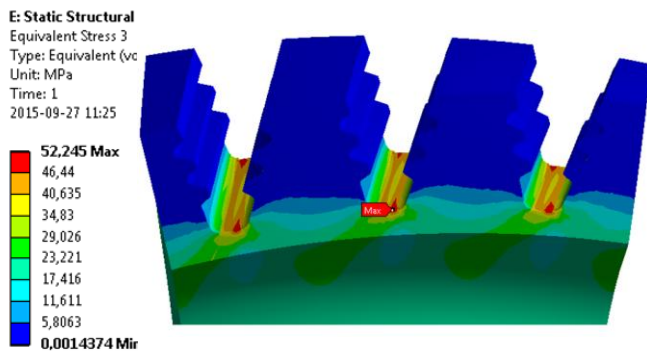
Rys.7. Rozkład naprężeń zredukowanych (H-M-H) w połączeniu jodełkowym tarczy [MPa].



Rys.8. Rozkład naprężeń zredukowanych (H-M-H) w zamku łopatki [MPa].

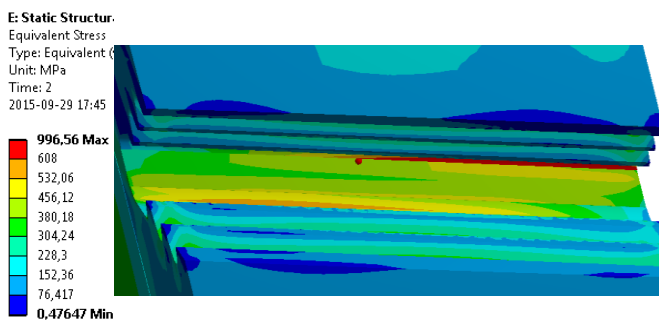
Wyniki przedstawione na rysunku 7 wskazują, że przy podczas wirowania z prędkością 22 490 [obr/min] lokalne naprężenia zredukowane w strefie połączenia jodełkowego tarczy przekraczają o ok. 70% granicę plastyczności materiału tarczy i łopatki ( $R_{0,2}=608$  MPa dla stopu EI 437By w temp 400 °C). Ze względu na fakt, że naprężenia te mają charakter wyłącznie powierzchniowy, istnieje przypuszczenie, że strefa ta odkształca się plastycznie przy pierwszym uruchomieniu silnika i następuje dopasowanie połączenia, pozwalające na bardziej równomierny rozkład naprężeń (oraz obniżenie lokalnych naprężeń) przy kolejnych rozruchach silnika.

W kolejnej części pracy model turbiny obciążono wyłącznie niejednorodnym polem temperatury (przedstawionym na rysunkach 4 i 5). Wyniki obliczeń wskazują, że największe naprężenie termiczne występuje na dnie połączenia jodełkowego tarczy i wynosi ok. 52 [MPa] (Rys. 9). Szczegółowa analiza składowych naprężenia wskazuje, że na zewnętrznym brzegu tarczy dominują obwodowe naprężenia ściskające. W górnej części połączenia jodełkowego tarczy oraz w całej łopacie naprężenia termiczne nie przekraczają wartości 10 MPa. Taki stan rzeczy spowodowany jest możliwością swobodnego rozszerzania się materiału łopatki w dowolnym kierunku [8]. Powyższy wynik wskazuje, że obciążenie termiczne wywołane niejednorodnym polem temperatury ma zdecydowanie mniejszy wpływ (niż obciążenie związane z wirowaniem) na poziom wytrzymałości materiału turbiny.



**Rys. 9.** Rozkład naprężeń zredukowanych (H-M-H) w połączeniu jodełkowym tarczy, powstałych wskutek działania niejednorodnego pola temperatury [MPa].

W przypadku równoczesnego oddziaływania obciążenia mechanicznego oraz termicznego maksymalne naprężenia zredukowane w tarczy turbiny uległy redukcji z 1047,5 [MPa] (Rys. 7) do wartości 996,5 [MPa] (Rys. 10). Warto zwrócić uwagę na fakt, że naprężenie w dolnej części zamka tarczy obniżyło się o wartość naprężeń termicznych przedstawionych na rysunku 9. Jest to spowodowane tym, iż naprężenia obwodowe pochodzące od wirowania są rozciągające, zaś termiczne – ściskające [8]. Zgodnie z zasadą superpozycji nastąpiła tutaj redukcja wektorów naprężenia o dwóch różnych znakach.



**Rys. 10.** Rozkład naprężeń zredukowanych (H-M-H) w połączeniu jodełkowym tarczy, powstałych od równoczesnego wirowania i niejednorodnego pola temperatury [MPa].

## WNIOSKI

Praca dotyczy analizy naprężeń termo-mechanicznych powstających w turbinie silnika przepływowego. W analizie stosowano dwa niezależne przypadki obciążenia (wirowanie oraz niejednorodne pole temperatury) a także przypadek trzeci zawierający superpozycję ww. obciążeń. Trzeci przypadek obciążenia dotyczy rzeczywistych warunków pracy turbiny napędowej w silniku pracującym z mocą maksymalną na wysokości przelotowej 2500 m.

Przeprowadzona analiza pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków:

1. Największe naprężenia zredukowane pochodzące wyłącznie od wirowania występują w powierzchniowej warstwie, w dolnej części połączenia jodełkowego tarczy (1047 [MPa]). Ich wartość przekracza o ok. 70% granice plastyczności materiału.
2. Niejednorodne pole temperatury działając niezależnie, generuje naprężenia o maksymalnej wartości (52 MPa). W pozostałych strefach turbiny naprężenia termiczne nie przekraczają wartości 10 [MPa].
3. W wyniku równoczesnego działania prędkości obrotowej oraz niejednorodnego pola temperatury naprężenia zredu-

kowane w dolnej części połączenia jodełkowego tarczy osiągają maksymalną wartość 996,5 [MPa].

4. Wirowanie stanowi dominujące obciążenie działające na turbinę napędową. Obciążenie termiczne wywołane niejednorodnym polem temperatury ma niewielki wpływ zmianę poziomu wyężenia materiału turbiny w silniku lotniczym.
5. W okolicach wrębów połączenia jodełkowego łopatki i tarczy dochodzi do spiętrzenia naprężeń będącego efektem karbu. Naprężenia w tych strefach osiągają wartości rzędu 680÷996 [MPa]. Uzyskane naprężenia przekraczają wartość granicy plastyczności materiału o ok. 12-67%.
6. Istnieje przypuszczenie, że po pierwszym rozruchu silnika geometria połączenia jodełkowego może ulec nieznacznej zmianie na skutek wystąpienia lokalnych odkształceń plastycznych. W wyniku takiego procesu może nastąpić równomierny podział obciążenia na wszystkie wypusty połączenia jodełkowego, redukując naprężenia eksploatacyjne przy kolejnych rozruchach silnika. W celu symulacji takiego procesu należałoby wykorzystać sprężysto-plastyczny model materiału oraz zdefiniować 3 kroki obciążenia (obciążenie - odciążenie i powtórne obciążenie turbiny prędkością obrotową). Zagadnienie to będzie przedmiotem dalszych badań autorów.

## BIBLIOGRAFIA

1. Kowalski T, Mamrowicz J., Witek L., Numeryczna analiza naprężeń oraz trwałości zmęczeniowej turbiny napędowej silnika śmigłowcowego, Przegląd Mechaniczny, nr 11/2008.
2. Yang H., Bao R, Peng L., Zhang J., Fei B., Reliability analysis for aero-engine turbine disks. Proceedings of 3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, Porto, Portugal, 2009.
3. Zhu J., Yang Z., Thermo-elasto-plastic stress and strain analysis and life prediction, Proceedings of International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. Wuhan, 2010.
4. Witek L., Failure analysis of turbine disc of an aero engine, Engineering Failure Analysis, Vol. 13, 2006.
5. Mehdi Tofighi Naeem, Sayed Ali Jazayeri, Nesa Reza mahdi. „Failure Analysis of Gas Turbine Blades.” Proceedings of International Conference on Engineering & Technology, Nashville, USA, 2008.
6. Dokumentacja techniczna programu Ansys, <http://www.ansys.com/Support/Documentation/>.
7. Michaiiov-Micheev P. B.: Sprawocznik po Metaliczieskim Matierialam Turbino i Motorostroenija. Leningrad, 1961.
8. Jerzy Lipka. Wytrzymałość Maszyn Wirnikowych. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1967.

## THERMO-MECHANICAL STRESS ANALYSIS OF THE POWER TURBINE OF TURBO-ENGINE

### *Abstract*

*This paper describes the influence of different load components on the stress state in the disc of the turbine engine. In the first part of the paper the geometrical model consisted of disc segment and three blades were created. Next the geometrical model was divided into finite elements. Moreover the loads, boundary conditions and also the contact (in fir-tree region of turbine) were defined. In an analysis the following kinds of loads were defined: the mechanical load concerned with rotation of the turbine and also the non-uniform thermal field. Mentioned loads were defined separately and also commonly in order to determine the influence of the load component on the final stress field in the turbine. Results of work showed that dominant load is the centrifugal force concerned with the turbine rotation. The stress resulting only from the rotation exceeds value of yield stress of the material. The thermal stress in the turbine has a small influence on the final stress state in the turbine working in operating conditions. The additional interesting phenomenon was observed. The thermal stress caused decrease at about 5% the main stress resulting from rotation of the disc. Finally the conclusions and directions for further research were defined.*

**Keywords:** *turbine engine, turbine, thermo-mechanical stress, finite element method.*

Autorzy:

mgr inż. **Jakub KAPŁAN** – Enter Air Sp. z o.o., Al. Krakowska 106, 02-256 Warszawa

dr hab. inż. **Lucjan WITEK**, prof. PRz – Katedra Samolotów i Silników Lotniczych, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska, 35-959 Rzeszów, Al. Powstańców Warszawy 8, Tel. 17-865-1324, lwitek@prz.edu.pl

mgr inż. **Bartosz WYZGA** – Pratt & Whitney AeroPower Rzeszów, 35-078 Rzeszów, ul. Hetmańska 120