

Lucjan WITEK*

Numeryczna analiza niskocyklowej trwałości zmęczeniowej turbiny silnika lotniczego

Praca przedstawia wyniki numerycznej analizy trwałości zmęczeniowej turbiny silnika lotniczego pracującej w warunkach zmęczenia niskocyklowego. W pierwszej części pracy wykorzystując metodę elementów skończonych wyznaczono rozkład naprężeń w niewrażliwych elementach turbiny: tarczy (dysku) i łopatkach. W obliczeniach zdefiniowano warunki brzegowe i obciążenia panujące w silniku turbinowym pracującym z maksymalnymi startowymi prędkościami obrotowymi. Rezultaty uzyskane z nieliniowej analizy naprężeń zostały następnie jako dane wejściowe w numerycznej analizie trwałości zmęczeniowej. Dla zdefiniowanej historii obciążenia zmiennego w czasie, odpowiadającej 1 godzinnej pracy silnika, wyznaczono liczbę godzin, przy której może wystąpić uszkodzenie zmęczeniowe elementów turbiny. Analizując wyniki obliczeń zmęczeniowych możliwe było także wskazanie lokalizacji stref modelu gdzie mogą pojawić się pierwsze szczeliny zmęczeniowe.

Słowa kluczowe: trwałość zmęczeniowa, żywotność, analiza naprężeń, turbina, MES

Numerical fatigue analysis of the turbine components under low cycle fatigue (LCF) conditions

This paper presents results of the stress and fatigue analysis of the turbine disc and blade. A non-linear finite element method was utilized to determine the stress state of the turbine components under operational condition. A critical, high stress zones were found at the several region of turbine. Results obtained from the preliminary static calculation were next used into total fatigue life (S-N) analysis performed for the load time history equivalents to 1-hours work of engine under operating flight. In this analysis, the number of hours to the total damage of the critical components of turbine subjected to low cycle fatigue was estimated.

Key words: fatigue life, stress analysis, turbine, aircraft engine, FEM

1. Wstęp

Łopaska oraz tarcza turbiny należą do grupy niewrażliwych elementów silnika przepływowego, które często decydują o jego żywotności. Jednym z głównych problemów, które występują powszechnie w tego typu konstrukcjach jest zjawisko tzw. zmęczenia niskocyklowego powstającego przy zmiennych obciążeniach wynikających z różnych zakresów pracy silnika w poszczególnych fazach lotu. Tuż po uruchomieniu silnika w turbinie powstają początkowe naprężenia wynikające z działania sił bezwładności od wirowania. Dodatkowe znaczne naprężenia, które występują tuż po rozruchu związane są z nierównomiernym nagrzewaniem części silnika (głównie rury żarowej oraz tarczy turbiny i łopatek). Kolejnym obciążeniem, często najgroźniejszym dla silnika jest osiągnięcie maksymalnej prędkości obrotowej wirnika w fazie startu samolotu. W tarczy turbiny i łopatkach mogą wówczas pojawiać się naprężenia zbliżone do granicy plastyczności materiału. W fazie ustalonego lotu mogą wystąpić niewielkie zmiany prędkości obrotowej wirnika, zaś w fazie lądowania prędkość obrotowa znacznie spada. Czasami zdarza się, że w ostatniej fazie dobiegu prędkość obrotowa turbiny chwilowo zwiększa się w celu uzyskania tzw. rewersu ciągu, który pozwala na skrócenie drogi dobiegu samolotu. Sekwencyjna zmiana obrotów silnika w czasie lotu powoduje pulsację naprężeń w jego elementach i powstają wów-

1. Introduction

High-speed rotating turbine is susceptible to many kinds of problems. One of the problems that has plagued the jet engine manufactures for decades is failure due to Low Cycle Fatigue. Low cycle fatigue, commonly referred to as LCF, is the fatigue of rotating components brought on by the continuous imposing and relaxing of centrifugal force caused by fluctuation in speed. Typically, rotating components, like aero engines, have an idle or low speed and an operational or high speed. Cycling from the low speed (low centrifugal stress) to the operational speed (high centrifugal stress), continuously stresses the rotor material.

Low Cycle Fatigue failures typically have a root cause which stems from flaws in the material (impurities or voids), abusive machining which creates high stress concentrations, or wear between components. However, even "perfect" components have a finite life, and will fail after a certain number of cycles. A cycle is the completion of one repetition from low to high speed, and back to low speed. If a problem arises in the turbine section it will significantly affect the whole engine function and, of course, safety of the aircraft. The blade loss can be contained within the engine casing, while the catastrophic failure of turbine wheel, could cause to puncture of the engine casing by the larger fragments of the disc. Failures of any high speed rotating components (jet engine rotors, centrifuges, high speed fans, etc.) can be

czas warunki sprzyjają ce powstawaniu pęknięć zmęczeniowych. W przypadku małej ilości cykli i dużej amplitudzie zmian naprężenia (co ma miejsce podczas zmiany prędkości obrotowej turbiny) następuje zmęczenie niskocyklowe elementów wirujących silnika.

Powstawanie uszkodzeń związanych ze zmęczeniem niskocyklowym ma zwykle podobny przebieg. Po pewnym czasie pracy w najsłabszych strefach konstrukcji, np. wadach materiałowych lub technologicznych karbach, pojawiają się początkowe szczeliny zmęczeniowe (tzw. inicjacja szczeliny). Następnie w czasie dalszej pracy konstrukcji szczeliny propagują w głąb materiału, co w konsekwencji prowadzi do stopniowego osłabienia przekroju i ostatecznie do destrukcji elementu. Jednym problemem takim jest pojawienie się w tarczy turbiny lub sprężarki skutki mogły być poważne, szczególnie dla pasażerów, personelu lub załogi samolotu ze względu na ogromną energię rozpadających się części (rys. 1). Producenci silników ciągle pracują nad doskonaleniem tych niewrażliwych elementów silnika (turbina, sprężarka) aby podobne wypadki zdarzały się jak najrzadziej.

Rezultaty analiz statycznych, zmęczeniowych oraz uszkodzeń komponentów turbiny silnika lotniczego były szeroko opisywane w literaturze. Zhuang w pracy [16] opisuje badania poświęcone analizie prędkości propagacji szczeliny w dysku turbiny w warunkach testu wirowania (tzw. *spin rig test*). Problem numerycznej analizy naprężeń turbin silników lotniczych jest także opisywany w pracach autorstwa: Bhaumika [3], Chana [4], Masataki [7], Meguida [8], Papanikosa i in. [12] oraz Zbojńskiego [15]. Jednym z interesujących prac dotyczących analizy uszkodzeń silników napędzających samoloty MD-88, DC-10 i B-737 jest artykuł autorstwa McEvily'ego [6]. Rezultaty analizy naprężeń i odkształceń powstających w tarczy turbiny i łożysce poddanej działaniu zwiększonej prędkości obrotowej wirnika znalazły się na także w pracach [13, 14].

W tej pracy uwaga poświęcona jest numerycznej analizie zjawisk zmęczeniowych występujących w turbinie silnika lotniczego poddanej działaniu obciążeń zmiennych w czasie.

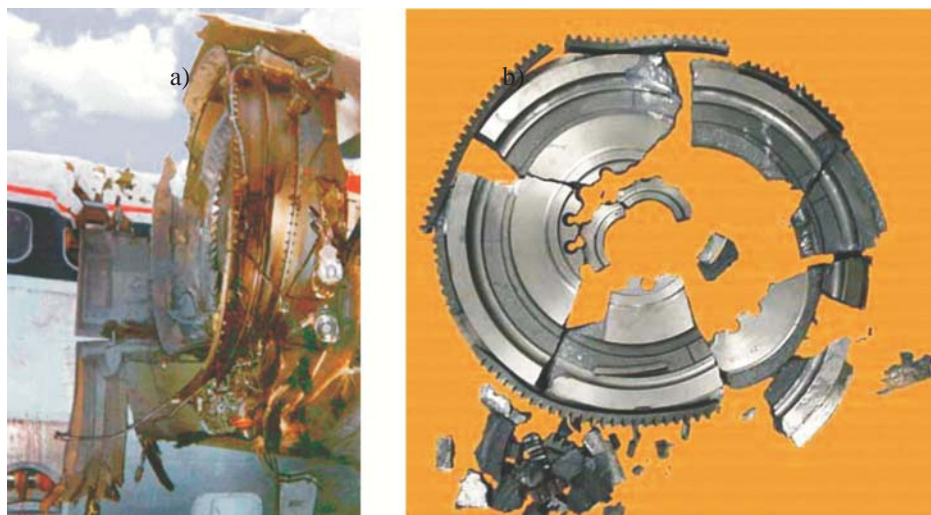
2. Model numeryczny turbiny

Parametryczny model geometryczny segmentu turbiny składający się z dysku i łożyska wykonano w programie MSC-Patran 2004 [9]. Ze względu na obecność cyklicznej symetrii w pracy analizowano jedynie wycinek tarczy z jednym łożyskiem stanowiący 1/78 części turbiny.

Model dyskretny tarczy przedstawiony na rysunku 2

very dangerous to passengers, personnel and surrounding equipment (Fig. 1) and must always be avoided.

The results of stress, fatigue and failure analysis of turbine components were widely described in literature. Of interest to study is work of Zhuang [16], in which the author described the investigation concerned with the crack growth analysis of turbine disc under spin rig condition. The problem of numerical evaluation of stress state of disc and blade subjected to the engine thermomechanical conditions is described by Chan et al. [4], Masataka [7], Meguid et al. [8], Papanikos et al. [12] and Zbojnski [15]. Of interest to study is also work written by McEvily [6], in which the author



Rys. 1. Obudowa silnika i kadłub samolotu uszkodzone podczas awarii silnika (a); widok uszkodzonej tarczy turbiny po rozerwaniu (b) [17]

Fig. 1. The engine casing and the fuselage of the aircraft damaged by disc fragments after the catastrophic failure (a) and the view of the turbine disc after burst (b) [17]

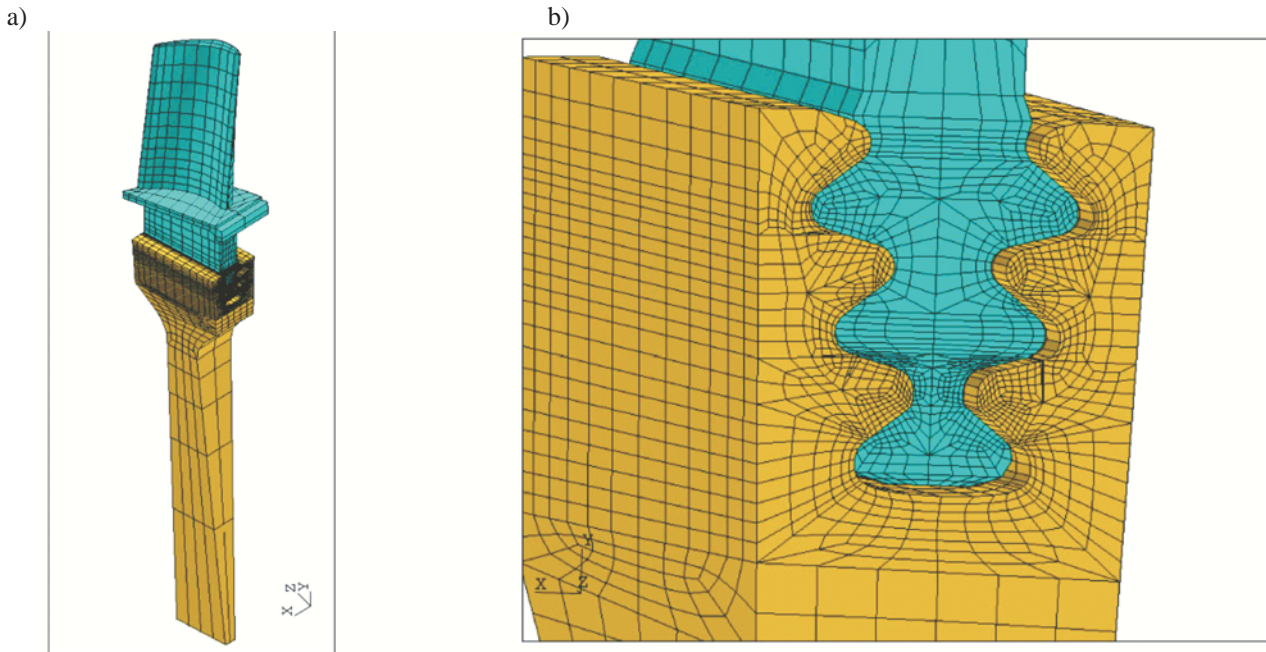
analyzed the failures of engines, used to power the MD-88, DC-10 and B-737 planes. Hou [5] described the experimental and numerical investigation of phenomenon occurring in the fatigue fracture of turbine blades. The problem of fatigue fracture of the turbine components was also described by Bhaumik [3] and Park et al. [11]. Results of the finite element (FE) stress analysis of the turbine subjected to the spin rig test condition was described by Witek [13]. In this work the stress distribution for turbine working with excessive rotational speed was investigated. The failure analysis of the turbine disc was also analyzed in paper [14].

In this study, the attention is mainly devoted to the numerical fatigue life (S-N) analysis of the turbine components, subjected to the operational LCF conditions.

2. Finite element model of the turbine segment

The parametric geometry model of 1/78 turbine segment (consisted of the disc and the blade) was made, using the MSC-Patran 2004 program [9]. The cyclic symmetry option with automatically defined appropriate boundary conditions, enabled to model only small part of disc with one blade.

The FE model of disc presented in Fig. 2 consists of



Rys. 2. Model dyskretny fragmentu tarczy oraz łopaty (a); kształt siatki elementów skończonych w strefie kontaktu tarczy i łopaty (tzw. pościwienie jodełkowe) (b)

Fig. 2. Finite element model of the disc segment and the blade (a); the mesh seed in the vicinity of the fir-tree slots of turbine (connection between disc and blade) (b)

składa się z 11326 węzłów oraz 10348 elementów. Model łopaty złożony jest z 10468 węzłów oraz 8876 elementów skończonych. W budowie modelu wykorzystano elementy skończone heksagonalne typu HEX-8 z liniowymi funkcjami kształtu [9]. Do zamodelowania mechanicznego oddziaływania siadujących powierzchni pomiędzy tarczą a łopatką wykorzystano kontakt typu *master slave* [1]. Współczynnik tarcia suchego przyjęto równy 0,1.

3. Obciążenia, warunki brzegowe oraz własności materiałowe zdefiniowane dla modelu dyskretnego turbiny

Wirujące elementy silnika turbinowego poddane są równoczesnym działaniu wielu obciążeń, spośród których wyróżnić można: siły bezwładności (min. odśrodkowe), siły aerodynamiczne oraz obciążenia termiczne wynikające z nierównomiernego rozkładu temperatur. Siły aerodynamiczne powstają w wyniku oddziaływania gorących gazów na powierzchnie łopatek i tarczy. Siła odśrodkowa, która w maszynach wirnikowych jest dominującym obciążeniem powstaje w wyniku wirowania tarczy i łopatki z dużą prędkością obrotową.

Siła odśrodkowa została zdefiniowana poprzez zadanie właściwej prędkości obrotowej turbiny oraz wskazanie osi obrotu. Program ABAQUS [1] wylicza w trakcie analizy siły bezwładności poszczególnych elementów skończonych modelu. W prezentowanej pracy zadano prędkość obrotową turbiny równą 14 000 obr/min, co odpowiada maksymalnej prędkości obrotowej silnika w warunkach startowych. Siły aerodynamiczne nie stanowią znaczących obciążeń (w porównaniu do sił bezwładności). Siły te zdefiniowano w spo-

11326 nodes and 10348 first-order, HEX-8 elements. The model of the blade consists of 10468 nodes and 8876 first-order HEX-8 elements.

To modeling the mechanical interface of adjacent surfaces of the disc and blade, the “master-slave” type of contact [1] with friction coefficient of 0.1 was defined.

3. Loads, boundary conditions and material properties for FE model of turbine

A rotating hot section component in a turbine engine is in general subjected to a combination of surface (aerodynamic) loads, centrifugal loads and the thermal loads. The surface loads are associated with aerodynamic forces, resulting mainly from impingement of hot gases on the surfaces of blades. The centrifugal loads arising from the mass of the rotated disc and blades are usually the most critical loads acting on a turbine disc. This load was determined through finite element calculation after defining the axis of symmetry, the rotational speed and the disc and blade material density. In presented here analysis, the operational turbine speed of 14,000 rpm (rotation per minute) was applied.

The aerodynamic forces were modeled in the simplified procedure as two vectors of 100 N, imposed to the concave surface of blade.

The turbine disc investigated here is manufactured out of Waspalloy material. This alloy is a precipitation-hardened nickel-base Superalloy with good strength, ductility, and fracture toughness over a temperature range of -150 to 650°C . These properties along with good weldability and formability account for its wide use in aerospace applications. The yield point of Waspalloy is 1250 MPa, while the

sób uproszczony definiując dwa wektory siły skupione o wartości 100 N przyłożone w środkowej części łopaty.

Obciążenie termiczne turbiny stanowi niejednorodne pole temperatury. Maksymalna wartość temperatury (ok. 800°C) zdefiniowana była w wierzchołkowej i środkowej części łopaty. W 1/3 długości łopaty licząc od podstawy temperatura zmienia się liniowo od wartości 800°C do 550°C. W tarczy temperatura zmienia się liniowo od 500°C na brzegu do 150°C w osi obrotu.

Dysk turbiny wykonany jest ze stopu Waspalloy. Stop ten jest utwardzaniem wydzieleniowo stopem niklu typu Superalloy. Posiada on dużą wytrzymałość oraz odporność na pękanie i zmęczenie w zakresie temperatur od -150 do 650°C [2]. Właściwości mechaniczne z dobrego spawalności powodują, że stop ten jest szeroko stosowany w przemyśle lotniczym na wysoko obciążone elementy pracujące w wysokich temperaturach. Granica plastyczności stopu Waspalloy wynosi 1250 MPa, a granica wytrzymałości 1400 MPa.

Łopaty wykonane są ze stopu Inconel-718 (Inc-718). Stop ten jest także utwardzaniem wydzieleniowo stopem niklu typu Superalloy z nieco wyższą niż Waspalloy odpornością na działanie wysokich temperatur.

W prezentowanej pracy wykorzystano model materiału liniowo-sprężysty ze względu na brak obecności w łopacie i dysku naprężeń przekraczających granicę plastyczności.

4. Wyniki wstępnej analizy naprężeń

W analizie naprężeń turbiny wykorzystano program ABAQUS v. 6.4. W obliczeniach stosowano nieliniową procedurę Newtona-Raphsona. Do opisu pól naprężeń zastosowano jednostkę Megapascal (MPa).

Na rysunku 3 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych i maksymalnych głównych (s_1) dla segmentu turbiny obracającej się z prędkością 14 000 obr/min. Strefa maksymalnych naprężeń zredukowanych (1150 MPa) oraz głównych (1212 MPa) dla startowych warunków pracy sil-

UTS (ultimate tensile strength) – 1400 MPa.

The blades for the second stage turbine are manufactured out of Inconel 718 material. This alloy is the precipitation-hardened nickel base Superalloy, with higher than Waspalloy, ultimate tensile strength and yield stress in high temperature. The analysis, presented in this paper was performed for elastic disc and blade materials.

4. Results of a preliminary finite element stress analysis

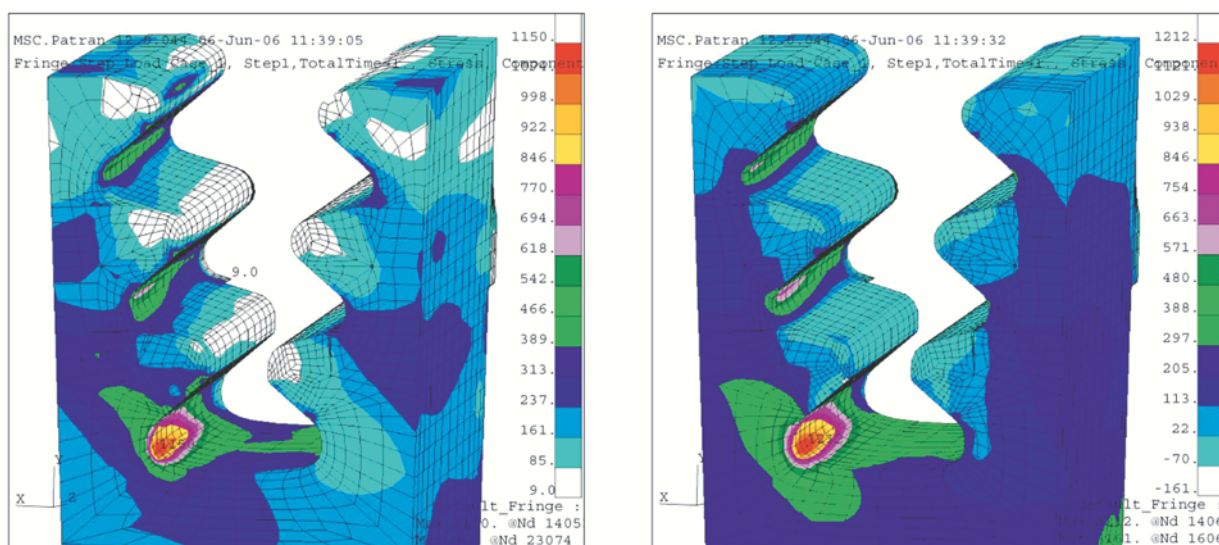
The ABAQUS v. 6.4 solver was used for stress analysis of the turbine segment. In calculation, reported here, the nonlinear Newton-Raphson method was applied [1]. For all results the Megapascal units (MPa) was used to describe the fields of stresses.

Figure 3 presents both the von Mises and the maximum principal stress distribution of turbine segment for operational conditions. As seen from these figures, the area of the maximum Von Mises stress (1150 MPa) and maximum principal stress (1212 MPa) for the speed of 14,000 rpm is located on the corner of 3-rd lower fir-tree slot of disc. The second result (Fig. 3b) is particularly interesting from the point of view of the fatigue strength because just the tensile circumferential stresses contribute the most to the appearing of fatigue cracks and next to damaging of the element.

A considerably lower value of stress (1017-1045 MPa) in the region of fir-tree slots of blade can be observed in Fig. 4. The remain zones of blade are not as high loaded as the serration region. The stresses on the top part of blade surfaces (Fig. 4b) are much lower (139-219 MPa).

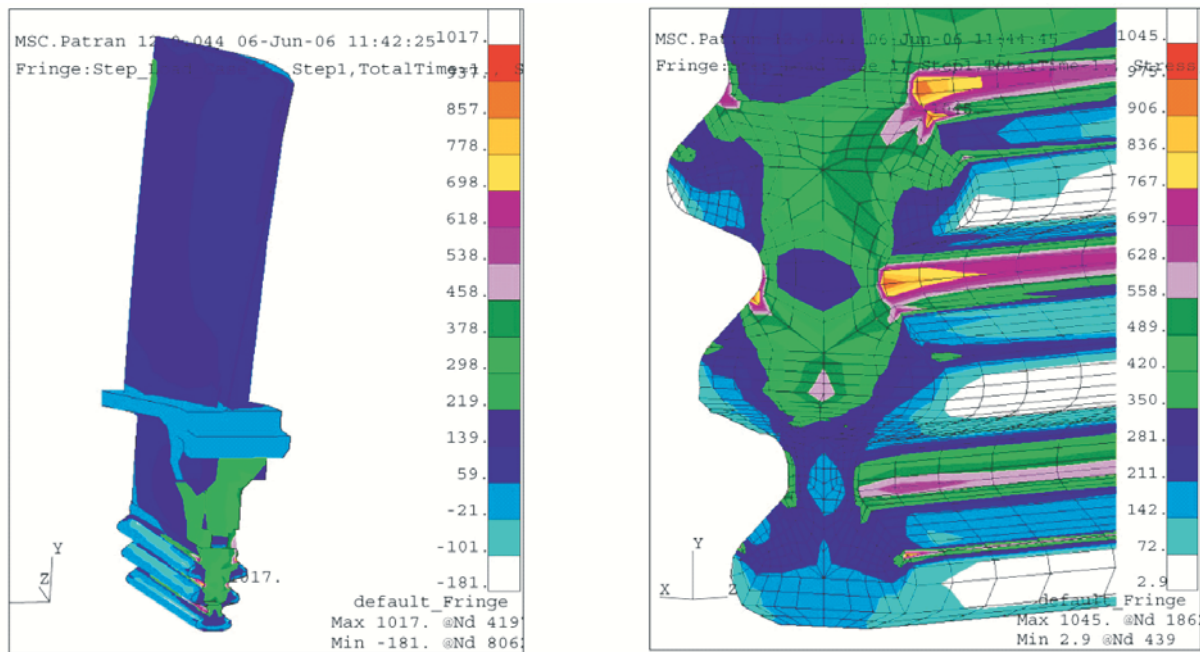
5. Numerical fatigue life analysis

To estimate the fatigue durability of the turbine, the program MSC Fatigue ver. 2004 was used. This program enables to perform two main kinds of analyses: the total fatigue life (S-N) and the crack initiation (ϵ -N), for



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego (a) oraz rozkład naprężeń maksymalnych głównych (s_1) (b) dla strefy pościżenia jodejkowego tarczy turbiny obracającej się z prędkością 14 000 obr/min

Fig. 3. Von Mises (a) and maximum principal (b) stress distribution in the vicinity of the serration area of disc for speed of 14,000 rpm



Rys. 4. Rozkład naprężeń maksymalnych głównych (s_1) (a) oraz zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego (b) dla łopatkii obracającej się z prędkości 14000 obr/min

Fig. 4. Maximum principal (a) and von Mises (b) stress distribution of the blade for speed of 14,000 rpm

nika położona jest wokół trzeciego dolnego rowka pości czenia jodeżkowego. Wynik pokazany na rysunku 3b jest szczególnie interesujący z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej ze względu na to, że możemy tu zidentyfikować naprężenia rozciągające, które są główną przyczyną powstawania szczelin zmęczeniowych oraz uszkodzeń elementów maszyn.

Nieco niższe maksymalne wartości naprężeń (w porównaniu do tarczy) występują w strefie pości czenia jodeżkowego łopatkii i wynoszą około 1017-1045 MPa (rys. 4). Pozostałe części łopatkii są o wiele mniej wytężone. W górnej strefie (profilowej) naprężenia osi gaj wartości 139-219 MPa.

5. Numeryczna analiza trwałości zmęczeniowej

W celu oszacowania trwałości zmęczeniowej turbiny wykorzystano program MSC-Fatigue 2004. Program ten umożliwia prowadzenie dwóch podstawowych typów analiz zmęczeniowych dla dowolnej geometrii elementu zdefiniowanej przez użytkownika: tzw. analizy S-N określającej liczbę cykli zmian obciążenia potrzebną do zniszczenia konstrukcji oraz analizę ϵ -N (liczba cykli potrzebna do zainicjowania szczeliny) [10]. Program Fatigue wykorzystuje w obliczeniach wartości naprężeń maksymalnych głównych (s_1) wyznaczone wcześniej w analizie statycznej. Dodatkowo muszą zostać zdefiniowane zmęczeniowe własności materiałowe oraz historia obciążenia zmiennego w czasie. Jako wynik analizy S-N uzyskuje się liczbę cykli (lub po odpowiednim przeskalowaniu liczbę godzin pracy silnika) odpowiadającą całkowitemu zniszczeniu konstrukcji.

Historia obciążenia zmiennego przedstawiona na rysunku 5 została zdefiniowana na bazie uproszczonego spektrum obciążenia odpowiadającego 1 godzinnej pracy silnika.

non-limited geometry defined by user [10]. Program Fatigue needs as an based data the results obtained from the static (linear or nonlinear) analysis. Mostly it is file, which contains a maximum principal stress values for all nodes of the numerical model. Moreover it must be defined a load time history and also the fatigue properties of material, based on the results of experimental standard S-N or ϵ -N fatigue tests. As a result of the S-N analysis, the number of cycles or after scaling – the number of engine hours operation to the damage of structure can be obtained.

The load time history for the turbine engine, presented in Fig. 5 was defined on the base of the simplified spectrum, which is equivalent to the work of engine for 1-hours operating flight. The value of 100% on the vertical axis is equivalent to the maximum turbine speed of rotation (14,000 rpm). During the analysis program Fatigue uses the procedures of "rain flow counting" and "linear damage summation" [10] to transpose of the non-symmetric time history with different levels of loads on the results of experimental standard tests performed for constant amplitude of load. In the S-N analysis presented here, the correction of mean stress according to Goodman theory additionally was applied.

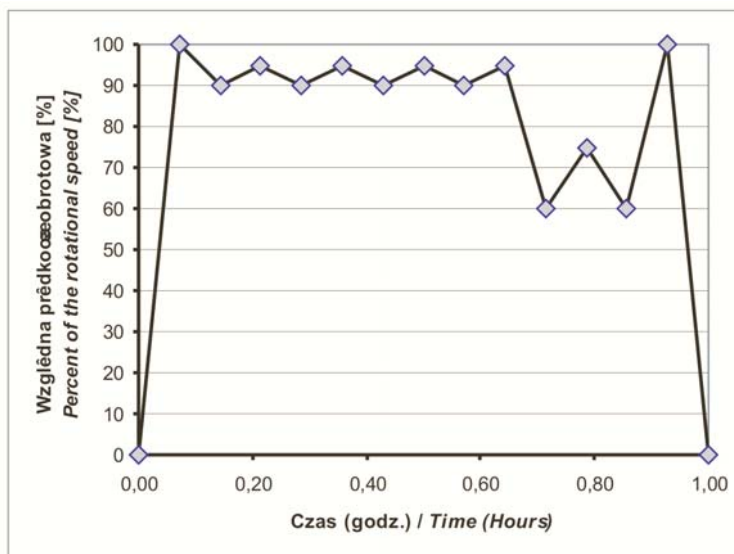
Results of the S-N analysis (zones of the FE model with determination of total fatigue life) are presented in Fig. 6. The minimum fatigue life of $10^{4.20} = 15,848$ hours of engine operation was estimated for the disc (Fig. 6a) and $10^{5.44} = 27,542$ hours for the fir-tree region of blade (Fig. 6b). Location of the most fatigue-critical zone overlaps to the area, where the maximum value of maximum principal and von Mises stress were occurred (Fig. 3 and 4).

Conclusions

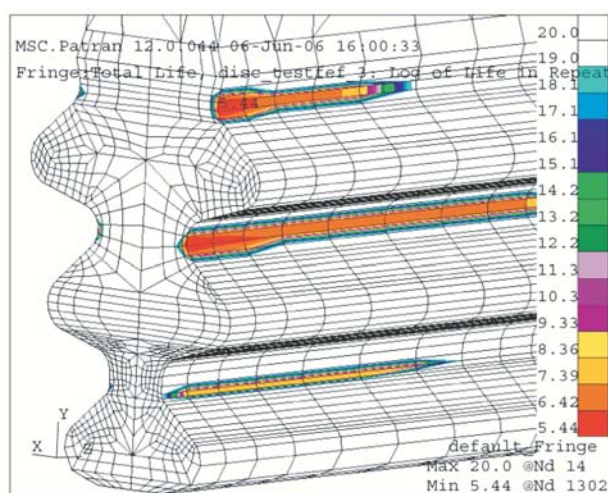
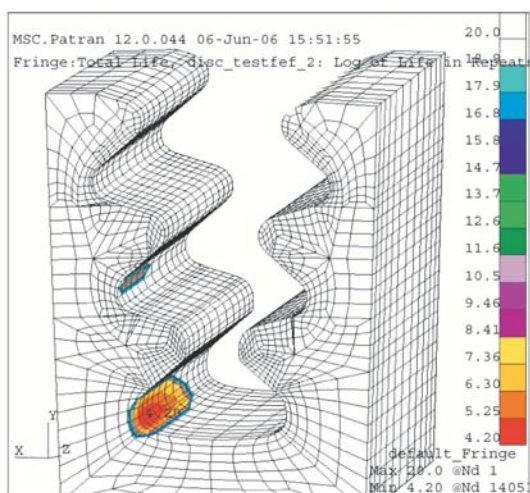
This paper presents results of the numerical fatigue cal-

Wartoœæ 100% okreœlona na osi pionowej odpowiada maksymalnej prêdkoœci obrotowej silnika w czasie startu równej 14000 obr/min. W trakcie analizy program wykorzystuje procedury zliczania cykli obci³enia oraz liniowej kumulacji uszkodzeñ [10]. Operacje te wykonywane s¹ po to, aby z niesymetrycznej historii obci³enia (rys. 5) wyodrêbniæ pojedyncze cykle o sta³ej amplitudzie. Nale¿y zwróciæ uwagê na fakt, ¿e sta³e materia³owe wykorzystywane w analizach zmêczeniowych wyznacza siê najczêœciej w oparciu o wyniki standardowych testów laboratoryjnych prowadzonych dla próbek cyklicznie zginanych obci³eniem o sta³ej amplitudzie. W prezentowanej analizie uwzglêdniono dodatkowo korekcjê naprê¿eñ œrednich wg teorii Goodmana.

Wyniki analizy zmêczeniowej S-N prezentowane s¹ na rysunku 6. Wyniki przedstawiaj¹ trwa³oœæ zmêczeniow¹ poszczególnych stref modelu i opisane s¹ w formie wyk³adniczej. Minimalna trwa³oœæ zmêczeniowa równa $10^{4.20} = 15\ 848$ h



Rys. 5. Uproszczona historia obci³enia odpowiadaj¹ca godzinnej pracy silnika
 Fig. 5. Simplified load spectrum of turbine for 1-hours of engine operation



Rys. 6. Wyniki analizy zmêczeniowej S-N (trwa³oœæ zmêczeniowa poszczególnych stref modelu opisana jest w formie wyk³adniczej); minimalna trwa³oœæ zmêczeniowa dysku równa jest $10^{4.20}$ zacz³opatk¹ $10^{5.44}$ h pracy silnika

Fig. 6. Results of the S-N analysis (zones of the FE model with determination of total fatigue life). Minimum life is estimated for disc ($10^{4.20}$ hours of engine operation (a)) and for fir-tree region of blade ($10^{5.44}$ hours (b))

pracy silnika zosta³a oszacowana dla tarczy turbiny (rys. 6a). Trwa³oœæ œopatk¹ oszacowana zosta³a na poziomie $10^{5.44} = 27\ 542$ h (rys 6b). Lokalizacja strefy krytycznej pod wzglêdem zmêczeniowym pokrywa siê z miejscem wystêpowania najwiêkszych naprê¿eñ (por. rys. 3 i 4).

Wnioski

Praca przedstawia wyniki numerycznej analizy trwa³oœci zmêczeniowej turbiny silnika lotniczego pracuj¹cego w warunkach zmêczenia niskocyklowego. Takie warunki pracy silnika zwi¹zane s¹ z okresow¹ zmian¹ prêdkoœci obrotowej turbiny w zale¿noœci od fazy lotu samolotu. Wraz ze zmian¹ prêdkoœci wirnika naprê¿enia w turbinie zmieniaj¹

culation of turbine segment subjected to the low cycle fatigue. These condition are concerned with accelerating and decelerating of the engine turbine during the flight. To solve the problem, the finite element analysis of complex geometrical model of disc and blade with many nonlinearities as contact and plasticity was carried out. In this preliminary analysis the stress contours of turbine subjected to operational speed was created. The results obtained from the non-linear static calculation were next used into the numerical fatigue life (S-N) analysis. In this analysis the load time history additionally was assumed. In results, the minimum fatigue life for the critical components were estimated.

The critical areas of turbine (from the point of view of

się w sposób cykliczny, co powoduje przyspieszone (zmęczeniowe) zużycie elementów. Do rozwiązania problemu wykorzystano metodę elementów skończonych. Analiza statyczna skomplikowanego modelu numerycznego fragmentu turbiny pozwoliła na wyznaczenie rozkładu naprężeń, wykorzystanego w dalszych obliczeniach zmęczeniowych. W analizie żywotności dla założonego spektrum obciążenia wyznaczono minimalną trwałość zmęczeniową elementów turbiny silnika.

Krytyczną strefą w analizowanej turbinie z punktu widzenia trwałości statycznej i zmęczeniowej jest powierzchnia połączenia jodekowego stosowanego do mechanicznego zespolenia tarczy i łopatk. W przypadku dysku strefą o najmniejszej trwałości zmęczeniowej jest fragment trzeciego rowka połączenia. Niewrażliwą częścią łopatk jest pierwszy slot połączenia jodekowego. W miejscach tych należy spodziewać się powstania pierwszych szczelin zmęczeniowych. Informacja ta ma duże znaczenie praktyczne dla personelu naziemnego. Wyszczególnione krytyczne strefy turbiny powinny być szczególnie sprawdzane w czasie okresowych przeglądów silnika. Niezauważona niewielka szczelina zmęczeniowa w turbinie poddanej zmiennym obciążeniom o dużej amplitudzie może w szybkim tempie propagować aż do osignięcia krytycznego wymiaru, przy którym nastąpi uszkodzenie elementu.

the static and fatigue strength) are located on the corner of 3-rd lower fir-tree slot of disc and on the first slot of blade. For this regions both the maximum stress and the minimum fatigue life zone were observed. This indicated zones should be regularly in detail inspected in the phase of visual inspection of turbine because of probability of the fatigue crack initiation. Obtained results and their interpretation presented in this study contribute to better understanding of the fatigue phenomena occurring in the jet engine subjected to the permanent fluctuation of load.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] ABAQUS User's Manual, ver. 6.4, Abaqus Inc., 2003.
- [2] Aerospace Structural Metals Handbook. CRDA/Purdue University, 37-th Edition, Vol. 5, 2004.
- [3] Bhaumik S.K.: Failure of turbine rotor blisk of an aircraft engine. Engineering Failure Analysis, Vol. 9. P. 287-301, 2002.
- [4] Chan S.K., Tuba I. S.: A finite element method for contact problems of solid bodies – Part II: applications to turbine blade fastenings. International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 13, p. 627-639, 1971.
- [5] Hou J., Wicks B.J. Antoniou R.A.: An investigations of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis. Engineering Failure Analysis, Vol. 9, p. 201-211, 2002.
- [6] McEvily A. J.: Failures in inspection procedures: case studies. Engineering Failure Analysis, Vol. 11, p. 167-176, 2004.
- [7] Masataka M.: Root and groove contact analysis for steam turbine blades. Japan Society of Mechanical Engineering International Journal, Vol. 35, No. 4, p. 508-514, 1992.
- [8] Meguid S.A., Kanth P. S., Czekański A.: Finite element analysis of fir-tree region in turbine discs. Finite Element in Analysis and Design, Vol. 35, p. 305-317, 2000.
- [9] MSC-PATRAN User's Manual, ver. 2004. MSC Corporation, Los Angeles 2004.
- [10] MSC-FATIGUE User's Manual, ver. 2004. MSC Corporation, Los Angeles 2004.
- [11] Park M., Hwang Y., Choi Y., Kim T.: Analysis of a J69-T-25 engine turbine blade fracture. Engineering Failure Analysis, Vol. 9, p. 593-601, 2002.
- [12] Papanikos P., Meguid S.A., Stjepanovic Z.: Three-dimensional nonlinear finite element analysis of dovetail joints in aero-engine discs. Finite Element in Analysis and Design, Vol. 29, p. 173-186, 1998.
- [13] Witek L.: Stress analysis of the turbine components under spin rig thermomechanical condition. Aviation, Vol. VIII, No 4, 2004.
- [14] Witek L.: Failure analysis of turbine disc of an aero engine. Engineering Failure Analysis, Vol. 13, Issue: 1, p. 9-17, Elsevier Science, 2006.
- [15] Zboinski G.: Physical and geometrical non-linearities in contact problems of elastic turbine blade attachments. Journal of Mechanical Engineering Sciences, Vol. 209, No. 4, p. 273-286, 1995.
- [16] Zhuang W.Z.: Prediction of crack growth from bolt holes in a disc. International Journal of Fatigue, Vol. 22, p. 241-250, 2000.
- [17] www.testdevices.com

Dr inż. Lucjan Witek, adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej, Katedra Samolotów i Silników Lotniczych.

Mr. Lucjan Witek, PhD. MEng. Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology, Chair of Aircraft and Aircraft Engines.

