

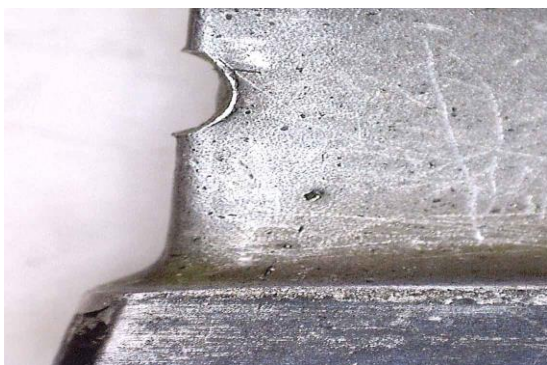
BADANIA ZMĘCZENIOWE ŁOPATKI SPRĘŻARKI Z DEFECTAMI MECHANICZNYMI

Streszczenie

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki numerycznej oraz eksperymentalnej analizy zmęczeniowej łopatki sprężarki silnika lotniczego z defektem, powstałym w wyniku obróbki ubytkowej. Głównym celem pracy jest eksperymentalne określenie liczby cykli obciążenia niezbędnej do inicjacji szczeliny oraz trwałości zmęczeniowej łopatki poddanej działaniu drgań rezonansowych. W ramach realizacji badań doświadczalnych określono liczbę cykli obciążenia niezbędna do inicjacji szczeliny zmęczeniowej oraz trwałość zmęczeniową badanej łopatki. W kolejnej części pracy opisano budowę modelu numerycznego łopatki oraz określono wartości naprężeń zredukowanych dla amplitudy drgań $A=1,8$ [mm]. W ramach analiz numerycznych oszacowano stałe zmęczeniowe niezbędne do analizy ε -N opartej o model Mansona-Coffina-Basquina.

WSTĘP

Łopatki pierwszych stopni sprężarki silników lotniczych narażone są na uszkodzenia mechaniczne, powstające w wyniku kolizji z obiektami zassanymi do wlotu silnika. W wyniku zderzenia obracającej się łopatki z obiektem o dużej twardości i ostrych krawędziach, na krawędzi natarcia i spływu łopatki mogą powstawać karby z wyrwaniem materiału, z niewielkim udziałem odkształceń plastycznych (Rys. 1). Taki rodzaj defektu (w łopatkę poddanej działaniu drgań rezonansowych) powoduje koncentrację naprężeń na wierzchołku karbu, co znacząco obniża trwałość eksploatacyjną łopatek.



Rys. 1. Widok defektu eksploatacyjnego powstałego w wyniku kolizji łopatki z twardym obiektem zassanym do wlotu silnika

Trwałość zmęczeniowa [2,4,7,8,12-15], wykrywanie uszkodzeń [3] jak i ich ocena była tematem wielu prac badawczych oraz doktorskich. Dużą rolę w wykrywaniu uszkodzeń (mikropęknięć) i ocenie wpływu uszkodzeń odegrały prace Szczepanika [9-11]. W swojej rozprawie doktorskiej skupił się nad wpływem rodzajów elementów zasysanych do silnika, na geometrię uszkodzeń powstających na krawędzi natarcia łopatek. Ponadto jego badania nad systemem pomiaru drgań łopatek w trakcie pracy silnika pozwoliły na otrzymanie charakterystyk wibracyjnych w trakcie eksploatacji. Z kolei ich weryfikacja numeryczna pozwala na wykrywanie uszkodzeń w łopatkach i obserwacja występowania drgań rezonansowych. Warte uwagi jest również praca Witosia [16]. W swoich badaniach skupia się on nad wykrywaniem uszkodzeń w łopatkach sprężarek.

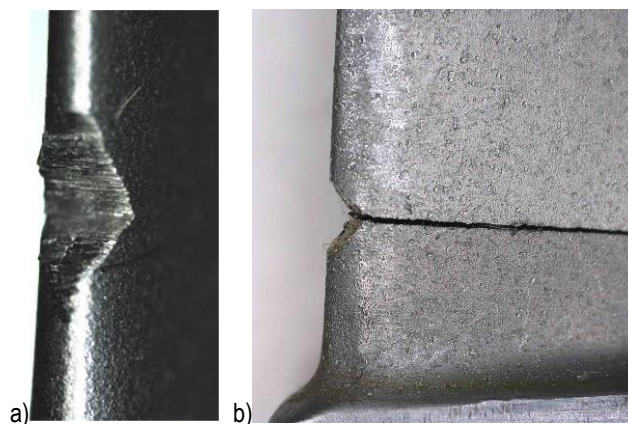
Celem niniejszej pracy jest eksperymentalne oraz numeryczne określenie trwałości zmęczeniowej łopatki sprężarki z defektami poddanej działaniu drgań rezonansowych. Dodatkowym celem jest

weryfikacja kilku metod szacowania stałych zmęczeniowych wykorzystywanych w analizach ε -N [5,6,8,14].

Opracowanie metodyki doboru odpowiedniej metody określania stałych zmęczeniowych jest przydatne z naukowego i praktycznego punktu widzenia.

1. BADANIA EKSPERYMENTALNE

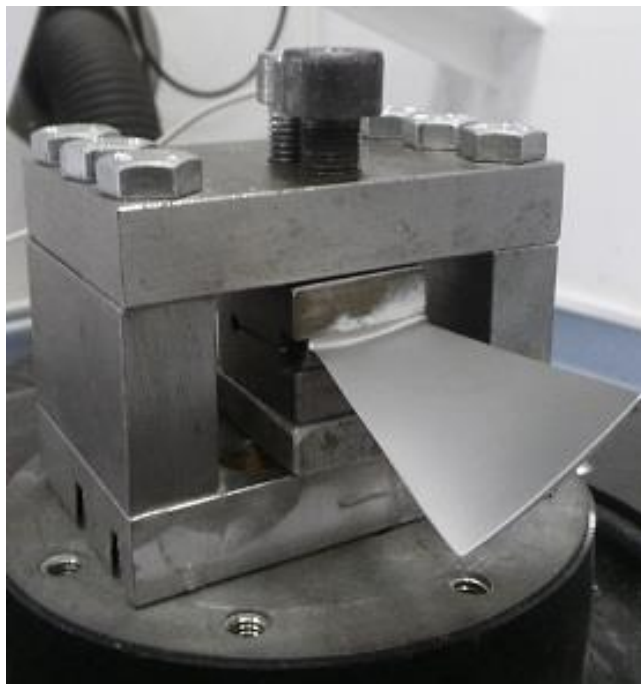
Objektem badań jest łopatka pierwszego stopnia sprężarki silnika śmigłowego PZL 10W. Silnik ten jest wykorzystywany do napędu śmigłowca W3-Sokół. Łopatka wykonana jest ze stali stopowej EI-961 o następującym składzie chemicznym [17]: 0,1-0,16 C, 10,5-12,5 Cr, 0,35-0,5 Mo, 1,5-1,8 Ni, 0,18-0,3 V, 1,5-2 W. Łopatka nie zawierająca uszkodzeń eksploatacyjnych, została wstępnie uszkodzona poprzez wycięcie karbu typu V. Karby wykonano na krawędzi natarcia metodą obróbki ubytkowej. Karb zlokalizowany był w odległości 3 [mm] od stopki łopatki (Rys. 2a). W trakcie badań, łopatka została poddana działaniu drgań rezonansowych o amplitudzie równej 1,8 [mm]. Badania przeprowadzono w Laboratorium Dynamiki Maszyn Wirnikowych Politechniki Rzeszowskiej. Drgania były generowane za pomocą wzbudnika drgań Unholtz-Dickie TA250 (Rys. 3). Do pomiaru amplitudy drgań wykorzystano wibrometr laserowy Polytec PSV-H400S.



Rys. 2. Widok karbu (a) oraz szczeliny (b) propagującej od wierzchołka karbu wytworzonego za pomocą obróbki ubytkowej

Pierwsza część badań zmęczeniowych prowadzona była do momentu zaobserwowania spadku częstotliwości rezonansowej o ok. 3 Hz. Spadek taki utożsamiany jest z inicjacją szczeliny o długo-

ści około 2-3 [mm]. W oparciu o czas trwania próby oraz aktualną częstotliwość rezonansową oszacowano ilość cykli obciążenia niezbędną do inicjacji szczeliny. Długość szczeliny (Rys. 2b) określono za pomocą mikroskopu optycznego wykorzystując fluorescencyjną metodę defektoskopową.



Rys. 3. Głowica wzbudnika drgań z zamocowaną łopatką sprężarki

Najważniejszym wynikiem uzyskanym w trakcie badań eksperymentalnych jest liczba cykli obciążenia niezbędna do inicjacji pęknięcia (N_{in}) oraz ogólnej liczby cykli do zniszczenia badanego elementu (N_{fi}).

Dla amplitudy drgań równej $A = 1,8$ [mm], liczba cykli obciążenia do zainicjowania pęknięcia zmęczeniowego wyniosła $N_{in} = 1,44 \times 10^5$. Z kolei trwałość zmęczeniowa badanej łopatki wyniosła $N_{fi} = 3,81 \times 10^5$. Uzyskane wyniki zostaną porównane z rezultatami analizy numerycznej.

2. NUMERYCZNA ANALIZA NAPRĘŻEŃ I TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ

Celem analizy numerycznej jest określenie liczby cykli niezbędnej do inicjacji pęknięcia zmęczeniowego w łopatkę sprężarki. Pierwszym krokiem analizy numerycznej była budowa modelu

materiału uwzględniającego stałe zmęczeniowe niezbędne do przeprowadzenia analizy ϵ -N, budowa modelu geometrycznego łopatki, analiza naprężeń oraz analiza zmiernicza do określenia liczby cykli niezbędnej do inicjacji pęknięcia.

Stale materiałowe wykorzystywane w obliczeniach zmęczeniowych zostały określone w oparciu o kilka wybranych metod analitycznych. Metody te, w głównej mierze bazują na własnościach wytrzymałościowych danej stali stopowej (np. wytrzymałość na rozciąganie, moduł Younga, twardość, itp.). Określone stałe zostaną wykorzystane do numerycznego oszacowania liczby cykli niezbędnej do inicjacji szczeliny. Stałe te zostaną wykorzystane do budowy charakterystyki zmęczeniowej danego materiału w oparciu o równanie Mansona-Coffina-Basquina [1,5,6,14] (1):

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (1)$$

gdzie:

$\Delta \epsilon/2$ - całkowita amplituda odkształceń

E - moduł Younga, [MPa]

N_f - liczba cykli obciążenia do zniszczenia

σ_f' - współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej

b - wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej (wykładnik Basquina)

ϵ_f' - współczynnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego

c - wykładnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego

Stale materiałowe: b , c , ϵ_f' oraz σ_f' zostały oszacowane w oparciu o następujące metody (tabela 1): Muralidharan-Manson, Baumel-Seeger oraz Roessle-Fatemi.

W oparciu o metody aproksymacyjne zestawione w tabeli 1 oraz parametry wytrzymałościowe (Twardość 350 HB, $R_m = 1050$ [MPa], $E = 200$ [GPa], przewężenie z próby rozciągania $RA = 0,7$) określono stałe zmęczeniowe stali EI-961. Ich wartości zestawiono w tabeli 2. Powyższe stałe zostały zaimplementowane do modułu Fatigue w oprogramowaniu Ansys Workbench. Na rysunku 5 zaprezentowano charakterystykę ϵ -N stopu EI-961 określoną na podstawie materiałów charakterystyk stałych zmęczeniowych wyznaczonych w oparciu o metodę Muralidharan-Manson. Prosta MM(s) odpowiada amplitudzie odkształceń sprężystych, prosta MM(p) odpowiada amplitudzie odkształceń plastycznych, zaś krzywa MM odpowiada charakterystyce ϵ -N danego materiału.

W oparciu o rysunek wykonawczy łopatki, przygotowano jej model geometryczny. Głębokość karbu typu V wynosi 0,5 [mm]. Zaokrąglenie w okolicy dna karbu wynosi 0,05 [mm]. Model ten został wykorzystany do stworzenia siatki elementów dyskretnych (Rys. 4a). Do uzyskania modelu dyskretnego łopatki wykorzystano w głównej mierze elementy tetraedryczne (TET-10) o kwadratowych

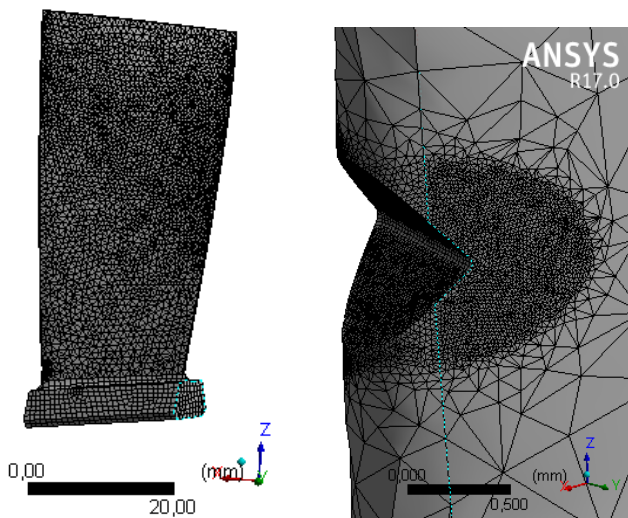
Tab. 1. Zestawienie metod aproksymujących stałe zmęczeniowe do analizy ϵ -N

Nazwa	σ_f'	ϵ_f'	b	c
Muralidharan-Manson (1988)	$0,623 \times E \times \left(\frac{R_m}{E}\right)^{0,832}$	$0,0196 \times \left(\frac{R_m}{E}\right)^{-0,53} \times \left[\ln\left(\frac{1}{1-RA}\right)\right]^{0,155}$	-0,09	-0,56
Baumel-Seeger (1990)	$1,5 \times R_m$	0,59 jeżeli $\frac{R_m}{E} \leq 0003$ lub $0,812 - 74 \times \frac{R_m}{E}$	-0,087	-0,58
Roessle-Fatemi (2000)	$4,25 \times HB + 225 \text{ MPa}$	$[0,32 \times HB^2 - 487 \times HB + 191 \text{ MPa}]/E$	-0,09	-0,56

Tab. 2. Wyznaczone stałe zmęczeniowe stopu EI-961

Nazwa	σ_f'	ϵ_f'	b	c
Muralidharan-Manson (1988)	1580,12	0,3259	-0,09	-0,56
Baumel-Seeger (1990)	1575	0,434	-0,087	-0,58
Roessle-Fatemi (2000)	1712,5	0,2988	-0,09	-0,56

funkcjach kształtu. Model składa się z 50184 elementów oraz 131670 węzłów. W celu zagęszczenia siatki elementów dyskretnych w okolicy dna karbu, narzucono maksymalny rozmiar elementu na poziomie 0,02 [mm] (Rys. 4b).



Rys. 4. Model łopatkı (a) oraz powiększony obszar wokół karbu z zagęszczoną siatką elementów skończonych (b)

W oparciu o przygotowany model dyskretny przeprowadzono analizę harmoniczną, w wyniku której określono pole naprężeń w okolicy karbu, odpowiadające 1 postaci drgań rezonansowych łopatkı. Wartość maksymalnych naprężeń zredukowanych (HMH), dla amplitudy 1,8 [mm] wynosi około 907 [MPa]. Najwyższa wartość naprężeń zlokalizowana jest w okolicy dna karbu (rys. 6). Wartość ta przekracza umową granicę sprężystości ($R_{0,05} = 850$ [MPa]) ale nie przekracza wytrzymałości na rozciąganie stopu EI-961 ($R_m = 1050$ [MPa]).

Ze względu na ograniczenia programu Ansys, wyniki analizy harmonicznęj nie mogą być wczytane jako dane wejściowe do analizy zmęczeniowej. W związku z powyższymi ograniczeniami, przeprowadzono analizę statyczną, w której do węzłów na powierzchni łopatkı przyłożono ciśnienie. W wyniku tego działania uzyskano rozkład naprężeń, odkształceń oraz przemieszczeń zbliżony do wyniku uzyskanego w analizie harmonicznęj. Następnie,

przy użyciu analizy ϵ -N oraz po zdefiniowaniu obciążenia wahadłowego, oszacowano liczbę cykli obciążenia niezbędną do inicjacji szczeliny.

W pracy wykorzystano 3 sposoby szacowania stałych zmęczeniowych (oparte o stałe zaprezentowane w tabeli 1 i 2). W wyniku przeprowadzonych obliczeń określono liczbę cykli obciążenia niezbędną do inicjacji pęknięcia zmęczeniowego (analiza ϵ -N). Zestawienie uzyskanych wyników zostało zaprezentowane w tabeli 3. Najniższą liczbę cykli do inicjacji pęknięcia ($7,5 \times 10^3$) wyznaczono w oparciu o model materiału Muralidharan-Manson. W przypadku modelu materiału Roessle-Fatemi Baumel-Seeger, liczba cykli do inicjacji pęknięcia wynosi ponad $8,6 \times 10^3$. Najwyższą wartość (9×10^3 cykli obciążenia) otrzymano dla modelu materiału wyznaczonego w oparciu metodę Baumel-Seeger. Różnica pomiędzy najmniejszym i największym wynikiem wynosi zaledwie 1,5 tys. cykli. Wartość ta stanowi jednocześnie ponad 15% maksymalnej liczby cykli oszacowanej metodami numerycznymi.

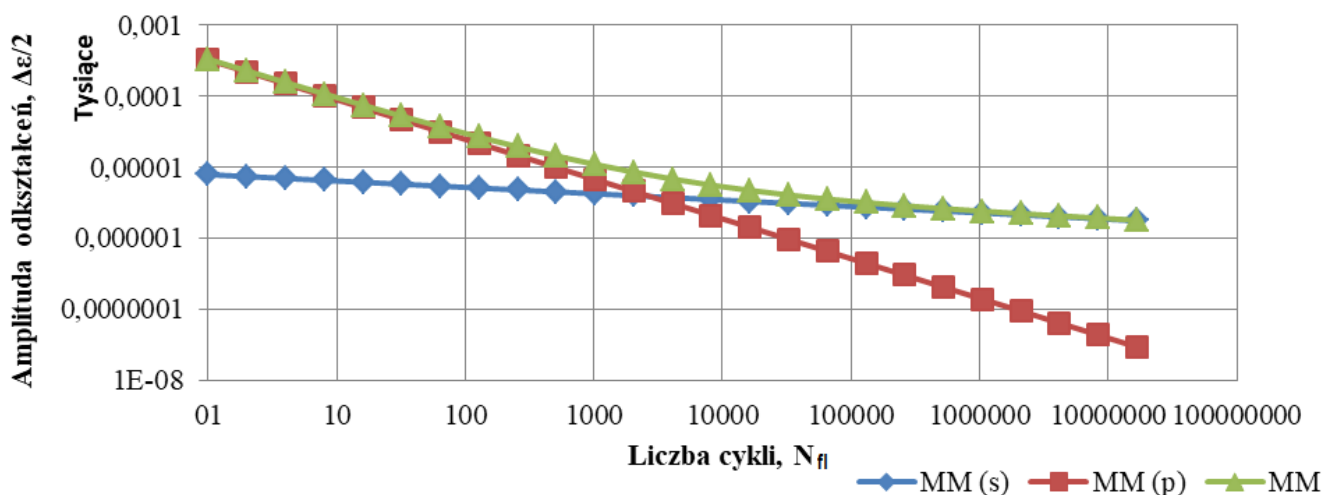
Wszystkie przeprowadzone analizy wykazały najniższą trwałość zmęczeniową strefy położonej w okolicy dna karbu (obszar ten pokrywa się z lokalizacją maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych). Jest to związane z występowaniem w tym miejscu dużych wartości naprężeń rozciągających.

PODSUMOWANIE

Porównując wyniki analiz numerycznych i badań eksperymentalnych, dotyczących liczby cykli obciążenia niezbędnej do inicjacji pęknięcia, przygotowano dodatkowy wiersz w tabeli 3. Przedstawiono w niej procentowy stosunek wyników analizy numerycznej do wyników badań doświadczalnych. Stosunek ten (D) został wyznaczony jako ilorz N_{in} z analizy numerycznej i N_{in} z analizy eksperymentalnej, pomnożone przez 100% (wzór 2).

$$D = \frac{N_{in}(num)}{N_{in}(eks)} * 100\% \quad (2)$$

Wyniki uzyskane w sposób numeryczny są zaledwie niewielką częścią liczby cykli określonej na drodze badań doświadczalnych. W przypadku modelu zbudowanego w oparciu o założenia Muralidharan-Manson, wyniki numeryczne stanowią zaledwie 5,18%



Rys. 5. Wykres ϵ -N stali EI-961 określony na podstawie modelu Muralidharan-Manson

Tab. 3. Wyniki numerycznej analizy ϵ -N (liczba cykli obciążenia niezbędna do inicjacji pęknięcia)

Metoda	Muralidharan-Manson (MM)	Baumel-Seeger (BS)	Roessle-Fatemi (RF)
Wynik analizy numerycznej (cykl wahadłowy) N_{in}	7457	9064	8650
Względny stosunek wyników obliczeń numerycznych oraz badań doświadczalnych, D	5,18%	6,29%	6,01%

wartości liczby cykli obciążenia do inicjacji pęknięcia. Podobny stosunek można zaobserwować w przypadku modelu Baumel-Seeger (6,29%) oraz Roessle-Fatemi (6,01%).

Przyczynami tak dużej rozbieżności w prezentowanych wynikach symulacji numerycznej mogą być:

- Sposób wykrywania liczby cykli niezbędnych do inicjacji pęknięcia w porównywanych metodach. W obliczeniach numerycznych jest to liczba cykli do pojawienia się pęknięcia w materiale łopatki, podczas gdy w badaniach doświadczalnych otrzymywana liczba odpowiada długości szczeliny ok 2-3 mm. Należy zatem w kolejnych badaniach doświadczalnych dokładniej analizować proces inicjacji szczeliny aby wykrywać ją na wcześniejszym stadium rozwoju.
- Modele numeryczne materiału oparte są o charakterystykę liniowo-sprężystą. Wyznaczanie odkształceń plastycznych (biorących udział w inicjacji pęknięcia zmęczeniowego) oparte jest na regule Neubera (która wymaga dwóch dodatkowych zmiennej).
- Metody aproksymujące współczynniki zmęczeniowe materiału są określone uniwersalnymi wzorami. W przyszłości niezbędna byłaby ich weryfikacja doświadczalna.
- Prezentowane metody zakładają stałe wartości wykładnika wytrzymałości zmęczeniowej (b) oraz wykładnika zmęczeniowego odkształcenia plastycznego (c). Wartości te zostały opracowane dla czystej stali węglowej (ferrytycznej) – mogą nie odpowiadać wykładnikom zmęczeniowym dla stali stopowej.
- Analiza numeryczna nie uwzględniła obróbki powierzchniowej, (kulowanie), której poddana została łopatka sprężarki.

WNIOSKI

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych łopatki sprężarki z defektami, pracującej w warunkach drgań rezonansowych. Dodatkowo wykonano obliczenia numeryczne, dotyczące określenia liczby cykli obciążenia niezbędnej do inicjacji szczeliny. Dodatkowo w badaniach eksperymentalnych wyznaczono trwałość zmęczeniową łopatki. W przypadku analiz numerycznych uwzględniono trzy metody służące do wyznaczania stałych zmęczeniowych (Muralidharan-Manson (MM), Baumel-Seeger (BS) oraz Roessle-Fatemi (RF)) niezbędnych do analizy ϵ -N.

W pracy wykazano (w ramach badań doświadczalnych), że w łopatce I-go stopnia sprężarki silnika PZL-10W (z karbem typu V na wysokości 3 [mm] oraz głębokości 0,5 [mm]), poddanej działaniu drgań rezonansowych o amplitudzie $A = 1,8$ [mm], inicjacja pęknię-

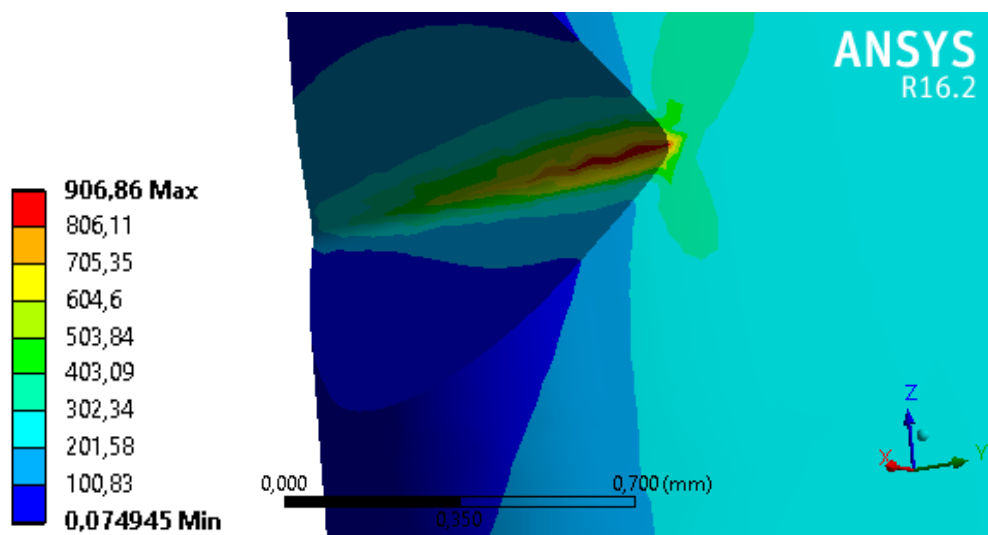
cia następuje po $N_{in} = 1,44 \times 10^5$ cykli obciążenia. Z kolei trwałość zmęczeniowa badanej łopatki wyniosła $N_f = 3,81 \times 10^5$.

W wyniku numerycznej realizacji pracy sformułowało następujące wnioski:

- Naprężenia zredukowane, dla łopatki poddanej działaniu drgań rezonansowych o amplitudzie $A = 1,8$ [mm], wynoszą około 907 [MPa]. Pole największych naprężeń zlokalizowane jest w okolicy dna karbu.
- Istnieje wiele metod aproksymujących stałe zmęczeniowe do analizy ϵ -N. Uzyskiwane stałe mają różne wartości. Badania wykazały, że najbliższe badaniami doświadczalnym są wyniki oparte o model materiału Baumel-Seeger.
- Pomiedzy prezentowanymi wynikami badań numerycznych istnieje rozrzut wyników na poziomie około 10%.
- Prezentowane metody aproksymacji stałych zmęczeniowych, pomimo różnych sposobów wyznaczania wspomnianych stałych, cechują się zadowalającą zbieżnością.
- Istnieje wiele czynników wpływających na dużą rozbieżność w wynikach obliczeń numerycznych oraz badań doświadczalnych. Niezbędne są dalsze prace dążące do zwiększenia dokładności (np.: weryfikacja modelu materiału opartego o regułę Neubera – model Ramberga-Osgooda – z krzywą rozciągania uzyskaną dla rzeczywistej rozciąganej próbki).

BIBLIOGRAFIA

1. Bednarz A., Bąk Ł., Boltynjuk E.: „Wpływ naprężeń wstępnych w okolicy wierzchołka karbu na trwałość zmęczeniową łopatki sprężarki”, TTS 12/2016 Badania, strony: 52-55.
2. Duo P., Nowell D., Schofield J., Layton A., Lawson M.: Predictive Study of Foreign Object Damage (FOD) to Aero Engine Compressor Blades, 10th National Turbine Engine HCF Conference, 2005.
3. Endoh M., Matsuda Y., Matsuki M.: Non-Contact Measurement of Rotating Blade Vibrations, International Gas Turbine Congress, Tokyo, 1983, 953-960.
4. Kermanpur A., Sepehri A., Ziaei-Red S., Naorbakhshnia N., mosaddeghfar M.: Failure Analysis of Ti6Al4V Gas Turbine Compressor Blade, Engineering Failure Analysis 15, 2008, 1052-1064.
5. Meggiolaro M.A., Castro J.T.P, Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions, International Journal of Fatigue 26 (2004), strony: 463-476.
6. Niesłony A., Kurek A., Badania kompatybilności pomiędzy mo-



Rys. 6. Rozkład naprężeń zredukowanych dla łopatki poddanej działaniu drgań rezonansowych o amplitudzie $A = 1,8$ [mm]

- delami Mansona-Coffina-Basquina i Ramberga-Osgooda na podstawie wybranych materiałów konstrukcyjnych, *Mechanika*, Zeszyt 15 (2011), 53-64.
7. Nikhamkin M., Voronov L., Semenova I.: Foreign Object Damage and Fatigue Strength Loss in Compressor Blades, Proceedings of ASME Turbo EXPO 2008, Power for Land, Sea and Air GT2008, June 9-13, 2006, Berlin, Germany, ASME paper GT-2008.
 8. Nowell D., Duo P., Stewart I.: Prediction of Fatigue Performance in Gas Turbine Blades after Foreign Object Damage, *International Journal of Fatigue* 25, 2003, 964-969.
 9. Szczepanik R., Spychała J., Rokicki E., Przysowa R., Pawlak W.: Development of Algorithms for Signal Processing for to Use them for Assessment of Technical Condition Demonstrated by Fluid Flow Machines, *Studies of ITWL*, No. 71/34/2006.
 10. Szczepanik R.: Badanie warunków zasysania zanieczyszczeń mechanicznych z powierzchni lotniska do wlotów silników odrzutowych. Rozprawa doktorska WAT (eng.: Studies on Conditions for Suction of Mechanical Debris from Airfield Surfaces to Intakes of Jet Engines), Warszawa 1978.
 11. Szczepanik R.: Eksperymentalne badania dynamiki łopatek wirnikowych w różnych warunkach eksploatacji, Zeszyt Naukowy Nr 26, ITWL Warszawa 2010 (eng.: Experimental studies of Dynamic Properties Demonstrated by Rotor Blades under Various Operating Conditions, Scientific Journal No. 26, ITWL, Warszaw 2010).
 12. Witek L., Bednarz A., Stachowicz F., Kazarinov N., Smirnov I.: Crack propagation analysis of compressor blade subjected to resonant vibrations, Proceedings of XLIII International Summer School Conference APM 2015, 473 – 481, Sankt Petersburg, 2015.
 13. Witek L., Bednarz A., Stachowicz F.: Fatigue analysis of compressor blade with preliminary defect, *Engineering Failure Analysis*, Volume 58, Part 1, December 2015, 229–237 .
 14. Witek L., Numerical stress and crack initiation analysis of the compressor blades after foreign object damage subjected to high cycle fatigue, *Engineering Failure Analysis* 18 (2011), 2111–2125.
 15. Witek L., Wierzbńska M., Poznańska A.: Fracture Analysis of Compressor Blades of Helicopter Engine, *Engineering Failure Analysis* 2009, 16, 1616-1622.
 16. Witoś M., Szczepanik R.: Turbine Engine Health/Maintenance Status Monitoring with Use of Phase-Discrete method of Blade Vibration Monitoring, *Solid State Phenomena* 2009, Vols 147-149, 530-541.
 17. http://m-s-s.ru/mar/en/e_mat_start.php-name_id=11.htm

PODZIĘKOWANIA

Praca została zrealizowana w ramach projektu DS.ML.17.001 (Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego) oraz projektu PIRSES-GA-2013-610547 (VII Program Ramowy UE: FP7/2007-2013, Marie Curie International Research Staff Exchange).

FATIGUE ANALYSIS OF THE COMPRESSOR BLADE WITH MECHANICAL DEFECTS

Abstract

This paper presents results of numerical and experimental fatigue analysis of a compressor blade with defect created by machining. The main purpose of the study is determination of the number of load cycles to crack initiation and the fatigue life of a blade subjected to resonance vibration. As part of the numerical analysis, the fatigue constants required for the ϵ -N analysis based on the Manson-Coffin-Basquin model were estimated. In next part of the experimental work the blades were damaged by machining. Next the blade blades were subjected to resonant vibration using the Unholtz-Dickie vibration system. During the experimental study the blade amplitude and crack length were monitored. As a result of experimental analysis the number of load cycles for crack initiation and the fatigue life of the examined blade were determined. The numerical and experimental results were finally compared.

Autorzy:

mgr inż. **Arkadiusz Bednarz** – Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Samolotów i Silników Lotniczych, abednarz@prz.edu.pl

dr hab. inż. **Lucjan Witek**, prof. PRz – Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Samolotów i Silników Lotniczych, lwitek@prz.edu.pl

Professor **Yuri V. Petrov**, PhD, DSc., - Saint Petersburg State University, Faculty of Mathematics and Mechanics, St. Petersburg, 198504, Russia, yp@yp1004.spb.edu

Evgeniy Boltynjuk, MSc. – Saint Petersburg State University, Department of Elasticity Theory, St. Petersburg, 198504, Russia, boltynjuk@gmail.com

Nikita A. Kazarinov, PhD. - Saint Petersburg State University, Department of Elasticity Theory, St. Petersburg, 198504, Russia, nkazarinov@gmail.com