

# Termomechaniczne zniszczenie drugiego stopnia w małej turbinie gazowej zasilanej biogazem

Thermomechanical failure of a second rotor stage in small gas turbine of biogas powered

DANIEL SŁAWIŃSKI

DOI 10.36119/15.2020.2.1

Impulsowy tryb pracy oraz zasilanie różnego typu paliwami powodują, nawet w małych turbinach gazowych, częste awarie. W pracy pokazano skutki awarii drugiego stopnia w turbinie gazowej oraz przeanalizowano przyczyny jej powstania. Jako główną przyczynę wskazano nadmierny wzrost temperatury spowodowany zmianą paliwa. Zastosowano nieliniową analizę numeryczną, którą poprzedzono obliczeniami termodynamicznymi turbiny oraz wizualnymi oględzinami skutków awarii. Symulacje wykorzystujące metodę elementów skończonych wykonano na geometrii nieuszkodzonej łopatki przy odwzorowaniu obciążenia w trakcie zasilania paliwem rekomendowanym przez producenta oraz zmienionym. Odwzorowano numerycznie skutki przytarcia łopatki o górne uszczelnienia. Obliczenia termodynamiczne wykazały wzrost temperatury w stopniu o 70K przy zastosowaniu zmienionego paliwa. Przesunięcia końca łopatki wykazały możliwość wystąpienia przytarcia. Wielkość wydłużenia łopatki przy zwiększeniu ciśnienia w stopniu lub wzroście prędkości obrotowej nie stanowi tak dużego zagrożenia, jak wydłużenia spowodowane zwiększeniem temperatury. Dla zachowania długotrwałej i bezpiecznej pracy małej turbiny gazowej warunkiem koniecznym jest ścisłe przestrzeganie wytycznych producenta odnośnie do składu paliwa. Jeżeli w trakcie pracy turbiny gazowej prawdopodobnym jest, że może być ona zasilana różnego typu paliwami, to konstrukcja powinna posiadać odpowiednie zapasy wyężenia oraz tolerancje pasowania.

*Słowa kluczowe: turbina gazowa, łopatka, awaria*

The impulse mode of operation and the supply of various types of fuels cause frequent failures even in the small gas turbines. The paper presents the ravages of second rotor stage failure in a gas turbine. The excessive thermal elongation rise caused by fuel change was indicated as the main cause. We applied nonlinear numerical analysis, preceded by thermodynamic calculations of the turbine and visual inspection of the effects of failure. Simulations were performed on undamaged blade geometry under load resulting from combustion: nominal fuel and the changed fuel. Thermodynamic calculations demonstrated a 70K increase in temperature using the changed fuel. The blade tip displacements demonstrated the possibility of abrasion. The amount of elongation of the blade with increasing pressure or rotation speed does not pose as much danger as the elongations caused by the increase in temperature. To maintain long-term and safe operation of a gas turbine, it is necessary to strictly observe the manufacturer's guidelines regarding fuel composition. If during the operation of a gas turbine it is likely that it can be powered by various types of fuels, then the structure should have adequate effort reserves and working tolerances.

*Keywords: gas turbine, blade, failure*

## Wprowadzenie

Impulsowy tryb pracy zespołów energetycznych podyktowany znaczącym udziałem odnawialnych źródeł energii w rynku mocy oraz wymagania stawiane turbozespołom energetycznym, co do możliwości zasilania w różnego typu paliwa posiadające biokomponenty, są przyczyną występowania częstych awarii. Problem ten, dotyczy całej palety urządzeń energetycznych oraz najbardziej obciążonych elementów znajdujących się wewnątrz. Banaszekiewicz [1] wskazuje tę przyczynę, jako główne źródło pęknięć

pojawiających się w korbach akcyjnych wirników turbin parowych, natomiast Bryk et al. [2] zauważa problemy z pękaniem łopatek na pierwszym stopniu w turbinach reakcyjnych.

Turbina gazowa dedykowana dla stacjonarnej energetyki posiada identyczną zasadę działania, jak turbozespoły lotnicze. Wieńce turbinowe, obracające się dzięki ekspansji sprężonych spalin, napędzają sprężarkę znajdującą się najczęściej z przodu silnika oraz generator – w przypadku stacjonarnym lub śmigła w lotniczym [3]. Tarcze oraz łopatki turbiny z uwagi na bardzo duże prędkości

obrotowe oraz wysoką temperaturę spalin poddane są dużym obciążeniami, które nierzadko sięgają granic wytrzymałości materiałów. Aby zmniejszyć obciążenia termiczne w elementach łopatek, stosuje się wewnętrzne chłodzenie, obniżające gradient temperatury wewnątrz.

Łopatki stopni turbinowych ulegają częstym awariom wywołanym korozją [4, 5], pełzaniem wysokotemperaturowym [6] lub nadmiernymi wibracjami spowodowanymi uderzeniem ciała obcego [7, 8, 9, 10]. Innym typem zniszczenia są anomalie materiałowe będące zarodkiem do inicjacji pęknięcia [11, 12, 13].

Problem zniszczenia 2-go stopnia pojawił się w turbozespołe gazowym małej mocy, zasilanym różnego typu paliwami. Awaria wystąpiła przy braku symptomów sklasyfikowanych według ww. kryteriów. System monitorujący pracę turbiny nie wykrył anomalii związanych ze zwiększoną amplitudą drgań, a obsługa – hałasów dochodzących z wnętrza. Turbina posiadała duże zapasy czasowe do planowanych remontów. Jedynym odstępstwem, była zmiana paliwa na posiadające tą samą wartość opałową lecz inną gęstość.

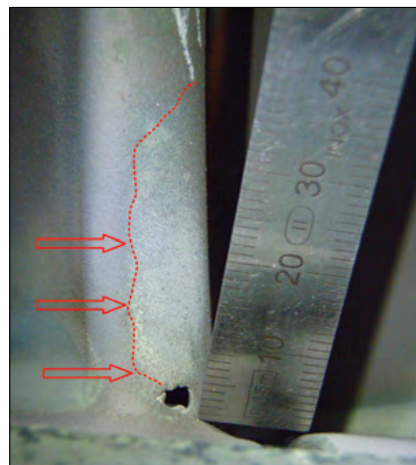
Dodatkowymi cechami, niespotykanymi w literaturze są: nietypowe miejsce zniszczenia łopatki – wierzchołek, pod bandażem oraz długi czas trwania awarii – kilkanaście minut. Nadmienić należy, że cały wieniec posiadał jednakową równomierną formę „stopnia” górnych warstw, a także nie wykryto pojedynczych łopatek urwanych u podstawy [14, 15, 16], mogących być przyczyną rozwoju awarii. W artykule tym, zwrócono uwagę na analizę mechanizmów zniszczenia termomechanicznego [17, 18, 19, 20].

### Wizualne oględziny uszkodzonych łopatek

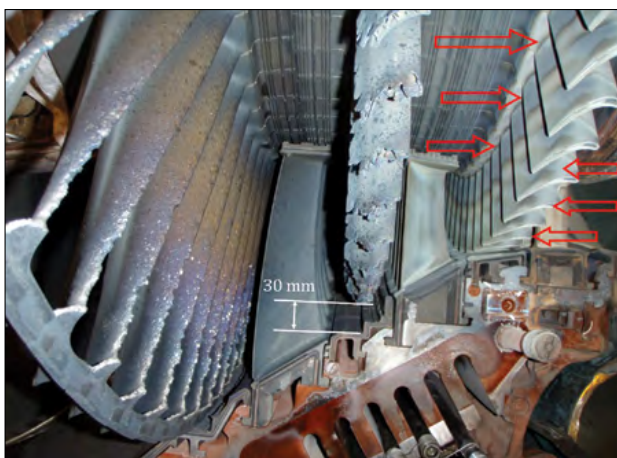
Łopatka turbiny gazowej zerwana została w górnej części pióra, w okolicy bandaża. Równomierne stopienie wszystkich łopatek w stopniu oraz poszarpany charakter uszkodzenia dowodzi, że mamy do czynienia z awarią wynikającą z obecności dużego źródła ciepła. Źródłem tym, było najprawdopodobniej (Rys.1) tarcie wirujących bandaży łopatek o uszczelnienia oddzielające korpus. Nie bez znacze-

nym argumentem przemawiającym za termicznym uszkodzeniem łopatek są plamy nalotowe wskazane strzałkami, które widoczne są na pierwszym stopniu turbiny. Plamy te, są wynikiem działania dużych temperatur, a ich powstanie ma charakter pierwotny, wynikający ze zbyt wysokiej temperatury płynących spalin. W rozmowie z obsługą Elektrociepłowni ustalono, że awarię poprzedziła zmiana paliwa dostarczanego do turbiny.

Innym uszkodzeniem tego typu zaobserwowanym po awarii było przebarwienie (rys.2) umiejscowione w dolnej części łopatki w miejscu czoła profilu. Przebarwienie, to odkryte zostało na łopatce 2-go stopnia i wymiarami podobne jest do występujących na stopniu 1-ym, zaznaczo-



**Rysunek 2**  
Uszkodzenie profilu łopatki u podstawy oraz charakterystyczne przebarwienia wynikające z oddziaływania wysokiej temperatury  
*Figure 2 Damage to the blade profile at the base and characteristic discoloration resulting from the effects of high temperature*



**Rysunek 1**  
Widok 2-go stopnia po awarii z charakterystycznym równomiernym nadtopieniem górnych części łopatek  
*Figure 1 View of the 2nd stage following the failure with a characteristic even melting of the upper parts of the blades*

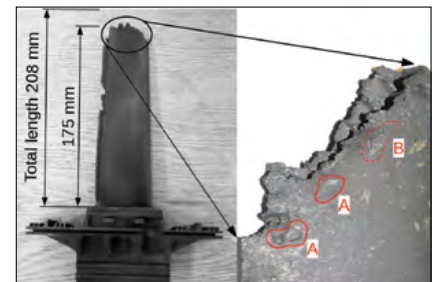
*Figure 1 View of the 2nd stage following the failure with a characteristic even melting of the upper parts of the blades*

nia jest tu specyficzny schodkowy kształt tego uszczelnienia nie mający swego odpowiednika w literaturze.

Nadtopienie przebiegało równomiernie, zatrzymując się w odległości 30 mm od ścianek wewnętrznych korpusu. Dodat-

nych na rysunku wcześniejszym. U podstawy profilu odkryto niewielki otwór o średnicy 4 mm. Jego powstanie prawdopodobnie było wynikiem oddziaływania wysokich temperatur oraz obciążeń mechanicznych.

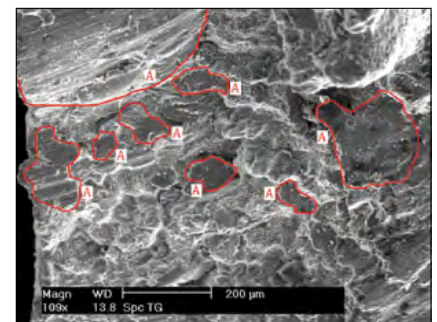
Zamieszczono zdjęcia łopatki po awarii oraz wykonane metodą mikroskopu skaningowego (SEM). Oględziny potwierdziły, że w trakcie awarii (rys.3) łopatki wirnikowe były w dobrym stanie, a obserwacje pod mikroskopem wykluczyły występowanie mikropęknięć na powierzchni łopatki oraz korozji czy efektów pełzania wysokotemperaturowego. Widoczne wgnięcia oraz uszkodzenia warstwy wierzchniej łopatki są konsekwencją awarii i powstały w wyniku uderzania kawałków rozgrzanej



**Rysunek 3**  
Widok makroskopowy uszkodzonej łopatki z zaznaczeniem: A) wgnięcia i uszkodzeń warstwy wierzchniej, B) zniszczenia wskazującego na początek rozwoju pęknięć przy niskocyklowym zginaniu  
*Figure 3 Macroscopic image of the damaged blade where we marked: A) dents and damage to the surface layer, B) damage indicating the beginning of the development of cracks in low-cycle fatigue process*

i oderwanej stali o pozostałe łopatki w stopniu.

Na podstawie widoku makroskopowego uszkodzonego miejsca i jego obrazu przy niewielkich powiększeniach można przyjąć, że obserwowany przetóm należy do grupy łupliwych transkryystalicznych. Obrazy SEM przedstawione na rys.4 przy największych powiększeniach ukazują występowanie faset, które łączą się przez odkształcenia plastyczne [21], co pozwala na zaliczenie obserwowanego przetómu do grupy quasi-łupliwych.

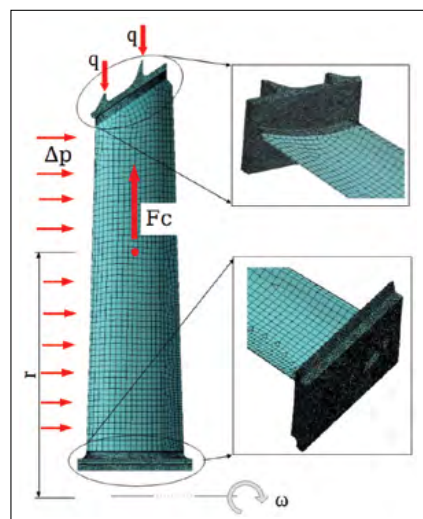


**Rysunek 4**  
Widok przetómu pod 109-krotnym powiększeniem, (A) opisuje miejsca występowania złomów łupliwych nadających całemu przekrojowi charakteru zniszczenia quasi-łupliwego  
*Figure 4 View of the fracture magnified 109, (A) describes the places of cleavage, which gives the whole section the character of quasi-cleavage*

Zmiana składu paliwa, doprowadziła do zwiększenia temperatury spalin za kolejnymi stopniami turbiny. Silne przegrzanie materiału w okolicy górnego bandaża, które było wynikiem przytarcia bandaża o korpus, doprowadziło do wystąpienia pęknięcia na skutek obniżenia właściwości materiałowych oraz inicjacji procesu zmęczenia niskocyklowego (LCF). Siły obciążające łopatkę – nie wliczając efektów przytarcia – były standardowymi wynikającymi z prędkości obrotowej oraz siła aerodynamicznymi płynących spalin.

### Model numeryczny łopatki

Dla przeprowadzenia symulacji numerycznej wykonano model 3D łopatki przed wystąpieniem awarii. W modelu (rys.5) odwzorowano dokładny kształt bandaża górnego oraz niewielką część stopy łopatki celem określenia przyczyn wystąpienia pęknięcia u podstawy profilu. Odwzorowano, również geometrię wewnętrznych



**Rysunek 5**  
Model łopatki przed zniszczeniem po dyskretyzacji siatką elementów skończonych wraz z zaznaczeniem warunków brzegowych  
*Figure 5 Model of a blade before destruction after its discretization of finite elements method and marked of boundary conditions*

kanatów przepływowych, służących do chłodzenia łopatki.

Model numeryczny oraz siatkę obliczeniową wykonano w Design Modeler (DM), który jest modułem pakietu obliczeniowego Ansys. Siatka obliczeniowa posiadała 410 000 elementów skończonych 20-to węzłowych.

W trakcie badania przeprowadzono dwie symulacje. Pierwsza polegała na odwzorowaniu rozkładu temperatury oraz naprężeń przy zastosowaniu warunków projektowych dla rozpatrywanego stopnia – był to model referencyjny. Druga symula-

cja polegała na odwzorowaniu ww. pól dla przypadku ze zwiększoną temperaturą gazów oraz występującym przytarciem górnego bandaża o obudowę korpusu. Wyniki z tej symulacji posłużyły do porównania z obrazami łopatki uzyskanymi w wyniku wizualnych oględzin po awarii. Porównanie to, pozwoliło na ustalenie stopnia dokładności odwzorowania awarii w symulacji numerycznej.

Łopatką zamocowana została od spodu. Obciążeniem były siły powierzchniowe wynikające z aerodynamiki przepływu gazów w stopniu oraz odśrodkowe, powodowane prędkością obrotową wirnika, masą łopatki, a także odległością zamocowania od osi obrotu. Dodatkowym warunkiem brzegowym był strumień cieplny generowany w wyniku przytarcia uszczelnień. W łopatkę wstępne pole temperatur odpowiadało nominalnej pracy stopnia.

### Wyniki symulacji metodą elementów skończonych

#### Parametry termodynamiczne w drugim stopniu turbiny gazowej

Dla określenia parametrów pracy przed i za stopniem wykorzystano kod numeryczny COM-GAS. Kod ten, służy do obliczania obiegów termodynamicznych, a stworzony i wykorzystywany jest w Zakładzie Konwersji Energii IMP PAN w Gdańsku [22]. Analizę przeprowadzono dla dwóch typów paliwa. Pierwszym był gaz ziemny o parametrach, dla których zaprojektowano turbinę. Drugim był gaz mieszany, który dostarczono zamiennie do elektrociepłowni. Zamiana paliw, jak już wspomniano wcześniej, poprzedziła wystąpienie awarii w niewielkich odstępach czasu od siebie.

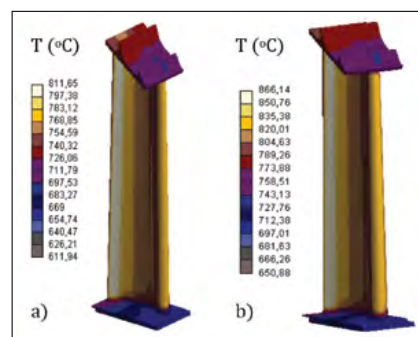
Z danych zawartych w sprawozdaniach wynika, że różnice wartości opałowych gazu ziemnego i gazu mieszanego były znaczne. Wartości te, oszacowano na 19,208 MJ/kg dla gazu ziemnego oraz 20,640 MJ/kg w przypadku gazu mieszanego. Należy podkreślić również, że wartości opałowe dla obydwu gazów odniesione do jednostki objętości były zbliżone i wynosiły 20,57 MJ/m<sup>3</sup> oraz 20,32 MJ/m<sup>3</sup>. Wartości te, zdecydowały o dopuszczeniu gazu mieszanego, jako zamiennika paliwa.

Z obliczeń obiegu termodynamicznego przeprowadzonego kodem COM-GAS wynika, że temperatura za drugim stopniem, po zmianie paliwa wzrosła z 815°C do 850°C. Różnica ciśnień przed i za stopniem pozostała bez zmian i wyniosła 0,5 MPa. Strumień chłodzący łopatkę wynosił 2,9 kg/s dla całego stopnia, co przy 88 łopatkach odpowiadało – 0,0329 kg/s na 1 łopatkę. Temperatura powietrza chłodzą-

cego pobierana była za 6 stopniem sprężarki i wynosiła niezmiennie 235°C.

### Wyniki symulacji numerycznej

Symulację numeryczną wykonano przy użyciu programu Ansys. Analiza obejmowała obliczenia w stanie ustalonym, w którym pominięto efekty rozgrzewania łopatki i turbiny. Porównanie pól temperatur dla zasilania stopnia gazem o nominalnych parametrach oraz gazu mieszanego pokazano na rys. 6. Dla zasilania stopnia gazem o nominalnych parametrach pola temperatur nie przekraczają 811°C. Miejsce występowania tak dużej temperatury znajduje się przy krawędzi spływowej łopatki oraz na czole profilu. W okolicy bandaża (rys.6.a) temperatury nie przekraczają 740°C. W przypadku gazu o zmienionym składzie temperatury wzrosły o około 50°C dla krawędzi spływowej i czola profilu oraz o około 30°C w bandażu. Kształty pól nie uległy znaczącej zmianie. Zaznaczyć, w tym miejscu należy, że obszary z największymi temperaturami odpowiadają przebarwieniom, jakie wykryto w trakcie oględzin stopnia (patrz rys. 1 i 2).

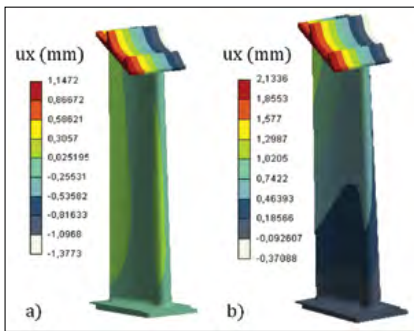


**Rysunek 6**  
Pole temperatur oszacowane numerycznie: a) dla nominalnych parametrów gazu oraz b) po zmianie

*Figure 6 Temperature field, as numerically estimated a) for nominal gas parameters; and b) after change*

Pola przemieszczeń dla obydwu przypadków pokazano na rys.7. Zmianie uległy nie tylko wartości przemieszczeń lecz również ich obszar, co skutkowało zmianą mody ugięcia łopatki. Wartość maksymalnego przemieszczenia w kierunku promieniowym, przy zastosowaniu paliwa zamiennego, wzrosła z 1,14 do 2,13 mm. Uzyskane pola przemieszczeń generowały powstanie naprężeń wewnątrz materiału łopatki.

W pracy przeanalizowano składowe tensora naprężeń, prostopadłe do kierunku złomu. Naprężenia te, mają największy wkład w inicjacji oraz rozwój pęknięć powłok łopatek [21]. Będą to: maksymalne



**Rysunek 7**  
Przemieszczenia łopatki w kierunku promieniowym dla: a) nominalnych parametrów gazu oraz b) po zmianie  
*Figure 7* Blades displacement in radial direction for a) nominal gas parameters; and b) after change of fuel

naprężenia główne  $S1$  oraz normalne  $\sigma_{xx}$  działające równoległe do kierunku działania obciążeń.

Maksymalne naprężenia główne odczytano w trakcie nominalnej pracy oraz po zmianie paliwa. Dla przypadku nominalnego (rys.8.a) naprężenia maksymalne koncentrują się w okolicy podstawy łopatki, co jest zgodne z teorią projektowania łopatek wolnonośnych. W przypadku zamiany paliwa, widoczny jest

wej. W okolicy bandaża, odczytano naprężenia w wartości 116 MPa. W przypadku zmiany paliwa, naprężenia te, zwiększyły swoją wartość do około 450 MPa. Innym spostrzeżeniem jest, niewielkich rozmiarów koncentracja naprężeń w okolicy czoła profilu u jego podstawy. Po zmianie paliwa, wartość odczytanych naprężeń w tym miejscu sięgała 1049 MPa. Tak wysokie naprężenia, zakresem nie przekraczały okręgu o średnicy 5 mm. Odległość środka pola naprężeń w okolicy bandaża do wierzchołka najwyższego uszczelnienia wyniosła 30 mm. Jest to wartość identyczna ze zmierzoną w trakcie wizualnych oględzin awarii oraz zaznaczoną wcześniej na rys.1. Również pole koncentracji naprężeń u podstawy łopatki obszaruowo pokrywa się z otworem przedstawionym na rys.2.

## Wnioski

W pracy przedstawiono analizę zniszczenia łopatki 2-go stopnia w małej turbinie gazowej. Rzeczą oczywistą było, że zwiększenie temperatury w stopniu ponad wartości projektowe doprowadzi do jego nadwyżnienia lub całkowitego zniszcze-

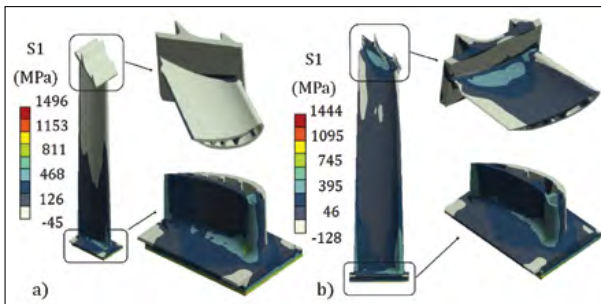
gęstości gazu możliwy jest wzrost temperatury spalin w komorze spalania. To w konsekwencji powoduje jednoczesny wzrost temperatury materiału łopatek i wzrost jej wydłużeń powodując przycieranie bandaża łopatek wirnika o uszczelnienie oraz korpus turbiny.

Wyniki symulacji numerycznej wykazały dodatkowo, że zmiana wielkości przemieszczeń od wirowania oraz sił aerodynamicznych, jest niewielka w porównaniu z odkształceniami spowodowanymi wysoką temperaturą. Przy zachowaniu projektowej temperatury w stopniu, nawet znaczące wahania ciśnienia lub prędkości wirowania nie powinny zagrażać żywotności stopnia.

Powyższe analizy wykazują, że dla bezpiecznej i bezawaryjnej pracy turbopozwołów gazowych ważne jest bezwzględne przestrzeganie zaleceń producenta oraz wytycznych dotyczących składu i parametrów stosowanego paliwa. Nie stosowanie się do ww. wytycznych lub dowolne mieszanie paliwa, mogą skutkować w bardzo krótkim czasie zniszczeniem znaczących podzespołów turbiny oraz dużymi kosztami naprawy.

## Zalecenia

1. Ścisłe przestrzeganie zaleceń producenta dotyczących sposobu prowadzenia maszyny, parametrów pracy, składu stosowanego paliwa oraz płynów eksploatacyjnych.
2. Stosowanie zamiennych paliw, których właściwości nie zostały uwzględnione w procesie projektowania turbiny gazowej, nawet przy krótkim okresie użytkowania może znacząco zmniejszyć żywotność wrażliwych jej elementów lub spowodować dużą awarię.
3. Zalecane jest, aby wrażliwe elementy maszyn, podatne na częste i kosztowne naprawy posiadały dodatkowe systemy monitorujące ich wyężenie oraz żywotność w trakcie pracy.
4. Jeżeli w trakcie eksploatacji małej turbiny gazowej istnieje prawdopodobieństwo, że może być ona zasilana różnego typu paliwami, konstrukcja powinna uwzględniać odpowiednio dostosowane zapasy wyężenia oraz tolerancje pasowania.



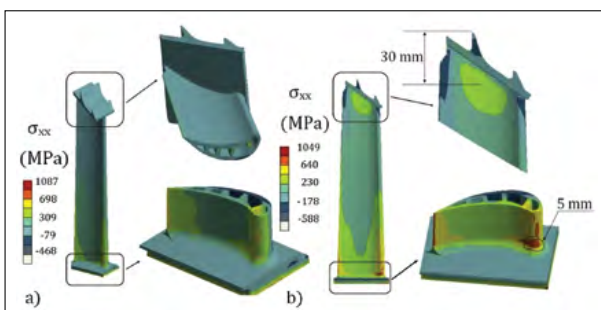
**Rysunek 8**  
Pole naprężeń głównych  $S1$  odczytane w kierunku promieniowym dla: a) gazu nominalnego oraz b) po zmianie paliwa  
*Figure 8* Main stress field  $S1$  read in radial direction for a) nominal gas; and b) after fuel change.

obszar koncentracji naprężeń w okolicy podstawy oraz bandaża. Naprężenia sięgające swoją wartością do 126 MPa, w miejscu największego wyężenia w okolicy bandaża, wzrastają do 395 MPa.

Dokładniej, różnice w wielkości naprężeń pokazuje rys. 9. Pola naprężeń dla paliwa nominalnego sięgają 698 MPa. Kontury maksymalnych naprężeń umiejscowione są w okolicy podstawy profilu, koncentrując się na części czołowej oraz krawędzi spływo-

nia. Analiza wizualna po awarii oraz symulacje numeryczne wykazały, że prawdopodobną konsekwencją wzrostu temperatury było przytarcie łopatki o uszczelnienie oraz dalszy wzrost temperatury w okolicy bandaża.

Symulacje obiegu termodynamicznego wykazały, że przy zmianie typu paliwa z gazu ziemnego na gaz mieszany i przy zachowaniu zbliżonej objętościowej wartości opałowej paliwa, a niedotrzymaniu



**Rysunek 9**  
Pole naprężeń normalnych  $\sigma_{xx}$  odczytane w kierunku promieniowym dla: a) gazu nominalnego oraz b) po zmianie paliwa  
*Figure 9* Normal stress field  $\sigma_{xx}$  read in radial direction for a) nominal gas; and b) after fuel change

## LITERATURA

- [1] Banaszkiwicz M, Numerical investigations of crack initiation in impulse steam turbine rotors subject to thermo-mechanical fatigue, Appl. Therm. Eng. 138 (2018) 761-773.
- [2] Badur J, Bryk M, Accelerated start-up of the steam turbine by means of controlled cooling steam injection, Energy 173 (2019) 1242-1255.
- [3] Witek L, Wierzińska M, Poznańska A, Fracture

analysis of compressor blade of a helicopter engine, Eng Fail Anal 16 (2009) 1616-1622.

[4] Banaszkiwicz M, Rehmus-Forc A, Stress corrosion cracking of 60 MW steam turbine rotor, Eng Fail Anal 51 (2015) 55-68.

[5] Kargarnejad S, Djavanroodi F, Failure assessment of Nimonic 80A gas turbine blade, Eng Fail Anal 26 (2012) 211-219.

[6] Salam I, Taugir A, Creep-fatigue failure of an aero engine turbine blades, Eng Fail Anal 9 (2002) 335-347.

[7] Kazempour-Liacy et al, Corrosion and failure analysis of a forced draft fan blade, Eng Fail Anal 18 (2011) 1193-1202.

[8] Witek L, Bednarz A, Stachowiak F, Fatigue analysis of compressor blade with simulated foreign object damage, Eng Fail Anal 58 (2015) 229-237.

[9] Witek L, Numerical stress and crack initiation analysis of the compressor blades after foreign object damage subjected to high-cycle fatigue, Eng Fail Anal 18 (2011) 2111-2125.

[10] Kumari S, Satyanarayana D.V.V, Failure analysis of gas turbine rotor blades, Eng Fail Anal 45 (2014) 234-244.

[11] Maktouf W, Sai K, An investigation of premature fatigue failures of gas turbine, Eng Fail Anal 47 (2015) 89-101.

[12] Carter T.J, Common failures in gas turbine blades, Eng Fail Anal 12 (2005) 237-247.

[13] Qu S, Fu C.M et al, Failure analysis of the 1st stage blades in gas turbine engine, Eng Fail Anal 32 (2013) 292-33.

[14] Kim H, Study of the fracture of the 1st stage blade in an aircraft gas turbine, Eng Fail Anal 16 (2009) 2318-2324.

[15] Mokaberi A, Derakhshandeh-Haghighi R, Fatigue fracture analysis of gas turbine compressor blades, Eng Fail Anal 58 (2015) 1-7.

[16] Barella S. et al, Failure analysis of third stage gas turbine blade, Eng Fail Anal 18 (2011) 386-393.

[17] Wang R, Jiang K, Jing F, Thermomechanical fatigue failure investigation on a single crystal nickel superalloy turbine blade, Eng Fail Anal 66 (2016) 284-295.

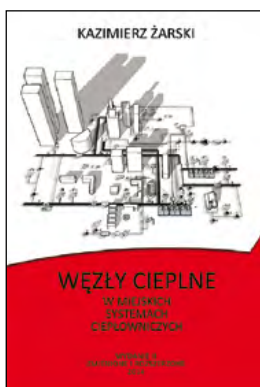
[18] Beghini M, Bertini L. et al, High temperature fatigue testing of gas turbine blades, Procedia Structural Integrity 7 (2017) 206-213.

[19] Mishra R.K. et al, Failure of an un-cooled turbine blade in an aero gas turbine engine, Eng Fail Anal 79 (2017) 836-844.

[20] Rani S, Agrawal A.K, Failure analysis of first stage INC738 gas turbine blade tip cracking in thermal power plant, Case Stud Eng Fail Anal 8 (2017) 1-10.

[21] Kocańda S. Zmęczeniowe niszczenie metali [Fatigue failure of steel], Warszawa; WNT 1972 [in polish].

[22] Ziółkowski P, Badur J, Ziółkowski P.J, An energetic analysis of a gas turbine with regenerative heating using turbine extraction at intermediate pressure – Brayton cycle advanced according to Szewalski's idea, Energy 185 (2019) 763-786.



Recenzowana książka pt. „Węzły ciepłe w miejskich systemach ciepłowniczych” stanowi kompendium nowoczesnej wiedzy z zakresu rozwiązań doprowadzenia ciepła z sieci ciepłych do budynków. Prezentowane rozwiązania uwzględniają wymagania racjonalnego gospodarowania energią, efektywności ekonomicznej i właściwej współpracy z systemem ciepłowniczym.

W książce przedstawiono w sposób logiczny, uporządkowany i przejrzysty całość zagadnień związanych z projektowaniem i eksploatacją współczesnych indywidualnych węzłów ciepłych, które poprzedzono przypomnieniem niezbęd-

nych podstaw teoretycznych. Zawarto w niej kolejno:

- podstawy teoretyczne z zakresu wymiany ciepła i masy w otwartych układach termodynamicznych,
- podstawy doboru i symulacji działania wymiennika ciepła,
- rodzaje i podstawowe schematy węzłów ciepłych,
- procedury projektowania węzłów ciepłych z podziałem na elementy wspólne i z uwzględnieniem specyfiki projektowania wielofunkcyjnych wymiennikowych węzłów ciepłych oraz węzłów zmieszania pompowego na cele ogrzewania,
- podstawowe rodzaje urządzeń pomiarowych, charakterystyki statyczne i dynamiczne urządzeń węzła ciepłego, stosowane w węzłach układy automatycznej regulacji oraz zasady doboru ich podstawowych elementów,

- najważniejsze zagadnienia współpracy węzła ciepłego z siecią ciepłowniczą, rzutuujące na wzajemne racjonalne współdziałanie,
- wymagania dotyczące pomieszczeń węzłów ciepłych.

Użytecznym podsumowaniem książki są przykłady obliczeń węzłów ciepłych wraz z przykładami obliczeń przy pomocy programu komputerowego WEZEL\_X.

W zakresie procedur projektowania i zagadnień współpracy węzła ciepłego z siecią ciepłowniczą Autor prezentuje wyniki własnych badań i przemyśleń. Książka stanowi, zgodnie z zapowiedzią, uwieńczenie i podsumowanie Jego dorobku z tego zakresu, choć, moim zdaniem, nie powinna jeszcze oznaczać zakończenia kariery naukowej i zawodowej.

*Fragment recenzji*  
prof.dr hab.inż. Haliny Koczyk  
Politechnika Poznańska

**Książka została wydana w twardej oprawie w formacie B-5. Cena książki 68 zł + 5% VAT**

**Zamówienia przyjmuje Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”**

**02-674 Warszawa, ul. Marynarska 14, tel. (22) 843-77-71, email: [wydawnictwo@informacjainstal.com.pl](mailto:wydawnictwo@informacjainstal.com.pl)**



Kwartalnik „Budownictwo i Prawo” ukazuje się piętnasty rok i ma już usiałoną grupę odbiorców wśród: firm budowlanych, wydziałów budownictwa urzędów miejskich i starostw, biur projektowych, firm kosztorysowych i innych. Obecnie nakład czasopisma wynosi ok. 2000 egz. (w zależności od uczestnictwa w targach lub sympozjach i konferencjach, podczas których prowadzone są akcje promocyjne).

Współpracujemy z Ministerstwem Infrastruktury i Budownictwa, Ministerstwem Energetyki, Ministerstwem Środowiska, Głównym Urzędem Nadzoru Budowlanego, Urzędem Zamówień Publicznych, Instytutem Techniki Budowlanej, uczelniami oraz licznymi stowarzyszeniami z sektora budownictwa.

Autorzy z tytułu publikacji w „Budownictwo i Prawo” otrzymują 5 pkt w klasyfikacji MNiSW. Czasopismo jest wydawane przez Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie” oraz Oficynę Wydawniczą POLCEN i rozpowszechniane na terenie całego kraju w prenumeracie oraz w sieci sprzedaży ww. wydawców.

**Zamówienia na prenumeratę w 2020 roku w wysokości 80 zł przyjmuje:**

**Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”**

**02-674 Warszawa, ul. Marynarska 14, tel./fax: 22/843-77-71**

**[redakcja@informacjainstal.com.pl](mailto:redakcja@informacjainstal.com.pl), [wydawnictwo@informacjainstal.com.pl](mailto:wydawnictwo@informacjainstal.com.pl)**