

Dr inż. Mariusz Banaszkiewicz
Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego
Polskiej Akademii Nauk
Ośrodek Przepływów i Spalania
Zakład Konwersji Energii

AUTOREFERAT

Przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych, w szczególności określonych w art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki

Gdańsk, marzec 2019

Spis treści

1. Imię i nazwisko	3
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej	3
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych	3
4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz.U. nr 65, poz. 595 ze zm.) 4	
A. Tytuł osiągnięcia naukowego/artystycznego	4
B. Omówienie celu naukowego poszczególnych prac oraz osiągniętych wyników	4
5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych	29
A. Działalność naukowo-badawcza prowadzona przed doktoratem	29
B. Działalność naukowo-badawcza prowadzona po doktoracie	29
C. Działalność inżynierska	33
D. Zrealizowane oryginalne osiągnięcia projektowe, konstrukcyjne i technologiczne	33
E. Sumaryczny Impact Factor według listy Journal Citation Report (JCR) zgodnie z rokiem opublikowania	34
F. Liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science (WoS)	34
G. Indeks Hirscha według bazy Web of Science (WoS)	34
H. Kierowanie międzynarodowymi i krajowymi projektami badawczymi oraz udział w takich projektach 35	
I. Międzynarodowe i krajowe nagrody za działalność naukową	36
J. Wygłoszenie referatów na międzynarodowych lub krajowych konferencjach tematycznych	36
6. Dorobek dydaktyczny i popularyzatorski oraz współpraca międzynarodowa habilitanta	37
A. Udział w międzynarodowych lub krajowych konferencjach naukowych lub udział w komitetach organizacyjnych tych konferencji	37
B. Członkostwo w międzynarodowych lub krajowych organizacjach i towarzystwach naukowych	37
C. Osiągnięcia dydaktyczne i w zakresie popularyzacji nauki lub sztuki	38
D. Opieka naukowa nad studentami	38
E. Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego, z podaniem tytułów rozpraw doktorskich	38
F. Staże w zagranicznych lub krajowych ośrodkach naukowych lub akademickich	39
G. Wykonanie ekspertyz lub innych opracowań na zamówienie organów władzy publicznej, samorządu terytorialnego, podmiotów realizujących zadania publiczne lub przedsiębiorców	39
H. Udział w zespołach eksperckich i konkursowych	39
I. Recenzowanie projektów międzynarodowych lub krajowych oraz publikacji w czasopiśmie międzynarodowych i krajowych	40

1. Imię i nazwisko

Mariusz Józef Banaszkiewicz

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej

1994 **Uzyskanie tytułu magistra inżyniera.** Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, kierunek Automatyka i Robotyka. Praca dyplomowa magisterska „Układ automatycznej regulacji ciągu oraz zawartości tlenu w spalinach pieca technologicznego”.

Promotor: dr inż. Cezary Orlikowski – Politechnika Gdańska

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Edmund Wittbrodt – Politechnika Gdańska

2000 **Uzyskanie stopnia doktora nauk technicznych w dyscyplinie naukowej mechanika, specjalność przepływy wielofazowe.** Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Rozprawa doktorska „Zjawiska powierzchniowe w nierównowagowych przepływach wody z heterogenicznym odparowaniem rozprężnym”.

Promotor: dr hab. inż. Janusz Badur – IMP PAN Gdańsk

Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Jarosław Mikielewicz – IMP PAN Gdańsk

Prof. dr hab. inż. Andrzej Szumowski – Politechnika Warszawska

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

1994-1996 **Asystent w Zakładzie Dynamiki Gazów,** Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

1996-2000 **Starszy asystent w Zakładzie Przepływów z Reakcjami Chemicznymi,** Ośrodek Termomechaniki Płynów, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

2000-2000 **Adiunkt w Zakładzie Przepływów z Reakcjami Chemicznymi,** Ośrodek Termomechaniki Płynów, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

2012-aktualnie **Starszy specjalista w Zakładzie Konwersji Energii,** Ośrodek Przepływów i Spalania, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

2000-aktualnie **Specjalista i kierownik sekcji rozwoju** w Zakładzie Serwisu, ALSTOM Power w Elblągu
Specjalista w sekcji obliczeń wytrzymałościowych i dynamicznych w Zakładzie Retrofitów Turbin Parowych GE Power w Elblągu.

4. **Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz.U. 2017 r. poz. 1789)**

A. Tytuł osiągnięcia naukowego/artystycznego

Moje osiągnięcie naukowe zgodnie z ustawą z dnia 14 marca 2003 r. (art. 16 ust. 2) stanowi powiązany tematycznie cykl artykułów zatytułowany:

„Modelowanie i monitorowanie naprężeń termicznych i żywotności elementów turbin parowych pracujących w warunkach zmęczenia i pełzania”

Cykl składa się z 7 samodzielnych publikacji w czasopismach znajdujących się w bazie *Journal Citation Reports*.

Publikacje wchodzące w skład osiągnięcia naukowego stanowią:

- [1]. M. BANASZKIEWICZ, Multilevel approach to lifetime assessment of steam turbines, *International Journal of Fatigue*, vol. 73, 39-47, 2015. (IF 2015 = 2.162, 40 pkt MNiSW)
- [2]. M. BANASZKIEWICZ, On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors, *Applied Thermal Engineering*, vol. 94, 763-776, 2016. (IF 2016 = 3.356, 40 pkt MNiSW)
- [3]. M. BANASZKIEWICZ, Analysis of rotating components based on a characteristic strain model of creep, *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, vol. 138, No 3, 031004-1÷031004-11, 2016. (IF 2016 = 1.141, 20 pkt MNiSW)
- [4]. M. BANASZKIEWICZ, On-line determination of transient thermal stresses in critical steam turbine components using a two-step algorithm, *Journal of Thermal Stresses*, vol. 40, No 6, 690-703, 2017. (IF 2017 = 1.852, 25 pkt MNiSW za 2016)
- [5]. M. BANASZKIEWICZ, Numerical investigation of crack initiation in the impulse steam turbine rotors subjected to thermo-mechanical fatigue, *Applied Thermal Engineering*, vol. 138, 761-773, 2018. (IF 2017 = 3.771, 40 pkt MNiSW za 2016)
- [6]. M. BANASZKIEWICZ, The low-cycle fatigue life assessment method for online monitoring of steam turbine rotors, *International Journal of Fatigue*, vol. 113, 311-323, 2018. (IF 2017 = 3.132, 35 pkt MNiSW za 2016)
- [7]. M. BANASZKIEWICZ, Creep life assessment method for online monitoring of steam turbine rotors, *Materials at High Temperatures* (w druku, dostępny online), (IF 2017 = 1.423, 20 pkt MNiSW za 2016)

Łączny Impact Factor powyższych prac wynosi 16.837, zaś całkowita liczba punktów MNiSW równa się 220.

B. Omówienie celu naukowego poszczególnych prac oraz osiągniętych wyników

Przedstawiony do oceny cykl prac obejmuje siedem publikacji wchodzących w zakres dyscypliny inżyniera mechaniczna i związanych tematycznie z problemami modelowania i monitorowania naprężeń cieplnych oraz zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego elementów turbin parowych pracujących w wysokich i silnie zmiennych temperaturach. Jest to częściowo nowa tematyka badawcza wynikająca z konieczności współpracy krajowej energetyki węglowej z mało przewidywalnymi odnawialnymi źródłami energii. Szczególną uwagę

poświęcono wirnikom turbin jako elementom najbardziej obciążonym cieplnie i mechanicznie, których niezawodna praca determinowana jest zarówno procesami zmęczenia cieplno-mechanicznego jak i procesami pełzania wysokotemperaturowego. Modelowanie matematyczne procesów zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego turbin parowych jest zadaniem zasadniczo trudnym z uwagi na złożoność geometrii oraz obciążeń, a także na dużą zmienność warunków eksploatacji oraz rozrzut własności wytrzymałościowych materiałów. Z powyższych względów zagadnienia te nie są szeroko prezentowane w literaturze naukowej, która skupia się głównie na problemach podstawowych i traktuje je zwykle jako niezależne, odseparowane zadania badawcze.

W tym ograniczonym sensie, problematyka naprężeń termicznych i wywołanych nimi procesów zużycia była podejmowana i rozwijana od wielu lat. Głównym bodźcem do prowadzenia prac badawczych było dotychczas dążenie do zwiększenia sprawności wytwarzania energii stwarzające konieczność podniesienia parametrów pary świeżej i wtórnie przegrzanej. Stało się to powodem pogorszenia cieplno-wytrzymałościowych warunków pracy elementów turbin parowych poddanych działaniu wysokiej temperatury i ciśnienia pary.

W obliczeniach żywotności wykonywanych w fazie projektowania turbin zakłada się nominalne warunki pracy oraz teoretyczne przebiegi rozruchów i odstawień, które mogą znacznie odbiegać od rzeczywistych warunków eksploatacji i powodować zarówno nadmierne jak i zmniejszone zużycie elementu. Z taką sytuacją mamy obecnie do czynienia na elastycznych rynkach energii, gdzie turbiny parowe dużej mocy eksploatowane są w trybie pracy cyklicznej i/lub z częściowym obciążeniem. Szybkim rozruchom i zmianom mocy towarzyszą znaczne zmiany temperatur metalu, powodujące z jednej strony powstawanie naprężeń cieplnych, a z drugiej strony skutkujące obniżonymi obciążeniami termicznymi w stanach ustalonych. Praca w reżimie cyklicznym jest przyczyną zwiększonego zużycia zmęczeniowego, podczas gdy stabilna praca z obciążeniem częściowym korzystnie wpływa na trwałość elementów, gdyż skutkuje niższym zużyciem pełzaniowym. Wzajemny udział zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego może się zatem znacznie różnić dla dwóch jednakowych turbin i istotnie odbiegać od założeń projektowych.

Dokładne określenie zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego w rzeczywistych warunkach pracy wymaga ciągłego monitorowania podstawowych parametrów procesowych oraz zastosowania modeli matematycznych dedykowanych obliczeniom w trybie online w warunkach przemysłowych. Zastosowane modele matematyczne powinny uwzględniać wszystkie istotne procesy i właściwości materiału niezbędne do prawidłowego określenia stanu naprężenia i odkształcenia w najbardziej wytężonych obszarach elementu. W zakresie analizowanych mechanizmów zużycia, najistotniejsze jest uwzględnienie odkształceń plastycznych w karkach, redystrybucji naprężeń i kumulacji odkształceń pełzania oraz zmienności własności fizycznych z temperaturą i warunków wymiany ciepła w czasie. Dla elementów o prostych kształtach, wystarczające jest zazwyczaj zastosowanie analitycznych rozwiązań dla pól temperatur i naprężeń. W przypadku złożonych geometrycznie elementów poddanych silnie zmiennym i niejednorodnym obciążeniom, tak jak w przypadku wirników turbin parowych, wymagane jest rozwiązanie równań równowagi w przestrzeni dwu- lub trójwymiarowej wraz z równaniami konstytutywnymi, zwykle za pomocą metody elementów skończonych. Można w ten sposób dokładnie określić rozkład naprężenia w stanie sprężystym lub sprężysto-plastycznym oraz jego redystrybucję w czasie wskutek procesu pełzania. Zastosowanie modelowania dwu- lub trójwymiarowego oraz dyskretyzacji Metodą Elementów Skończonych, choć najdokładniejsze, to okazuje się jednak mało użyteczne do obliczeń w czasie rzeczywistym w warunkach przemysłowych, gdzie oprócz dokładności wymagana jest także szybkość oraz niezawodność obliczeń. Zdaniem autora spełnienie wszystkich powyższych wymagań jest możliwe jedynie poprzez umiejętne połączenie pełnego modelowania przestrzennego uwzględniającego różnego rodzaju nieliniowości

(materiałowe, warunków brzegowych, itp.) z rozwiązaniami analitycznymi, które w zastępczy sposób uwzględniają wspomniane wcześniej nieliniowości oraz nieregularności kształtu analizowanego elementu. Poszukiwaniom takiego umiejętnego połączenia poświęcona jest niniejsza praca.

Celem podjętych badań naukowych było opracowanie i weryfikacja metodyki wielopoziomowej oceny żywotności oraz metod matematycznego modelowania do celów bieżącego nadzoru zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego elementów turbin bazujących na analityczno-numerycznych rozwiązaniach pól temperatury, naprężenia i odkształcenia. Wykonane badania skupiały się głównie na trzech obszarach mechaniki:

- termosprężystość – w zakresie modelowania naprężeń termicznych,
- plastyczność – w zakresie modelowania amplitud naprężenia i odkształcenia w karpach,
- lepkosprężystość (pełzanie) – w zakresie modelowania redystrybucji naprężenia i kumulacji odkształcenia pełzania w czasie.

Dodatkowo, przeprowadzone badania zawierały, jako elementy uzupełniające opracowanej metodyki, zagadnienia z termodynamiki przepływów w turbinach (w zakresie modelowania linii ekspansji), wymiany ciepła (odnośnie określania termicznych warunków brzegowych) oraz teorii prawdopodobieństwa (w zakresie modelowania rozrzutu wytrzymałości zmęczeniowej i pełzaniowej stali)

Prace przedstawione do oceny w ramach związanego tematycznie cyklu, można podzielić na cztery grupy, z której każda ma swoje częściowe cele badawcze:

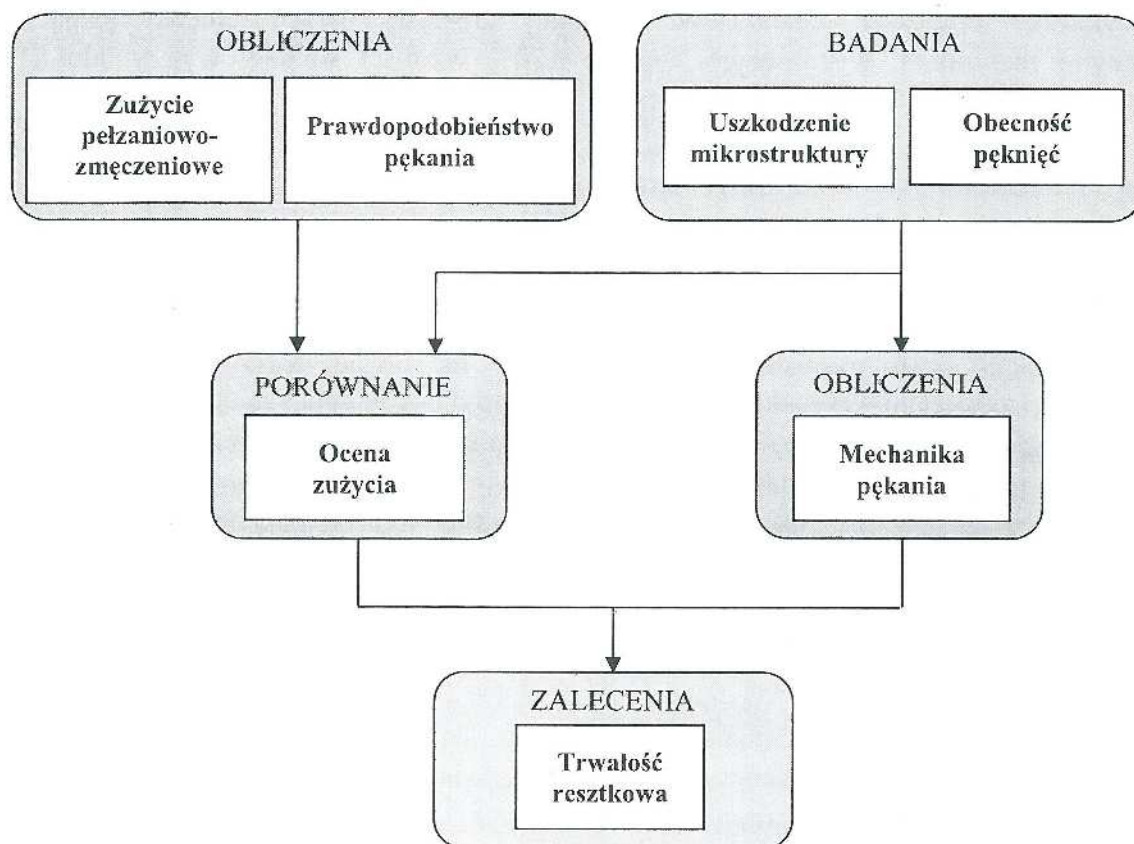
- 1) opracowanie spójnej metodologii wielopoziomowej oceny żywotności elementów turbin parowych podlegających uszkodzeniom wskutek zmęczenia cieplno-mechanicznego i pełzania wysokotemperaturowego,
- 2) opracowanie modeli matematycznych do obliczania naprężeń termosprężystych w trybie online z uwzględnieniem nieliniowości wynikających ze zmienności własności fizycznych materiału oraz warunków brzegowych wymiany ciepła,
- 3) opracowanie metodyki bieżącego obliczania i monitorowania zużycia zmęczeniowego uwzględniającej odkształcenia plastyczne w karpach przy wieloosiowym stanie naprężenia
- 4) opracowanie metodyki bieżącego obliczania i monitorowania zużycia pełzaniowego uwzględniającej relaksację naprężeń i kumulację odkształceń pełzania w czasie

Metodologia wielopoziomowej oceny żywotności elementów turbin parowych

Pierwsza z cyklu prac [A1] opublikowana w *International Journal of Fatigue* przedstawia metodologię wielopoziomowej oceny żywotności elementów turbin parowych podlegających uszkodzeniom wskutek zmęczenia cieplno-mechanicznego i pełzania wysokotemperaturowego. Podkreślenia wymaga przemysłowa motywacja badań, bowiem artykuł ten jest podsumowaniem wieloletnich prac autora wykonanych w firmie ALSTOM (obecnie General Electric) i związanych z badaniami żywotności oraz prognozowaniem trwałości resztkowej turbin parowych. Prace wykonywane były w Działach Badawczo-Rozwojowych firmy w Szwajcarii (Baden), Niemczech (Mannheim) i Anglii (Rugby), gdzie autor przebywał na stażach badawczo-szkoleniowych.

Ocena żywotności bazująca na określaniu stopnia uszkodzenia materiału wskutek zmęczenia i pełzania jest złożonym zagadnieniem technicznym i wymaga jednoczesnego stosowania metod badawczych z wielu dziedzin nauki, takich jak wymiana ciepła, mechanika ciała stałego, mechanika pękania czy materiałoznawstwo. W zaproponowanej metodologii,

ocena żywotności realizowana jest równolegle w dwóch obszarach, którymi są obliczenia teoretyczne i badania materiałowe (Rys. 1). Celem obliczeń jest teoretyczne określenie stopnia uszkodzeń zmęczeniowo-pełzaniowych na bazie modelu deterministycznego z założeniem minimalnych charakterystyk wytrzymałościowych materiału oraz obliczeniu na tej podstawie prawdopodobieństwa uszkodzenia dla przyjętych rozrzutów wytrzymałości zmęczeniowej i pełzaniowej. Badania materiałowe służą wykryciu pęknięć powierzchniowych i objętościowych oraz określeniu fizycznego uszkodzenia mikrostruktury materiału na podstawie badań mikroskopowych. Obliczenia teoretyczne i badania materiałowe zwykle wykonywane są niezależnie, lecz wyniki z nich uzyskiwane są istotne dla każdej z tych metod. Mianowicie, miejsca wykonywania badań mikrostruktury i wykrywania wad objętościowych określone są na podstawie wyników obliczeń teoretycznych, które są z kolei weryfikowane wynikami badań materiałowych. Oprócz tego, obliczenia dostarczają informacji na temat, który z mechanizmów zużycia jest dominujący, jaki jest stopień uszkodzenia dla najgorszych własności materiału oraz jakie jest tempo kumulacji uszkodzeń. Teoretyczny stopień uszkodzenia obliczany jest z użyciem hipotezy liniowej kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych (według Palmgren-Minera) oraz pełzaniowych (Robinsona). Hipotezy te znane są od lat i stosowane do sumowania uszkodzeń przy zmieniających się warunkach obciążenia. Zasadność ich stosowania do materiałów i kształtów elementów turbin parowych została potwierdzona eksperymentalnie w pracy doktorskiej F. Colombo¹, który pokazał ich bardzo dobrą zgodność z wynikami badań wykonanych na trójwymiarowych próbkach oddających kształt i wymiary wirników turbin, o wiele lepszą niż w przypadku próbek płaskich czy z karbem powszechnie stosowanych w standardowych badaniach zmęczeniowych.



Rys. 1. Schemat blokowy procesu oceny żywotności.

¹ F. Colombo, Service-like thermo-mechanical fatigue characteristic of 1CrMoV rotor steel, PhD Thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2007.

Określenie wzajemnego udziału poszczególnych rodzajów zużycia ma wpływ na wartość prawdopodobieństwa inicjacji pęknięć.

Przy braku pęknięć pełzaniowo-zmęczeniowych, ocena zużycia i określenie trwałości resztkowej wykonywane są na bazie obliczeń teoretycznego stopnia uszkodzenia i prawdopodobieństwa pęknięcia uzupełnionych o badania mikrostruktury. W przypadku wykrycia pęknięć, ocena wykonywana jest dalej w oparciu o metody mechaniki pęknięcia i bezpieczny czas dalszej eksploatacji wyznaczany jest na podstawie tempa wzrostu pęknięć. Wzrost pęknięć przy łącznym działaniu zmęczenia i pełzania powinien uwzględniać ich wzajemne oddziaływanie, co uwzględnia wzór Ammirato². Zawiera on trzy człony, z których pierwszy modeluje wzrost pęknięcia wskutek zmęczenia opisany zakresem zmian współczynnika intensywności naprężeń ΔK , drugi modeluje wzrost pęknięcia wskutek pełzania opisany siłą napędową wierzchołka szczeliny C^* , zaś trzeci odpowiada za interakcję tych dwóch procesów i opisany jest również zakresem zmian współczynnika intensywności naprężeń ΔK . Wszystkie współczynniki materiałowe są tu funkcją temperatury. Analizy mechaniki pęknięcia są przydatne jedynie w sytuacji, kiedy zniszczenie kontrolowane jest procesem propagacji pęknięć. Dla zniszczenia kontrolowanego inicjacją pęknięcia, kiedy czas do inicjacji pęknięcia jest znacznie dłuższy od czasu wzrostu do rozmiaru krytycznego lub gdy krytyczna długość pęknięcia jest poniżej progu wykrywalności (kruchy materiał lub wysokie naprężenia), wystąpienie pęknięcia oznacza praktycznie koniec użytecznej trwałości elementu.

Kluczowym elementem zaproponowanej metodologii jest rozszerzenie części obliczeniowej o analizy probabilistyczne. Jest to konsekwencją zastosowania w obliczeniach deterministycznych minimalnych własności wytrzymałości na pełzanie i zmęczenie małocyklowe. Powyższe charakterystyki stali żarowytrzymałych charakteryzują się znacznymi rozrzutami, wynoszącymi typowo $\pm 20\%$ wartości średniej wytrzymałości na pełzanie R_m oraz $\pm 10\%$ wartości średniej amplitudy odkształcenia ε_a . Przekłada się to na dużo większe rozrzuty żywotności wyrażone czasem do zerwania i liczbą cykli do inicjacji pęknięć zmęczeniowych. W przypadku czasu do zerwania rozbieżność między własnościami minimalnymi (najmniej prawdopodobnymi) a średnimi (najbardziej prawdopodobnymi) może sięgać kilkaset procent. Taka dokładność obliczeń deterministycznych jest niewystarczająca i uzupełnienie ich o wskaźnik prawdopodobieństwa zmieniający się w czasie eksploatacji daje pełniejszy opis stanu uszkodzenia materiału.

Koncepcja opisu probabilistycznego polega na opisie rozrzutu wytrzymałości pełzaniowej i zmęczeniowej rozkładem log-normalnym o odchyleniu standardowym czasu do zerwania σ_{tB} i liczby cykli σ_N . Wartość odchylenia standardowego czasu do zerwania nie jest stała, lecz została uzależniona od stosunku średniej do minimalnej wartości wytrzymałości na pełzanie znanej z prób pełzaniowych oraz od kąta nachylenia krzywej pełzaniowej $R_m = f(t_B)$ w danej temperaturze. Podobnie, wartość odchylenia standardowego liczby cykli do pęknięcia nie jest stała lecz została uzależniona od stosunku średniej do minimalnej wartości amplitudy odkształcenia znanej z prób zmęczeniowych oraz od kąta nachylenia krzywej zmęczeniowej $\varepsilon_a = f(N)$ w danej temperaturze. Dla liniowej hipotezy sumowania uszkodzeń otrzymana została na tej podstawie zależność między prawdopodobieństwem uszkodzenia p a czasem eksploatacji t , zużyciem pełzaniowym Z_t i zmęczeniowym Z_N określonymi dla własności minimalnych oraz odpowiednimi odchyleniami standardowymi:

² Ammirato F.V., Life assessment methodology for turbogenerator rotors, Report CS/EL 5593, vol. 1–4. Palo Alto, CA, EPRI, March 1988.

$$t = \frac{t_B(P = p_{\min})}{\left[\frac{t_B(P = p_{\min})}{t_B(P = p)} \cdot \frac{1}{D_B} + \sum_{i=Z,C,G} \left(\frac{Z_{N,i}}{Z_t} \cdot \frac{N(P = p_{\min})}{N(P = p)} \cdot \frac{1}{D_N} \right) \right]}$$

Atrakcyjność powyższego równania wynika z faktu, że można je bezpośrednio zastosować do obliczania prawdopodobieństwa pęknięcia w trybie online z wykorzystaniem rozkładu log-normalnego, którego stosowanie jest potwierdzone wieloma wynikami badań eksperymentalnych.

Przedstawiona metoda oceny żywotności została zilustrowana i zweryfikowana na przykładzie wirnika turbiny o mocy 50 MW, który przepracował ponad 200 000 godzin i odbył prawie 800 rozruchów. Do obliczeń rozkładu naprężeń w stanach nieustalonych zastosowany został model materiału liniowo-sprężystego, zaś amplitudy odkształcenia znajdujące się w stanie sprężysto-plastycznym wyznaczono w sposób uproszczony korzystając z reguły Neubera. Jest to podejście dość konserwatywne dające w zdecydowanej większości przypadków najwyższe wartości odkształcenia i najmniejsze liczby cykli do inicjacji pęknięć. Najniższe wartości odkształcenia i największe liczby cykli otrzymujemy korzystając z metody Glinki-Molskiego, zaś na najdokładniejsze określenie tych wielkości pozwala pełny model 3D materiału sprężysto-plastycznego z umocnieniem. Wyniki analiz w tym zakresie omówione są w kolejnym punkcie.

Obliczenia pełzania w stanie ustalonym wykonano stosując model materiału lepko-sprężystego, w którym odkształcenia pełzania ε_c wyznaczono z modelu charakterystycznego odkształcenia pełzania Boltona³. Zdecydowano się na niego, ponieważ jest to model uniwersalny, obowiązuje dla pierwszego, drugiego i trzeciego okresu pełzania, a jako stałych materiałowych (dla danej temperatury) używa wartości wytrzymałości na pełzanie wyznaczanych w standardowych próbach pełzania. Własności i możliwości tego modelu przedstawione zostaną w ostatnim punkcie tego rozdziału.

Szczegółowe analizy żywotności i badania własności prezentowanej metody przeprowadzono dla dwóch obszarów wirnika o teoretycznie różnym poziomie i dominującym mechanizmie zużycia: w obszarze karbu na powierzchni wału oraz w otworze centralnym. Na powierzchni wału poziom zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego jest porównywalny, zaś całkowity stopień uszkodzenia równy $d=0.7$ jest bliski wartości granicznej 0.75. Natomiast w otworze centralnym dominuje zużycie wskutek pełzania, zużycie od zmęczenia niskocyklowego jest znikome, zaś całkowity stopień uszkodzenia $d=0.47$ jest niższy od wartości granicznej. Wykonane badania metalograficzne oraz nieniszczące na obecność pęknięć w pełni potwierdziły wyniki obliczeń numerycznych. Najniższą twardość i największą degradację mikrostruktury na powierzchni wirnika stwierdzono w obszarze karbu, zaś obydwie analizowane obszary (i pozostałe badane powierzchnie wirnika) były wolne od pęknięć.

Zgodnie z prezentowaną metodyką, deterministyczne obliczenia stopnia zużycia wykonano z użyciem minimalnych wartości wytrzymałości pełzaniowej i zmęczeniowej. Prawdopodobieństwo wystąpienia takich wartości uszkodzenia obliczone z użyciem modelu probabilistycznego wyniosło 0.05% w karbie i 0.005% w otworze. Jak widać z powyższych wyników, dla zbliżonego poziomu stopnia uszkodzenia w obu obszarach, otrzymano o rząd wielkości różne wartości prawdopodobieństwa inicjacji pęknięcia, co pokazuje dużą czułość tego parametru. Zaprezentowane w pracy krzywe ewolucji prawdopodobieństwa w czasie wykazały odmienny charakter przebiegu w przeciągu kolejnych kilkuset tysięcy godzin pracy. O ile krzywa dla otworu centralnego wykazuje prawie jednostajny wzrost, to krzywa dla

³ Bolton J., A 'characteristic strain' model for creep, *Materials at High Temperatures*, vol. 25, 101–108, 2008.

karbu powierzchniowego charakteryzuje się coraz większym tempem wzrostu, po czym osiąga punkt przegięcia przy wartości 50% dla czasu ok. 700 000 godzin i dalej rośnie, ale w coraz mniejszym tempie. Dla czasu ok. 1 mln godzin osiągnięta zostaje wartość 100%, co daje 200 razy większą wartość w porównaniu z obszarem otworu.

Praktycznym wynikiem zastosowania powyższej metody jest wydłużenie trwałości resztkowej z ok. 13 000 godzin otrzymanych z obliczeń deterministycznych do ok. 100 000 godzin uzyskanych z badań metalograficznych i przebiegu krzywej prawdopodobieństwa.

Do oryginalnych osiągnięć naukowych pracy, oprócz sformułowania jednolitej metodyki oceny żywotności pokazanej na Rys. 1 i pokazania sposobu jej praktycznego zastosowania, należą wykresy zmian prawdopodobieństwa w czasie pokazujące dużą czułość tego parametru zarówno na zmiany deterministycznego stopnia uszkodzenia jak i udziału poszczególnych mechanizmów zużycia w całkowitym stopniu uszkodzenia. Pokazano, że charakterystyka prawdopodobieństwa pęknięcia w czasie jest nieliniowa i bardziej czuła od charakterystyki stopnia uszkodzenia określonej liniową regułą kumulacji uszkodzeń Palmgren-Minera-Robinsona. Analiza czułości pokazała bardzo znaczący wpływ mechanizmu zużycia na wartość prawdopodobieństwa pęknięcia będący rezultatem różnego prawdopodobieństwa wystąpienia wartości minimalnej wytrzymałości pełzaniowej i zmęczeniowej. Dla tej samej wartości stopnia uszkodzenia, prawdopodobieństwo powstania pęknięcia może różnić się nawet 10-krotnie, w zależności od tego czy dominuje zużycie pełzaniowe czy zmęczeniowe. Zależność ta jest miarą jakości i poziomu ufności stosowanych charakterystyk materiałowych i może być stosowana w analizach porównawczych.

Wyniki prac, oprócz głównej publikacji w renomowanym czasopiśmie wydawnictwa Elsevier, były prezentowane i dyskutowane na międzynarodowych konferencjach naukowych z zakresu turbin parowych (*International Conference on Turbines of Large Output devoted to 100th Anniversary of Prof. Robert Szewalski Birthday, Gdańsk, 2003* [K11]) oraz zmęczenia i pęknięcia materiałów (*International Conference on Structural Integrity and Durability 2017: Fatigue and Fracture at all Scales, Dubrovnik, 2017* [K35]).

Modelowanie naprężeń termosprężystych do obliczeń w trybie online

Zagadnienia modelowania naprężeń termosprężystych do zastosowania w obliczeniach on-line omawiane są w pracy [A2] opublikowanej w *Applied Thermal Engineering* oraz w pracy [A4] opublikowanej w *Journal of Thermal Stresses*. Naprężenia termiczne są głównymi obciążeniami grubościennych elementów turbin parowych, takich jak wirniki, kadłuby czy komory zaworowe pracujących w wysokich i silnie zmiennych temperaturach. Konieczność obliczania naprężeń termicznych w trybie online wynika z dużych obciążeń cieplnych i szybkich zmian temperatury metalu elementów w stanach niestacjonarnych (rozruchy, odstawienia, zmiany mocy, itp.), generujących w obszarach niejednorodności pola temperatury naprężenia przekraczające granicę plastyczności materiału. Cykliczne zmiany temperatur i naprężeń prowadzą do kumulacji zużycia zmęczeniowego, a w konsekwencji do powstawania pęknięć w obszarach karbów. Naprężenia cieplne wykorzystywane są w układach kontroli rozruchu (tzw. blokach ograniczeń termicznych turbiny - BOTT) oraz w systemach monitoringu żywotności. Wyniki prezentowane w powyższych pracach są podsumowaniem kilkunastoletnich prac autora nad opracowywaniem i wdrażaniem tych systemów w firmie ALSTOM (przy współpracy naukowej z zespołem Prof. Andrzeja Rusina z Politechniki Śląskiej) oraz z badaniami własnymi wykonywanymi w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku w zespole Prof. Janusza Badura.

Obszarem badań jest metoda obliczania naprężeń termicznych wykorzystująca całkę Duhamela. W teorii równań różniczkowych całka Duhamela znana jest jako rozwiązanie

zagadnienia Cauchy'ego dla niejednorodnego liniowego równania różniczkowego cząstkowego z jednorodnymi warunkami brzegowymi za pomocą rozwiązania odpowiedniego zagadnienia dla równania jednorodnego. Dla liniowego równania przewodzenia ciepła ze stałym współczynnikiem przewodzenia ciepła λ , stałym ciepłem właściwym c_p i stałą gęstością ρ , rozwiązanie dla zmiennej w czasie temperatury ośrodka otrzymujemy na podstawie rozwiązania jednostkowego dla stałej temperatury ośrodka stosując całkę Duhamela. Metodą tą można również zastosować do rozwiązania równania termosprężystości Duhamela-Neumanna ze stałym modułem Younga E , stałym współczynnikiem rozszerzalności cieplnej β i stałą liczbą Poissona ν . Rozwiązanie jednostkowe dla naprężeń, zwane też funkcją Greena, zależy od temperatury i współczynnika wnikania ciepła, przy których zostało wyznaczone.

Zależność dla składowych tensora naprężeń termosprężystych σ_{ij} bazująca na całce Duhamela jest następująca:

$$\sigma_{ij}(r,t) = \int_0^t G_{ij}(r,t-\tau) \frac{\partial T_s(\tau)}{\partial \tau} d\tau$$

gdzie G_{ij} jest funkcją Greena dla składowych naprężeń ij , a T_s oznacza temperaturę ośrodka.

Dla procesów o nieznacznie zmiennej temperaturze i warunkach brzegowych wymiany ciepła, wyznaczenie funkcji Greena przy stałych parametrach może być wystarczająco dokładne, lecz przy procesach silnie nieizotermicznych z nieliniowymi warunkami brzegowymi wymiany ciepła założenie stałości parametrów może prowadzić do błędów w określaniu temperatury i naprężeń termosprężystych. Z taką sytuacją mamy do czynienia w nieustalonych stanach pracy turbin parowych, takich jak rozruchy czy odstawienia, gdzie zmiany temperatury sięgają 500°C a współczynniki wnikania ciepła zmieniają się o 2-3 rzędy wielkości, w związku z czym funkcje wpływu Greena nie mogą być wyznaczane w stałych warunkach termicznych. Podstawowym celem naukowym wykonanych badań było określenie wpływu zmian temperatury oraz współczynnika wnikania ciepła na przebieg funkcji wpływu i naprężeń termicznych obliczanych za pomocą całki Duhamela oraz opracowanie efektywnych metod uwzględniania tego wpływu w obliczeniach online.

Praca [A2] porusza główne zagadnienia modelowania naprężeń termicznych w kontekście termodynamiki przepływu w stopniu turbinowym, nieustalonej wymiany ciepła oraz mechaniki ciała stałego. Podstawowe cele naukowe pracy zdefiniowane dla powyższego zakresu badań są następujące:

- opracowanie modelu termodynamicznego przepływu i przemiany pary wodnej w stopniu do obliczania temperatury pary jako wielkości wejściowej do modelu naprężeń,
- opracowanie metody wyznaczania funkcji wpływu Greena przy zmiennym w czasie współczynniku wnikania ciepła i własnościach fizycznych materiału zależnych od temperatury,
- opracowanie metody wyznaczania dopuszczalnych naprężeń sprężystych w karbie z uwzględnieniem lokalnego uplastycznienia materiału.

Do opracowania modelu termodynamicznego spełniającego wymagania obliczeń online wykorzystano zależności znane z teorii turbin parowych i stosowane w obliczeniach projektowych. Model obliczania temperatury i strumienia masowego pary w całym zakresie warunków pracy turbiny sformułowano podając w spójny sposób zależności matematyczne z niezbędnymi uproszczeniami i dodatkowymi elementami wynikającymi ze specyfiki obliczeń online. Do badań wybrano stopień regulacyjny z czterema sektorami dyszowymi ze względu na największy zakres zastosowania takiej konstrukcji oraz najbardziej złożony charakter

przepływu i przemian termodynamicznych spośród wszystkich stopni turbiny pracujących w wysokich temperaturach. Specyfika obliczeń w trybie online polega na konieczności uwzględnienia aktualnych parametrów procesowych, takich jak temperatura, ciśnienie i prędkość obrotowa wirnika, oraz dodatkowo stanu układu doprowadzenia pary do turbiny. Stan ten został określony poprzez stopień otwarcia poszczególnych zaworów regulacyjnych, który decyduje nie tylko o natężeniu przepływu pary, ale też o sprawności stopnia regulacyjnego. Takie sformułowanie modelu pozwala na uwzględnienie wpływu charakterystyki pracy stopnia regulacyjnego przy danym strumieniu pary na jego sprawność, a w konsekwencji na temperaturę pary za stopniem.

W celu określenia masowego natężenia przepływu pary przez dany sektor zasilania (zawór regulacyjny wraz z sektorem dysz), zapisuje się zależność na natężenie przepływu pary przez zawór regulacyjny oraz przez sektor dyszowy (wzór Bendemanna) i z porównania tych dwóch przepływów wyznacza się ciśnienie pary między zaworem a sektorem dysz. Ponieważ zależność dla dyszy jest nieliniową funkcją ciśnienia za dyszą, to dla jego wyznaczenia rozwiązuje się nieliniowe równanie algebraiczne metodą bisekcji. Metoda ta daje stabilne i szybko zbieżne rozwiązania, co zostało potwierdzone przy jej aplikacji w algorytmach optymalizacji parametrów rozruchowych turbin działających w trybie online.

Drugim istotnym elementem opracowanego modelu jest zastosowanie funkcji sprawności obwodowej pojedynczego sektora dyszowego w obliczaniu entalpii i temperatury pary za sektorem. Sprawność obwodowa jest funkcją wskaźnika predkości u/c_0 i jest obliczana w sposób ciągły dla każdego sektora niezależnie na podstawie jego aktualnych parametrów pracy. W zaproponowanym modelu zależność sprawności od wskaźnika predkości wyznaczana jest poprzez wielowariantowe obliczenia stopnia regulacyjnego metodą określania strat i aproksymacji wyników krzywą o charakterze zbliżonym do paraboli. Dokładna postać tej funkcji dla rozważanego stopnia regulacyjnego została podana w pracy [A2].

W celu eksperymentalnej weryfikacji opracowanej metody wykonane zostały pomiary temperatury pary w stopniu regulacyjnym turbiny 370 MW. W tym celu zaprojektowano i zainstalowano w turbinie dedykowany pomiar temperatury pary, który wymagał zastosowania specjalnej osłony termopary dla umożliwienia przejścia przez przestrzeń między kadłubem zewnętrznym i wewnętrznym. Również zastosowana osłona termometryczna posiadała specjalną konstrukcję zapewniającą dokładne usytuowanie końcówki pomiarowej w osłonie komory stopnia regulacyjnego. Wykonano szereg pomiarów dla różnych warunków pracy turbiny i porównano je z wynikami symulacji opracowanym modelem. Przewidywania modelu bardzo dobrze zgadzały się z pomiarami zarówno dla ustalonych jak i niestabilnych warunków pracy. Najlepszą zgodność uzyskano dla rozruchu ciepłego, w którym maksymalna różnica temperatur nie przekroczyła 17°C , co stanowi błąd równy 5% przy niepewności pomiaru wynoszącej $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$.

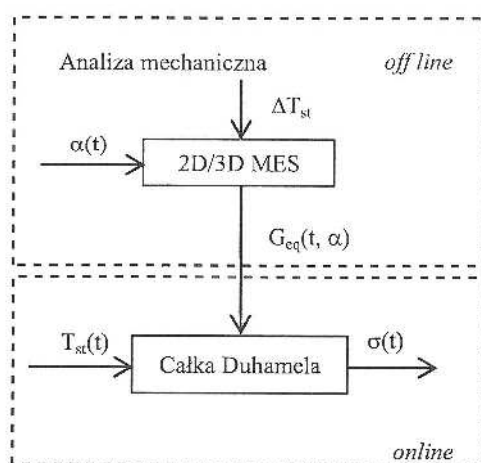
Drugim oryginalnym rezultatem naukowym pracy jest metoda wyznaczania funkcji wpływu Greena przy zmiennym w czasie współczynniku wnikania ciepła i własnościach fizycznych materiału zależnych od temperatury. Wpływ tych wielkości na przebieg funkcji wpływu dla naprężenia pokazano na przykładzie długiego walca ogrzewanego na powierzchni zewnętrznej. Własności fizyczne zmieniano w zakresie temperatur $100\div 500^{\circ}\text{C}$, zaś współczynnik wnikania ciepła od $100\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ do $10000\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, co odpowiada typowym warunkom cieplno-przepływowym części wysokotemperaturowych turbin. Na tym przykładzie pokazano, że wpływ współczynnika wnikania ciepła α określającego intensywność wymiany ciepła na powierzchni jest dużo większy od wpływu własności fizycznych determinujących rozkład temperatury (λ, c_p, ρ) oraz naprężeń (E, β, ν) w walcu. Maksima funkcji wpływu dla składowej osiowej naprężenia na powierzchni walca różniły się

ponad 5-krotnie w badanym zakresie zmian współczynnika wnikania ciepła, zaś dla badanego zakresu zmian temperatury różnice wyniosły zaledwie 10%. Używając tak określonych funkcji wpływu przebadano nagrzewanie walca z warunkiem brzegowym w postaci liniowo zmiennej temperatury pary w tempie $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ przy jej początkowej wartości równej 200°C i początkowej temperaturze walca wynoszącej 100°C . Uzyskane przebiegi składowej osiowej naprężenia różniły się ilościowo i jakościowo. Żaden z uzyskanych przebiegów naprężenia nie był zbliżony do przebiegu rzeczywistego, który uzyskano przy liniowo zmiennym w czasie współczynniku wnikania ciepła od $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ do $10000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ i własnościach fizycznych zależnych od aktualnej temperatury metalu. Na przykładzie jednowymiarowego zagadnienia o najprostszej geometrii pokazano zatem, jak duży wpływ na pole naprężeń mają poszczególne parametry (warunki brzegowe i charakterystyki materiałowe) i wykazano potrzebę uwzględniania zmian przede wszystkim współczynnika wnikania ciepła przy obliczaniu funkcji wpływu Greena.

Dla poprawy dokładności obliczania niestacjonarnych naprężeń cieplnych za pomocą całki Duhamela zaproponowano metodę bazującą na tzw. ekwiwalentnej funkcji wpływu Greena (Rys. 2). W metodzie tej funkcja wpływu wyznaczana jest poprzez rozwiązanie równania Fouriera-Kirchhoffa i Duhamela-Neumanna za pomocą metody elementów skończonych z następującymi niestacjonarnymi warunkami brzegowymi:

- skokowa zmiana temperatury pary o wartość równą zakresowi jej zmiany w analizowanym procesie,
- zmienny w czasie współczynnik wnikania ciepła odpowiadający zmianom masowego natężenia przepływu, ciśnienia i temperatury pary w analizowanym procesie.

Zmiana temperatury pary realizowana nie o wartość jednostkową 1°C , lecz o maksymalną wartość występującą w danym procesie, którym w naszym przypadku jest rozruch lub odstawienie turbiny, ma na celu zastępcze uwzględnienie zmian własności fizycznych i mechanicznych materiału z temperaturą. W rozwiązaniu równań przewodzenia ciepła i termosprężystości metodą elementów skończonych uwzględniana jest zależność tych wielkości od temperatury.



Rys. 2. Schemat blokowy algorytmu obliczania naprężeń z ekwiwalentną funkcją Greena.

Do wyznaczenia funkcji wpływu przyjmowany jest nie stały, lecz zmienny w czasie współczynnik wnikania ciepła modelujący zmienność parametrów pary, a głównie masowego natężenia przepływu. Funkcja wpływu wyznaczana jest na podstawie obliczeń MES wykonywanych off line, a następnie wykorzystywana jest w obliczeniach online za pomocą

całki Duhamela. Jak pokazano w pracy [A2], wyznaczona tą metodą funkcja wpływu ma kształt podobny do klasycznej funkcji wpływu wyznaczonej przy stałych parametrach.

Przed zastosowaniem proponowanej metody do obliczeń naprężeń przy rozruchu rzeczywistego wirnika, zweryfikowano jej skuteczność dla omawianego wcześniej walca. Do analiz przyjęte zostały takie same liniowo zmienne warunki brzegowe, lecz zbadano dodatkowo przebieg składowej obwodowej naprężenia w osi walca. Dla obydwu rozważanych składowych naprężenia uzyskano nie tylko jakościową, ale też bardzo dobrą ilościową zgodność wyników obliczeń modelem przestrzennym MES i całką Duhamela.

Dokładność proponowanej metody przy silnie nieliniowych i niejednorodnych warunkach brzegowych oraz dla złożonej geometrii zbadano na przykładzie rozruchu wirnika ze stanu zimnego trwającego 240 minut. Pola temperatury i naprężenia obliczone zostały w modelu przestrzennym wykorzystując osiową symetrię wirnika. Własności fizyczne i mechaniczne przyjęto zależne od temperatury, a współczynnik wnikania ciepła był zmienny w czasie i przestrzeni. Do szczegółowych analiz wybrano obszar pierwszego wrębu łopatkowego, w którym stwierdzono największe naprężenia lokalne podczas całego rozruchu. Dla tego obszaru, który jest typowym karbem geometrycznym, wyznaczono z wykorzystaniem przyjętych wcześniej założeń, funkcje wpływu Greena dla całego tensora naprężenia. Dla wszystkich składowych tensora naprężenia przebiegi funkcji wpływu posiadają typowy kształt, jednak ze szczególnym krótkotrwałym okresem mniej regularnego przebiegu wynikającym z dużej i szybkiej zmiany współczynnika wnikania ciepła, co pokazuje istotny jego wpływ na przebieg funkcji Greena. Stosując tak wyznaczone funkcje wpływu uzyskano bardzo dobrą zgodność przebiegu naprężeń otrzymanych metodą elementów skończonych i całką Duhamela, zarówno dla składowych tensora naprężenia jak i naprężenia zredukowanego według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky. Krzywe naprężenia praktycznie pokryły się w fazie wzrostu, maksimum i spadku naprężeń do wartości w stanie ustalonym. Uzyskane wyniki dla obydwu symulacji w pełni potwierdzają słuszność przyjętych założeń metody oraz osiągnięcie postawionego celu naukowego w tym zakresie.

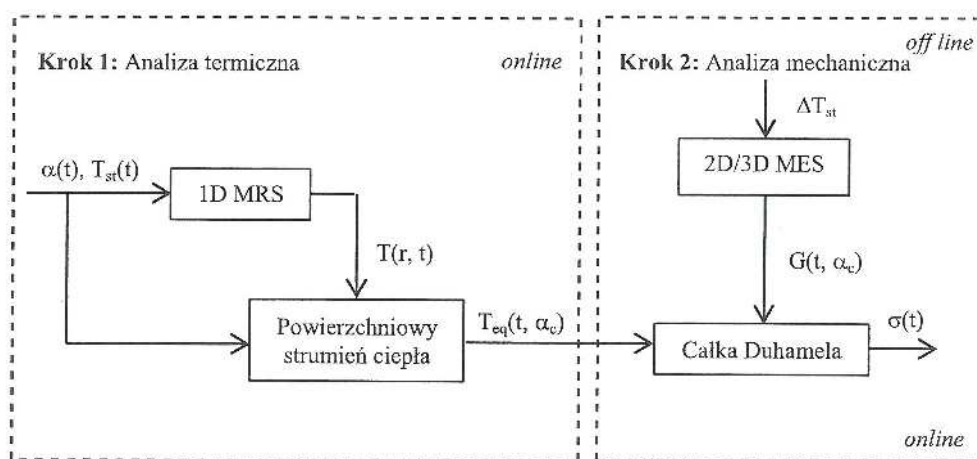
W procesie kontroli naprężeń termicznych bardzo ważne jest, oprócz dokładnego obliczenia naprężeń termosprężystych, wyznaczenie naprężeń dopuszczalnych uwzględniające możliwość uplastycznienia materiału w karbie. Do badań przyjęto dwie podstawowe reguły korekcji naprężeń i odkształceń w dnie karbu, znane jako reguła Neubera oraz metoda Glinki-Molskiego. Obydwie reguły wyprowadzone zostały dla warunków izotermicznych, a w celu analizy naprężeń cieplnych rozszerzono ich zastosowanie na warunki nieizotermiczne dla materiału sprężysto – idealnie plastycznego i sprężysto – plastycznego z liniowym wzmocnieniem kinematycznym poprzez uzależnienie od temperatury własności sprężystych (moduł Younga E) i plastycznych (granica plastyczności σ_y , moduł plastyczności E_t , moduł kinematycznego umocnienia Zieglera C) materiału. Wyznaczone na podstawie naprężeń sprężystych amplitudy odkształcenia w dnie wrębu łopatkowego pokazały, że wpływ przyjętego modelu materiału jest pomijalnie mały. Istotne różnice uzyskano jednak przy zastosowaniu różnych reguł korekcji naprężeń w karbie, gdyż reguła Neubera dawała dla wszystkich analizowanych cykli zawyżone wartości amplitudy odkształcenia, zaś metoda Glinki-Molskiego powodowała jej zaniżenie w porównaniu z rozwiązaniami modelu przestrzennego metodą elementów skończonych dla materiału sprężysto-plastycznego z liniowym umocnieniem kinematycznym Pragera-Zieglera. Bliższe wynikom MES były amplitudy odkształcenia wyznaczone za pomocą reguły Naubera i dlatego do określenia naprężeń dopuszczalnych we wrębie łopatkowym użyto tej reguły. Zależność na naprężenia dopuszczalne została wyprowadzona na podstawie przyjętej amplitudy odkształcenia, którą określa wymagana liczba cykli zmęczenia (w naszym przypadku jest to liczba rozruchów). Praktycznym rezultatem badań jest podanie analitycznej zależności na naprężenia dopuszczalne we wrębie łopatkowym uwzględniającej zmienność w

funkcji temperatury i bazującej na regule Neubera. Powyższą zależność zilustrowano na przykładzie zmienności naprężeń w funkcji temperatury dla rozruchu ciepłego i gorącego, pokazując równocześnie możliwość jej korekty w oparciu o rozwiązanie metodą elementów skończonych.

Podkreśliśmy, że przedstawiona powyżej metoda wyznaczania funkcji wpływu zakłada, że znana jest zmienność w czasie współczynnika wnikania ciepła na powierzchni elementu w obszarze występowania największych naprężeń termosprężystych. Założenie to jest w dużej mierze spełnione w eksploatacji turbin parowych pracujących w reżimie pracy cyklicznej, gdzie przebiegi rozruchów z różnych początkowych stanów cieplnych opisane są charakterystykami rozruchowymi definiującymi przebieg zmian ciśnienia, temperatury i strumienia pary do turbiny. Pozwala to na określenie przebiegu zmian współczynnika wnikania ciepła dla danego typu uruchomienia i wyznaczeniu w oparciu o te przebiegi funkcji wpływu Greena. W pewnych sytuacjach ruchowych, takich jak zakłócenia pracy kotła czy problemy ze stanem dynamicznym turbozespołu, rzeczywiste zmiany strumienia masy mogą odbiegać od teoretycznych wartości określonych w charakterystykach rozruchowych, co może mieć wpływ na kształt funkcji Greena i obliczone na jej podstawie naprężenia. Z tego względu w pracy [A4] podjęto dalsze badania nad opracowaniem bardziej uniwersalnej metody uwzględniania nieliniowości termicznych warunków brzegowych oraz zmienności własności fizycznych w modelowaniu naprężeń termicznych do zastosowania w obliczeniach online. Dodatkowo postawiono za cel możliwość modelowania wymiany ciepła zarówno poprzez konwekcję, jak i kondensację pary wodnej na ścianie elementu.

W rezultacie badań opracowana została metoda analityczno-numeryczna, według której obliczenia przeprowadza się w dwóch krokach (Rys. 3):

- 1) w kroku termicznym rozwiązywane jest najpierw jednowymiarowe równanie przewodzenia ciepła, na podstawie którego określany jest powierzchniowy strumień ciepła a z niego tzw. ekwiwalentna temperatura pary T_{eq} ,
- 2) w kroku naprężeniowym na podstawie ekwiwalentnej temperatury pary i funkcji Greena wyznaczonej dla stałego współczynnika wnikania ciepła, obliczane są naprężenia termiczne za pomocą całki Duhamela.



Rys. 3. Schemat blokowy algorytmu obliczania naprężeń z ekwiwalentną temperaturą pary.

Równanie przewodzenia ciepła rozwiązywane jest dla przekroju, w którym panują największe naprężenia w stanach nieustalonych i dla warunków brzegowych określonych w tym przekroju. Równanie zapisane jest we współrzędnych cylindrycznych, a kierunek przewodzenia ciepła pokrywa się ze współrzędną promieniową.

Natomiast, dla modelowania przepływu ciepła w wirnikach całokutych zaproponowano model pełnego walca ogrzewanego na powierzchni zewnętrznej. W osi walca zakładany jest warunek adiabatyczności, zaś na powierzchni zewnętrznej warunek brzegowy trzeciego rodzaju. Wirniki z otworem centralnym modelowane są jako wydrążony walec, gdzie jego powierzchnia wewnętrzna jest adiabatyczna, zaś na powierzchni zewnętrznej obowiązuje warunek brzegowy trzeciego rodzaju. Przepływ ciepła w kadłubach i komorach zaworowych modelowany jest jak dla wydrążonego walca ogrzewanego od wewnątrz z adiabatyczną powierzchnią zewnętrzną. Rozwiązując równanie nieustalonego przewodzenia ciepła znamy w każdej chwili czasu rozkład temperatury, z którego określamy strumień ciepła na powierzchni ogrzewanej. Znajomość tego strumienia umożliwia wyznaczenie tzw. ekwiwalentnej temperatury pary, która daje taki sam strumień ciepła dla założonej stałej wartości współczynnika wnikania ciepła α . Przebieg ekwiwalentnej temperatury pary jest dalej wykorzystywany w kroku naprężeniowym.

W kroku naprężeniowym obliczane są naprężenia termosprężyste za pomocą całki Duhamela. Tym razem wykorzystywana jest funkcja wpływu Greena wyznaczona dla stałego współczynnika wnikania ciepła o takiej samej wartości, jaką przyjęto do określenia ekwiwalentnej temperatury pary. Funkcję wpływu wyznacza się z rozwiązania równania niesprężonej termosprężystości dla rzeczywistej przestrzennej geometrii elementu.

Celem potwierdzenia słuszności przyjętych założeń fizycznych oraz podstawowego sprawdzenia dokładności metody, zbadano nagrzewanie elementu o najprostszej geometrii, jakim jest cylinder modelujący wirnik turbiny. Zadanie rozwiązano numerycznie metodą elementów skończonych dla nieliniowo zmiennych w czasie termicznych warunków brzegowych oraz metodą numeryczno-analityczną stosując całkę Duhamela i funkcje Greena wyznaczone przy stałym współczynniku wnikania ciepła równym $\alpha_c = 1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. W celu wyeliminowania wpływu zmian własności fizycznych, zarówno w obliczeniach MES jak i symulacjach proponowaną metodą własności fizyczne wyznaczono w temperaturze 300°C . Otrzymano w ten sposób niemalże identyczne przebiegi naprężenia zredukowanego na powierzchni i w osi cylindra, co potwierdza bardzo duży potencjał opracowanej metody obliczania naprężeń termosprężystych.

Zastosowanie w obliczeniach online rozwiązania równania niestacjonarnego przewodzenia ciepła daje możliwość ciągłej kontroli mechanizmu wymiany ciepła na powierzchni elementu i uwzględniania jego rodzaju w formułowaniu warunków brzegowych. Dla konwekcyjnej wymiany ciepła, strumień ciepła na powierzchni określony jest poprzez temperaturę pary T_{st} i konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła α_{conv} . Temperatura pary obliczana jest z wykorzystaniem modelu termodynamicznego (dla stopnia regulacyjnego opisanego w pracy [A2]), zaś współczynnik wnikania ciepła wyznaczany jest ze znanych w literaturze korelacji na liczbę Nusselta opracowanych dla typowych powierzchni elementów turbin parowych. Z uwagi na możliwość wystąpienia kondensacji pary wodnej przy niskich temperaturach ścianki, celowe jest ciągłe sprawdzanie warunków jej wystąpienia i formułowanie odpowiednich warunków brzegowych. W opracowanej metodyce przyjęto, że kondensacja występuje wtedy, gdy zarówno aktualna temperatura pary jest niższa od temperatury nasycenia T_{sat} dla lokalnej wartości ciśnienia oraz strumień ciepła od filmu wodnego do powierzchni ścianki jest większy niż strumień ciepła od przepływającej pary do filmu wodnego. Przy wymianie ciepła poprzez kondensację, odpowiednie warunki brzegowe określone są poprzez temperaturę nasycenia T_{sat} oraz kondensacyjny współczynnik przejmowania ciepła α_{cond} .

Wpływ kondensacji na przebieg temperatury i naprężenia zbadano dla przypadku nagrzewania rurociągu parowego, gdzie w początkowej fazie nagrzewania zasymulowano przepływ z kondensacją i bez kondensacji pary. Otrzymane przebiegi ekwiwalentnej

temperatury pary w tej fazie nagrzewania mają nie tylko ilościowo, ale i jakościowo inny charakter. Dla warunków konwekcyjnej wymiany ciepła, ekwiwalentna temperatura pary początkowo gwałtownie spada od wartości 2000°C, osiąga minimum równe 200°C bliskie temperaturze nasycenia i dalej powoli rośnie osiągając po pewnym czasie temperaturę pary. Zanedbując wpływ kondensacji, otrzymana ekwiwalentna temperatura pary cały czas rośnie, zgodnie ze wzrostem współczynnika wnikania ciepła i temperatury pary i osiąga tą temperaturę po takim samym czasie jest w przypadku kondensacji. Efektem tych różnic w warunkach wymiany ciepła jest odmienny przebieg temperatury powierzchni ścianki (gwałtowny skok i powolny wzrost przy kondensacji oraz prawie liniowy wzrost przy konwekcji) oraz bardzo duże różnice w naprężeniach przekraczające 400% w chwili wystąpienia maksimum naprężenia zredukowanego Hubera-Misesa-Hencky.

Walidację opracowanej metody dla rzeczywistej geometrii i warunków brzegowych przeprowadzono dla komory zaworowej podczas rozruchu ze stanu zimnego. Opracowano model numeryczny komory przyjmując założenie osiowej symetrii geometrii i obciążeń cieplnych. Wyznaczone funkcje wpływu dla $\alpha_c = 500 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ i zakresu zmian temperatury 100÷500°C wykazały dwuosiowy stan naprężenia na powierzchni wewnętrznej komory w punkcie maksymalnej wartości naprężenia zredukowanego przy dominacji składowej osiowej i obwodowej. Dla analizowanego rozruchu otrzymano bardzo dobrą zgodność naprężenia obliczonego omawianą metodą z wynikami MES we wszystkich fazach symulowanego rozruchu. Wykazano też bardzo duże, bo ponad dwukrotne zawyżenie naprężenia przy symulacji z warunkiem brzegowym określonym przez rzeczywistość, a nie ekwiwalentną temperaturę pary. Jest to kolejne potwierdzenie słuszności przyjętych założeń metody oraz dużo lepszej dokładności w porównaniu z podejściem uproszczonym nie uwzględniającym zmienności współczynnika wnikania ciepła.

Wyniki prac, oprócz głównych publikacji w renomowanych czasopismach wydawnictwa *Elsevier* i *Taylor&Francis*, były prezentowane i dyskutowane na międzynarodowych konferencjach naukowych z zakresu naprężeń termicznych (6th *International Congress on Thermal Stresses*, Wiedeń, 2005 [K14]; 11th *International Congress on Thermal Stresses*, Salerno, 2016 [K27]), metod komputerowych w mechanice (22nd *International Conference on Computer Methods in Mechanics CMM 2017*, Lublin, 2017 [K37]) oraz maszyn przepływowych (12th *International Symposium SYMKOM 2016 IMP*², Gdańsk, 2016 [K31]). Obydwie metody uwzględniania zależności funkcji wpływu od współczynnika wnikania ciepła i własności materiału przedstawiono w syntetyczny sposób w rozdziale monografii naukowej pt. *Selected Problems of Contemporary Thermomechanics* [B6]. Znalazły one też praktyczne zastosowanie w układach kontroli naprężeń termicznych wirników, kadłubów i komór zaworowych kilkunastu turbin parowych firmy ALSTOM, gdzie autor był głównym projektantem i nadzorującym uruchomienie tych układów.

Metodyka bieżącego monitorowania zużycia zmęczenia

Zagadnienia dotyczące modelowania zużycia zmęczenia pod kątem zastosowania w obliczeniach online rozwiązane są w pracy [A5] opublikowanej w *Applied Thermal Engineering* oraz w pracy [A6] opublikowanej w *International Journal of Fatigue*. Zużycie zmęczeniowe elementów turbin parowych wywołane zmiennymi obciążeniami cieplno-mechanicznymi zachodzi przy małej liczbie cykli rzędu $10^2 \div 10^3$, dużych naprężeniach cieplnych i odkształceniach plastycznych oraz przy silnie zmiennej temperaturze metalu. Duża złożoność kształtu oraz niejednorodność obciążeń cieplnych powodują, że do analiz zmęczeniowych tych elementów wykorzystywane są pola temperatur, naprężeń i odkształceń uzyskane z rozwiązywania równań termo-elasto-plastyczności dla przestrzennych modeli

geometrycznych elementów. Rozwiązania tych modeli, uwzględniające nieliniowości materiałowe oraz warunków brzegowych, uznawane są za najdokładniejsze i mogą stanowić punkt odniesienia do oceny modeli uproszczonych, opracowywanych pod kątem specyficznych zastosowań naukowych czy technicznych. Jednym z takich obszarów zastosowania jest bieżący monitoring zużycia zmęczeniowego turbin realizowany w oparciu o obliczenia naprężeń i odkształceń oraz wykorzystujący stosowne parametry uszkodzenia i hipotezy sumowania uszkodzeń. Wykorzystanie do tego celu pełnych modeli przestrzennych wraz z modelami cyklicznej plastyczności jest jak dotąd niepraktyczne i dlatego poszukuje się rozwiązań uproszczonych o jak największym poziomie dokładności.

W przeprowadzonych badaniach postawiono sobie za cel analizę powszechnie stosowanych metod określania naprężeń i odkształceń plastycznych w karbach pod kątem zastosowania w warunkach nieizotermicznych obciążeń zmiennych i opracowanie metodyki ich wykorzystania do oceny zużycia zmęczeniowego elementów turbin w trybie online.

Badania rozpoczęto od numerycznych analiz stanu naprężenia i odkształcenia w wirniku typu akcyjnego, identyfikacji obszarów o najwyższym poziomie zużycia zmęczeniowego i ich porównaniu z dostępnymi wynikami badań nieniszczących [A5]. Do analizy termicznej wirnika sformułowano termiczne warunki brzegowe trzeciego rodzaju dla kluczowych powierzchni wymiany ciepła o największej intensywności strumienia ciepła, jakimi są obszary uszczelnienia międzystopniowego i powierzchnie tarcz wirnikowych. Współczynniki wnikania ciepła wyznaczone zostały z wykorzystaniem sprawdzonych korelacji na liczbę Nusselta Nu dla warunków przepływu laminarnego i turbulentnego, zaś temperaturę pary w układzie przepływowym określono na podstawie obliczeń linii ekspansji dla zmiennych warunków pracy. Prawidłowe określenie termicznych warunków brzegowych przy zmiennych obciążeniach jest zadaniem trudnym i krytycznym z punktu widzenia obliczeń naprężeń, gdyż są one silnie zmienne w czasie i wzdłuż powierzchni zewnętrznej wału. Zależność parametrów pary dolotowej od czasu przyjęto na podstawie charakterystyk rozruchowych turbiny ze stanu zimnego, ciepłego i gorącego. Dla rozruchu ciepłego pokazano przebieg silnych zmian temperatury, ciśnienia i natężenia przepływu pary oraz wyznaczone na tej podstawie przebiegi liczb kryterialnych (Re i Nu) i współczynnika wnikania ciepła w uszczelnieniu i tarczy stopnia 2. Niejednorodność przestrzenną temperatury pary i współczynnika wnikania ciepła w wybranych chwilach rozruchu zimnego zaprezentowano dla uszczelnień labiryntowych stopni 2÷8. Model numeryczny przygotowano z założeniem osiowej symetrii kształtu i obciążeń, zaś własności materiału przyjęte zostały jako zależne od temperatury.

W wyniku rozwiązania układu równań modelu metodą elementów skończonych dla przyjętych warunków brzegowych otrzymano zmienne w czasie pola temperatury, naprężenia i odkształcenia, których niejednorodność przestrzenną pokazano na przykładzie wybranych chwil rozruchu zimnego. Największe naprężenia w stanie sprężystym otrzymano w dnie rowków cieplnych stanowiących obwodowe karby geometryczne zlokalizowane we wlotowej części wirnika. Położenie miejsc wystąpienia największych naprężeń dokładnie odpowiada obszarom, gdzie w trakcie badań nieniszczących wielokrotnie stwierdzono pęknięcia o charakterze zmęczeniowym. Ponadto stwierdzono, że mimo identycznego kształtu wszystkich rowków i bliskiej sobie lokalizacji, występują istotne różnice w maksimum naprężeń, które dodatkowo zależą od typu uruchomienia. Wykazano to poprzez porównanie przebiegów naprężenia zredukowanego Hubera-Misesa-Hencky zaprezentowanego w pracy na przykładzie rozruchu zimnego, porównanie pola naprężenia w obszarze rowków w wybranej chwili tego rozruchu oraz opracowanie wykresu rozkładu maksimum naprężenia w rowkach dla wszystkich rodzajów uruchomienia i odstawienia. Największe naprężenia w stanie sprężystym przemieszczają się z rowka G5 (dla rozruchu zimnego i ciepłego), poprzez rowek G3 (odstawienie) do rowka G2 (rozruch gorący). Dowodzi to, że nie istnieje jeden obszar

wirnika z absolutnym maksimum naprężenia dla różnych warunków pracy turbiny. Tak silne zróżnicowanie maksimów naprężenia wynika ze zmienności termicznych warunków początkowych i brzegowych oraz skomplikowanego kształtu wirnika w tym obszarze. W konsekwencji, nie można jedynie na podstawie wartości naprężenia określić obszaru o największym zużyciu zmęczeniowym. Analiza amplitud naprężenia zredukowanego dla cyklu rozruch-odstawienie pokazuje, że również miejsce o największej amplitudzie naprężenia przechodzi z rowka G4 (dla cyklu rozruchu zimnego i ciepłego) do rowka G2 (dla cyklu rozruchu gorącego), przy czym rowek G4 nie jest obszarem o największym naprężeniu przy żadnym z rozruchów ani przy odstawieniu.

Do analizy zmęczenia małowyjąłowego w podjęciu odkształceniowym przy procesie nieizotermicznym wymagana jest dodatkowo temperatura, która wpływa na amplitudę odkształcenia wyznaczaną w oparciu o stan naprężenia. W szczególności istotna jest wartość temperatury w chwili wystąpienia maksimum naprężenia, którą można określić z wykresu naprężenie-temperatura opracowanego w pracy [A5]. Pokazano na nim dla rowka G3, że temperatura, przy której występuje maksimum naprężenia wzrasta od ok. 300°C dla rozruchu zimnego do ponad 500°C dla rozruchu gorącego, co ma wpływ na wartość odkształcenia.

W analizie zmęczenia małowyjąłowego jako parametr uszkodzenia przyjęto amplitudę odkształcenia, którą określono na podstawie amplitudy naprężenia w stanie sprężystym wykorzystując regułę Neubera oraz metodę Glinki-Molskiego dla wieloosiowego stanu naprężenia. W celu oceny dokładności tych metod w warunkach nieizotermicznych, odkształcenia obliczono również metodą elementów skończonych z modelem materiału o liniowym kinematycznym wzmocnieniu typu Pragera-Zieglera i warunku plastyczności według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky. Wyznaczone tymi metodami rozkłady amplitudy odkształcenia sprężysto-plastycznego w rowkach cieplnych wykazały ich zgodność w zakresie miejsca występowania maksimum, które podobnie jak dla amplitudy naprężenia przechodzi z rowka G4 (dla cyklu rozruchu zimnego i ciepłego) do rowka G2 (dla cyklu rozruchu gorącego). Rowek G2 jest jednocześnie miejscem o największej wartości skumulowanego odkształcenia plastycznego w warunkach rozruchu ciepłego, co pokazano na rozkładach odkształcenia plastycznego w analizowanych rowkach po trzecim cyklu obciążenia. Analiza porównawcza zastosowanych metod analitycznych pokazała, że amplitudy odkształcenia obliczone z reguły Neubera są wyższe o maksymalnie 20%, zaś obliczone metodą Glinki-Molskiego są niższe od amplitud otrzymanych metodą elementów skończonych nie więcej niż o 18%. Takie zachowanie stwierdzono wcześniej w badaniach stanu naprężenia i odkształcenia przy obciążeniach mechanicznych w stałej temperaturze, zaś jego potwierdzenie dla obciążeń cieplno-mechanicznych w wieloosiowym stanie naprężenia przedstawiono po raz pierwszy, według wiedzy autora, w niniejszych badaniach.

Obliczone w ten sposób amplitudy odkształcenia sprężysto-plastycznego wykorzystano do wyznaczenia liczby cykli do inicjacji pęknięć zmęczeniowych. Z uwagi na wysokie temperatury pracy rowków cieplnych i związany z nimi proces zużycia pełzaniowego, liczby cykli wyznaczono korzystając z krzywych zmęczeniowych amplituda odkształcenia – liczba cykli uwzględniających czas wytrzymania w maksymalnej temperaturze cyklu. Najniższe liczby cykli otrzymano dla amplitud odkształcenia wyznaczonych z reguły Neubera, zaś najwyższe liczby uzyskano dla metody Glinki-Molskiego. Pośrednie wartości liczby cykli do inicjacji pęknięć odpowiadały amplitudom odkształcenia obliczonym metodą elementów skończonych. Maksymalny błąd obydwu metod analitycznych jest identyczny i przewidują one trwałość zmęczeniową trzy razy większą (Glinka-Molski) lub mniejszą (Neuber) w odniesieniu do liczby cykli wyznaczonych dla modelu Pragera-Zieglera. Taka dokładność, zdaniem autora, pozwala na stosowanie metod analitycznych do określania rzędu wielkości oraz górnej i dolnej granicy liczby cykli do inicjacji pęknięć.

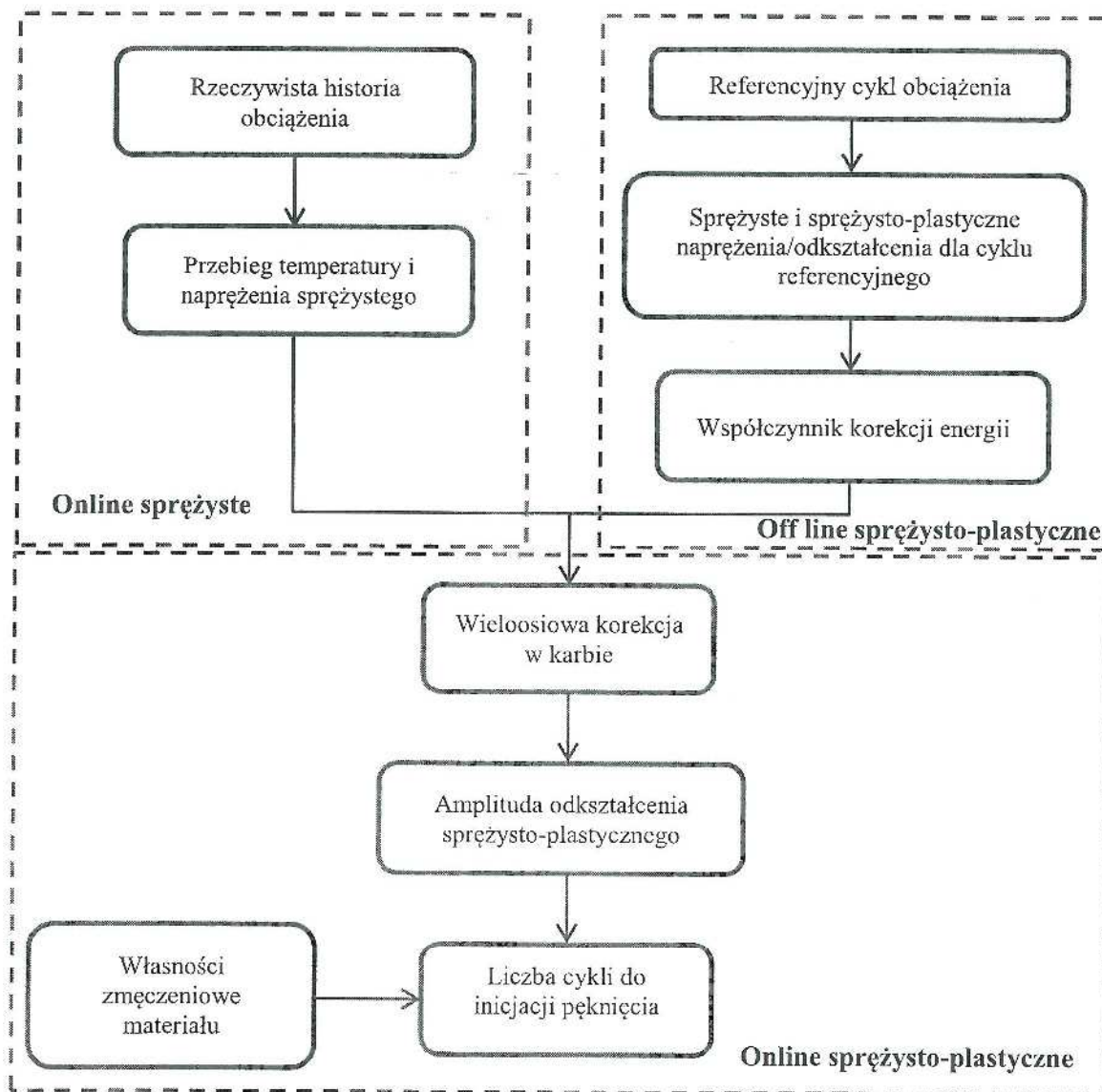
Przedstawione wyniki pokazują również, że metody analityczne wyznaczania naprężeń i odkształceń w karbie mogą być także stosowane do identyfikacji obszarów najbardziej wytężonych limitujących trwałość zmęczeniową wirników turbin parowych. Powyższy wniosek, wyciągnięty na podstawie wyników badań analityczno-numerycznych, znajduje dodatkowe potwierdzenie w wynikach badań nieniszczących wykonanych na kilku wirnikach typu akcyjnego. W pracy przedstawiono porównanie głębokości pęknięć zmęczeniowych w rowkach cieplnych wirników, które odbyły ok. 800÷1000 rozruchów z amplitudami odkształcenia sprężysto-plastycznego wyznaczonymi metodami analitycznymi. Kształty rozkładów amplitudy odkształcenia dla różnych cykli rozruch-odstawienie otrzymane obydwoma metodami dokładnie odwzorowują kształt rozkładów głębokości pęknięć w kolejnych rowkach.

Ponadto dla rowka G3, który jest obszarem krytycznym, limitującym trwałość wirnika, liczba cykli do inicjacji pęknięć waha się w granicach 600÷6000, co dobrze koresponduje z dotychczasowymi doświadczeniami, pokazującymi pękanie rowków cieplnych w zakresie liczby cykli 500÷1200 oraz z liczbą cykli przedstawioną powyżej dla wirników z badaniami głębokości pęknięć. Najgłębsze pęknięcia wykrywano w rowku G3, który jest teoretycznie najbardziej zużytym obszarem wirnika dla typowego spektrum rozruchów ze stanu zimnego, ciepłego i gorącego. Dla tego rowka opracowany został wykres do określania zużycia zmęczeniowego na podstawie liczby uruchomień ze stanu zimnego, ciepłego i gorącego według typowych charakterystyk rozruchowych analizowanej turbiny. Wykres ten opracowano na podstawie obliczeń MES dla materiału sprężysto-plastycznego z umocnieniem kinematycznym.

Głównym wynikiem naukowym tej pracy jest podanie poziomu dokładności analitycznych metod korekcji naprężeń i odkształceń w karbie i wskazanie metody elementów skończonych jako najbardziej odpowiedniej do wiarygodnego określania małowyciskowej trwałości zmęczeniowej wirników turbin parowych poddanych obciążeniom cieplno-mechanicznym. Zaproponowany model obliczeniowy oparty na metodzie elementów skończonych został zwalidowany poprzez porównanie rozkładu amplitud odkształcenia z odpowiednim rozkładem głębokości pęknięć w poszczególnych rowkach oraz porównanie ilości cykli wyznaczonych numerycznie z ilością cykli do momentu wykonania badań na obecność pęknięć. Metody analityczne mogą być stosowane do identyfikacji obszarów najbardziej wytężonych oraz określania rzędu wielkości wraz z dolną i górną granicą liczby cykli do pękania. Aby móc stosować którąkolwiek z analizowanych metod, wymagane są prace badawcze mające na celu poprawę ich dokładności. Jest to szczególnie istotne w aspekcie ich zastosowania w obliczeniach online, gdzie niestacjonarna metoda elementów skończonych nie może być zastosowana ze względu na czas i niezawodność obliczeń.

Badania w tym zakresie podjęto w pracy [A6], gdzie postawiono za cel opracowanie metody oceny zużycia zmęczeniowego do monitorowania wirników turbin parowych w trybie online. Na podstawie wniosków z wcześniej przeprowadzonych badań przyjęto, że metoda ta powinna bazować na analitycznej regule korekcji naprężeń i odkształceń w karbie dla wieloosiowego stanu naprężenia i odkształcenia oraz wykorzystywać metodę elementów skończonych i model materiału sprężysto-plastycznego do poprawy dokładności obliczeń. Koncepcję takiego podejścia pokazano na Rys. 4 przedstawiającym schemat blokowy algorytmu monitorowania zużycia zmęczeniowego. W oparciu o historię obciążenia opisaną pomiarami eksploatacyjnymi, wykonywane są w trybie online obliczenia temperatur i naprężeń sprężystych za pomocą całki Duhamela. Do realizacji obliczeń amplitudy odkształcenia w trybie online, niezbędne jest wyznaczenie współczynnika korekcji energii w karbie na podstawie obliczenia naprężeń i odkształceń w stanie sprężystym i sprężysto-plastycznym dla referencyjnych cykli obciążenia. Współczynnik ten wyznaczany jest dla każdego monitorowanego obszaru i dla wszystkich cykli referencyjnych, za jakie

przyjmujemy rozruchy z poszczególnych początkowych stanów cieplnych. Następnie, znając przebieg temperatury i naprężenia w czasie oraz odpowiedni współczynnik korekcji energii odkształcenia, dokonujemy korekcji naprężenia i odkształcenia za pomocą metody Glinki-Molskiego. Tak wyznaczona amplituda odkształcenia wraz z obliczoną temperaturą metalu pozwala na określenie liczby cykli do inicjacji pęknięć zmęczeniowych z odpowiednich krzywych zmęczenia małosyklowego.



Rys. 4. Schemat blokowy algorytmu monitorowania zużycia zmęczeniowego wirników turbin parowych.

Kluczowym elementem opracowanej metody jest wyznaczenie współczynnika korekcji energii odkształcenia, na której opiera się metoda Glinki-Molskiego. Zastosowane sformułowanie gęstości energii odkształcenia (ang. ESED – Equivalent Strain Energy Density) oparte na ekwiwalentnym odkształceniu i naprężeniu według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky pomija dylatacyjną część energii odkształcenia wyrażoną naprężeniem średnim. W oparciu o analizy numeryczne wykazano, że udział części dylatacyjnej w energii całkowitej jest znaczący i różny w stanie sprężystym i sprężysto-plastycznym. Ponadto pokazano, że dla danej geometrii rowka cieplnego udział tej energii jest relatywnie stały dla różnych warunków

nagrzewania (rozruchów), szczególnie dla materiału sprężystego, gdzie jest na poziomie 45%. Dla modelu materiału sprężysto-plastycznego ze wzmocnieniem kinematycznym, udział energii dylatacyjnej wykazuje większy rozrzut i jest widocznie mniejszy niż dla materiału sprężystego. W celu uwzględnienia tego wpływu wprowadzono współczynnik korekcji gęstości energii odkształcenia wyrażonej poprzez naprężenie i odkształcenie ekwiwalentne. Jest to zastępczy sposób uwzględnienia tej energii nie wymagający obliczenia całego tensora naprężenia, a jedynie drugiego niezmiennika jego dewiatora. Zaproponowano, aby wyznaczać go niezależnie dla rozruchu i odstawienia poprzez obliczenie gęstości energii odkształcenia w stanie sprężystym i sprężysto-plastycznym. W efekcie zastosowania takiego sposobu korekcji, błąd wyznaczania amplitudy odkształcenia całkowitego w rowkach metodą Glinki-Molskiego można zredukować z zakresu $(-18\%)\div(+5\%)$ do zakresu $(-3\%)\div(+10\%)$, przesuwając zakres rozrzutu w stronę wartości dodatnich w porównaniu z obliczeniami MES. Skutkuje to znaczącą poprawą dokładności obliczeń małowyczkowej trwałości zmęczeniowej, gdzie dla podejścia bez korekcji energii odkształcenia stosunek liczby cykli do inicjacji pęknięć wynosi $0.87\div3.0$, zaś po korekcji zawęża się do $0.60\div1.35$.

Zasadność stosowania amplitudy odkształcenia jako parametru uszkodzenia zmęczeniowego, bez uwzględniania wpływu naprężenia średniego, wykazano analizując stan naprężenia i odkształcenia w rowkach cieplnych w stanie sprężystym i sprężysto-plastycznym. Analiza pokazała, że stosunek naprężenia w cyklu rozruch-odstawienie jest zawsze mniejszy od minus 1, w związku z czym można bezpiecznie stosować charakterystyki zmęczenia małowyczkowego wyznaczone przy $R = -1$. Takie dane są najczęściej podawane w przypadku małej liczby cykli i dużych odkształceń plastycznych, a parametry uszkodzenia uwzględniające wpływ stosunku naprężenia (np. Smith-Watson-Topper) nie zostały jak dotąd zbadane dla wartości $R < -1$.

Oryginalnym wynikiem naukowym wykonanych analiz stanu naprężenia i odkształcenia w rowkach przy cyklicznych obciążeniach cieplno-mechanicznych jest również pokazanie proporcjonalności obciążenia. Zarówno składowa osiowa jak i obwodowa dewiatora tensora naprężenia są niemalże proporcjonalne do składowej promieniowej, czy to dla materiału sprężystego czy sprężysto-plastycznego. Pozwala to na stosowanie zależności Hencky'ego w analizach cyklicznych naprężeń i odkształceń w rowkach cieplnych wirników turbin.

Wyniki badań, oprócz głównych publikacji w renomowanych czasopismach wydawnictwa *Elsevier*, były prezentowane i dyskutowane na międzynarodowych konferencjach i sympozjach naukowych z zakresu mechaniki (*9th International Symposium on Mechanics of Materials and Structures and 2nd International Conference on Advances in Micromechanics of Materials, Augustów, 2017* [K33]) oraz zmęczenia i pękania materiałów (*International Conference on Structural Integrity and Durability 2017: Fatigue and Fracture at all Scales, Dubrovnik, 2017* [K34]).

Metodyka bieżącego monitorowania zużycia pełzaniowego

Zagadnienia dotyczące modelowania zużycia pełzaniowego przedstawione są w pracy [A3] opublikowanej w *ASME Journal of Engineering Materials and Technology* oraz w pracy [A7] opublikowanej w *Materials at High Temperatures*.

W zaproponowanej metodyce monitorowania zużycia pełzaniowego zastosowano model charakterystycznego odkształcenia pełzania opracowany przez Boltana. Jego własności dla statycznie obciążonych siłami powierzchniowymi elementów o prostych i złożonych kształtach zostały przebadane przez Boyle'a⁴ i Boltana⁵. Głównym celem naukowym pracy

⁴ Boyle J. T., The Behaviour of Structures Based on the Characteristic Strain Model of Creep, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 88, 473–48, 2011.

[A3] jest zbadanie zachowania się elementów wirujących poddanych obciążeniu objętościową siłą odśrodkową z wykorzystaniem metod mechaniki pełzania oraz metody elementów skończonych.

Oryginalnym wynikiem badań jest wyprowadzenie wzorów na składowe tensora naprężenia oraz naprężenia ekwiwalentne Hubera-Misesa-Hencky dla wirującego walca przy stałej temperaturze podlegającemu pełzaniu według modelu Boltona. Analizowany walec jest uproszczonym modelem wirnika całokutego bez otworu centralnego. Wykazano, że podobnie jak dla modelu Nortona, rozkład składowych tensora naprężenia w stanie ustalonego pełzania nie zależy od współczynników modelu, a jest jedynie funkcją obciążenia. Charakterystyczną cechą stanu naprężenia w drugim okresie pełzania jest stała, niezależna od położenia, wartość naprężenia ekwiwalentnego. Położenie punktu szkieletowego, czyli miejsca gdzie naprężenia w stanie sprężystym i w warunkach pełzania ustalonego są sobie równe, dla naprężenia obwodowego jest niezależne zarówno od współczynników modelu jak i od obciążenia, i zmienia się jedynie wraz z liczbą Poissona. Ewolucję w czasie rozkładów składowych stanu naprężenia podczas pełzania nieustalonego wyznaczono za pomocą metody elementów skończonych. Wykazano, że charakterystyczną cechą procesu pełzania wirującego walca jest wzrost niejednorodności składowych naprężenia wraz z czasem pełzania przy jednoczesnym wyrównywaniu się naprężenia ekwiwalentnego w przekroju poprzecznym walca. Rozkłady otrzymane numerycznie w stanie ustalonym po 200 000 godzin dokładnie odpowiadają podanym rozwiązaniom analitycznym, potwierdzając poprawność otrzymanych formuł. Osiągnięcie stanu ustalonego pełzania wykazano również na przebiegach w czasie ekwiwalentnego odkształcenia pełzania i jego szybkości zmian na powierzchni i w osi cylindra. Szybkość pełzania jest w obu miejscach taka sama i stała, w konsekwencji czego krzywe pełzania wykazują niezmienny kąt nachylenia do osi czasu.

Analiza numeryczna pełzania wydrążonego walca, będącego uproszczonym modelem wirnika całokutego z otworem centralnym, pokazała, że rozkłady składowych tensora naprężenia są jakościowo podobne do rozkładów w stanie sprężystym. W porównaniu z pełnym walcem zauważono, że niejednorodność rozkładu zachowana zostaje również w przypadku naprężenia zredukowanego Hubera-Misesa-Hencky, które znacząco maleje na powierzchni wewnętrznej, zaś na powierzchni zewnętrznej walca pozostaje niemalże stałe. Odmienne jest również zachowanie naprężenia zredukowanego przy zmianie współczynników modelu pełzania wraz z temperaturą. Wzrost temperatury powoduje wyrównywanie się naprężenia w stanie ustalonym, co zostało również pokazane w innych pracach dla modelu Nortona. Charakterystyczną cechą rozkładów naprężenia wzdłuż promienia walca jest ich silna zmiana od powierzchni wewnętrznej do punktu szkieletowego i praktycznie stała wartość od tego punktu do powierzchni zewnętrznej przy zmianie temperatury i obciążenia mechanicznego. Wpływa stąd ważny wniosek o charakterze użytkowym dla analiz zużycia pełzaniowego wirników z otworem centralnym przy zmiennym obciążeniu wskazujący na dużą zależność wytrzymałości od warunków pracy turbiny dla powierzchni wewnętrznej i jej braku dla powierzchni zewnętrznej.

W ostatnim etapie badań przeanalizowany został stan naprężenia i odkształcenia w wirniku tarczowym posiadającym otwór centralny i pracującym w niejednorodnym polu temperatury. Ustalony rozkład temperatury w wirniku wyznaczono za pomocą modelu wymiany ciepła opisanego w poprzednich pracach, zaś efekty lepko-sprężyste opisano modelem charakterystycznego odkształcenia pełzania. W warunkach niejednorodności temperatury koniecznym było uzależnienie parametrów modelu pełzania (wytrzymałość na pełzanie dla 100 i 200 tys. godzin oraz granica pełzania dla 100 tys. godzin) od temperatury, co wprowadza dodatkową nieliniowość materiałową do modelu numerycznego wirnika.

⁵ Bolton J., Analysis of Structures Based on a Characteristic-Strain Model of Creep, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 85, 108–116, 2008.

Najbardziej niekorzystny z punktu widzenia procesu pełzania stan obciążenia występuje w stopniu regulacyjnym, który jest pierwszym stopniem wirnika pracującym w najwyższej temperaturze i posiadającym nieregularny kształt. Analizujemy zatem lepkosprężysty stan naprężenia i odkształcenia w obszarze o niejednorodnej temperaturze i dużej koncentracji naprężenia w miejscach karbów. Analiza stanu naprężenia w tarczy w kolejnych stadiach procesu pełzania pokazuje, że lokalnie wysokie naprężenia w miejscach karbu (promienie przejścia, otwór centralny) szybko relaksują i stan naprężenia w tarczy po ok. 50 tys. godzin jest jednorodny.

Istotnym wynikiem jest fakt, że krzywe relaksacji naprężenia zredukowanego Hubera-Misesa-Hencky w miejscach koncentracji wyraźnie pokazują szybki spadek naprężenia w pierwszym okresie pełzania, podczas gdy środkowa część tarczy wykazuje w zasadzie stałe naprężenia w całym okresie pełzania. Jest to bardzo ważny wynik z punktu widzenia monitorowania zużycia pełzaniowego wskazujący na konieczność uwzględniania redystrybucji naprężenia w obszarach karbu i możliwość jej zaniedbywania w pozostałych obszarach. Rozkłady naprężenia zredukowanego w promieniowym przekroju tarczy w trakcie procesu pełzania pokazały, podobnie jak w przypadku wirujących cylindrów, istnienie punktu szkieletowego, w którym naprężenia w stanie sprężystym i w trakcie pełzania są niezmiennie. W przekroju osiowym tarczy, wyznaczonym przez punkty maksymalnej koncentracji naprężenia na promieniu przejścia po obydwu stronach tarczy, występują natomiast dwa takie punkty szkieletowe oddalone o ok. 10 mm od powierzchni bocznych tarczy.

Natomiast dokładna analiza rozkładów i redystrybucji naprężenia w czasie pozwoliła stwierdzić, że naprężenie zredukowane w obszarach koncentracji dąży do wartości 60 MPa równej naprężeniu w środkowej części tarczy oraz naprężeniu w punkcie szkieletowym w przekroju promieniowym. Wartość ta jest bliska wartości naprężenia w punktach szkieletowych przekroju osiowego wynoszącego 65 MPa, co daje różnicę poniżej 10%.

Badaniom poddano również zachowanie się modelu przy zmianie własności pełzaniowych w stałej temperaturze w zakresie typowego rozrzutu $\pm 20\%$ wartości naprężenia średniego. Pokazano, że przy takim rozrzucie własności pełzaniowych, wartość charakterystycznego odkształcenia pełzania jest praktycznie stała. W wyniku obliczeń numerycznych wykazano również, że rozrzut ten nie wpływa na wartość naprężenia w punkcie szkieletowym, które pozostaje równe 60 MPa. Niezmienny pozostaje też rozkład naprężenia w przekroju promieniowym, gdzie w ok. 90% przekroju naprężenia są bez zmian, a w pozostałej części położonej w pobliżu otworu centralnego różnice naprężenia nie przekraczają 10% przy przejściu z minimalnych na maksymalne wartości wytrzymałości na pełzanie.

Pomimo niewielkich, zanikających w czasie różnic w naprężeniu, w tarczy stopnia regulacyjnego występują znaczne i rosnące w czasie różnice w odkształceniu pełzania. Pokazano to na rozkładzie ekwiwalentnego odkształcenia pełzania dla różnych czasów pracy oraz ewolucji odkształcenia w czasie w charakterystycznych punktach tarczy, w których analizowano stan naprężenia. Rozkład odkształcenia staje się coraz bardziej niejednorodny z wyraźnie zaznaczającymi się strefami kumulacji odkształcenia pełzania odpowiadającymi strefom koncentracji naprężenia (promienie przejścia, otwór centralny). Krzywe pełzania określone w tych strefach pokazują wzrastające z czasem różnice w wartości skumulowanego odkształcenia pełzania oraz obecność pierwszej i drugiej fazy pełzania w analizowanym czasie pracy 500 tys. godzin. Pomimo różnych wartości odkształcenia i szybkości pełzania w tych obszarach, przejście z pierwszej do drugiej fazy występuje praktycznie w tym samym czasie. Jest to oryginalny wynik wykonanych badań mający znaczenie użytkowe przy ocenie żywotności wirników turbin parowych.

W pracy [A7] kontynuowano badania modelu pełzania Boltana pod kątem jego dodatkowej walidacji w oparciu o dane pomiarowe oraz potencjalnego zastosowania do

monitorowania zużycia elementów turbin parowych. Walidację tego modelu przeprowadzono wykorzystując dostępne wyniki badań pełzania stali chromowo-molibdenowo-wanadowej stosowanej do produkcji wirników turbin parowych. Porównanie krzywej pełzania otrzymanej w temperaturze 550°C z wynikami symulacji numerycznych dla średnich i rzeczywistych wartości wytrzymałości i granicy pełzania, wskazuje, że model ten dobrze opisuje nie tylko jakościowo ale i ilościowo ewolucję odkształcenia pełzania w czasie dla badanej próbki. Stwierdzono, że przebieg odkształcenia w czasie drugiej fazy pełzania jest lepiej opisany wartościami średnimi dla dłuższych czasów pełzania, zaś wartości rzeczywiste dla czasów odpowiadających próbom pełzania pozwalają lepiej wyznaczyć czas do zerwania i początek trzeciego okresu pełzania.

Dane pomiarowe w zakresie temperatur 500÷550°C pozwoliły na zbadanie zmienności charakterystycznego odkształcenia pełzania, które jest podstawowym parametrem modelu, z czasem i temperaturą. Stwierdzono dużą zależność tego parametru od temperatury, gdzie w badanym zakresie temperatur jego wartość zmienia się nawet o 60%. Silna zmienność występuje również przy krótkim czasie pełzania do ok. 10 tys. godzin, lecz po jego przekroczeniu i dalszym 20-krotnym wzroście, charakterystyczne odkształcenie pełzania wzrasta zaledwie o 20-30%. Podobne wartości dla stali P91 uzyskał Bolton⁶, co potwierdza słuszność założeń modelu przyjętych dla stali P91 i 12%Cr również i w przypadku stali 2%CrMoV.

Pomierzone eksperymentalnie czasy do zerwania aproksymowano, zgodnie z modelem Boltona, zależnością potęgową dla średnich wartości wytrzymałości pełzaniowej i granicy pełzania, wykazując dobrą dokładność tego opisu.

Ważnym praktycznym rezultatem pracy jest wyprowadzenie zależności na czas do zerwania t_R i czas do osiągnięcia 1% odkształcenia pełzania $t_{1\%}$ w oparciu o równania modelu charakterystycznego odkształcenia pełzania. Bazując na średnich wartościach wyznaczonych z prób pełzaniowych wyznaczone zostały, z wykorzystaniem wyprowadzonych formuł, odpowiednie czasy do zerwania i 1% odkształcenia pełzania. Pokazano, że w większości przypadków stosunki pomierzonych i obliczonych czasów są bliskie 1, a ich rozrzut wynosi 0.39÷1.81 dla czasu do zerwania i 0.72÷2.8 dla czasu do 1% odkształcenia pełzania.

Podane przez Boltona zależności Monkmana-Granta dla modelu charakterystycznego odkształcenia pełzania pozwoliły na określenie odkształcenia pełzania przy znajomości odkształcenia charakterystycznego i wykładnika w potęgowej zależności na wytrzymałość pełzaniową. Bazując na danych pomiarowych wykazano, że odkształcenie pełzania jest względnie stałe w analizowanym zakresie temperatury i czasu pełzania, a jego wartości są podobne do tych otrzymanych przez Boltona dla stali P91 oraz Viswanathana⁷ i Bindę⁸ dla stali wirnikowej 1%CrMoV. Tym samym potwierdzono, że zachowanie się modelu charakterystycznego odkształcenia pełzania w przypadku stali 2%CrMoV jest typowe jak dla stali nisko- i wysokostopowych, co w pełni uzasadnia jego stosowanie do analiz wirników turbin parowych wykonanych z tego gatunku stali.

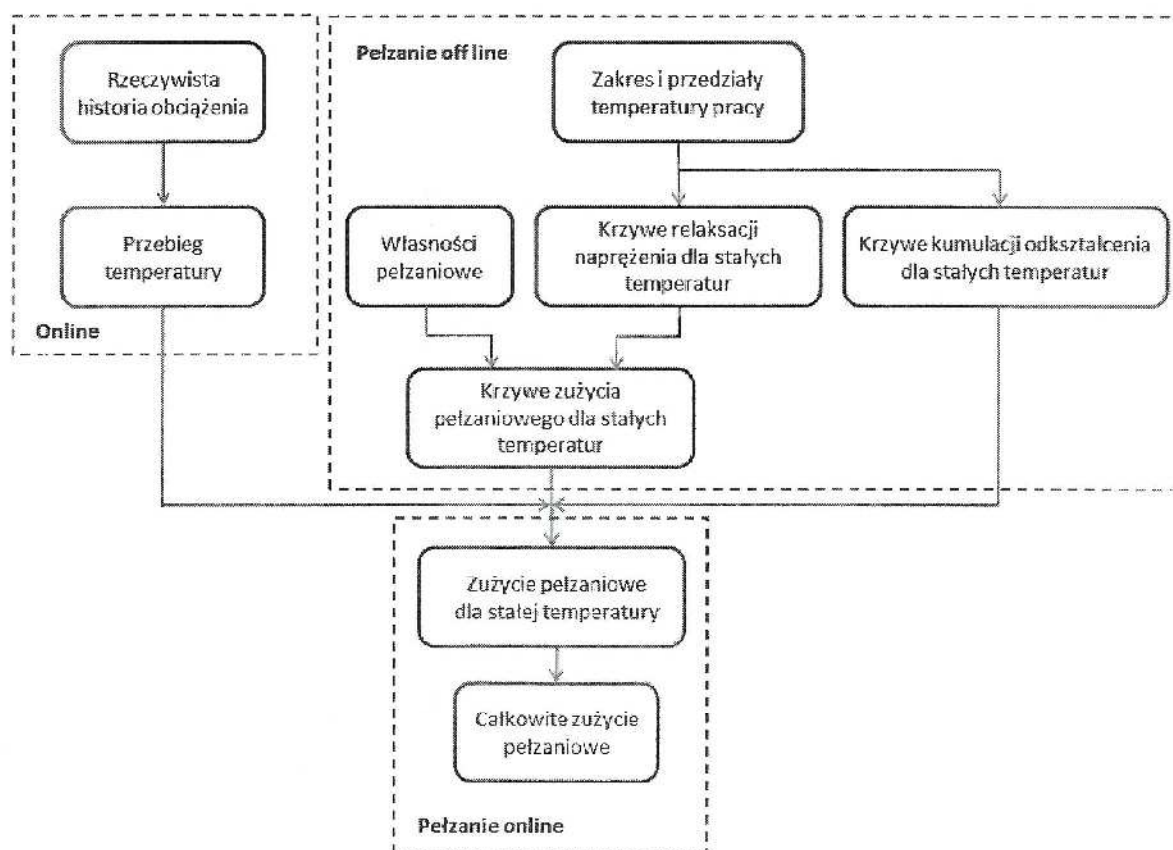
Podstawowym celem pracy [A7] było opracowanie metodyki monitorowania zużycia pełzaniowego wirników turbin bazującej na modelu charakterystycznego odkształcenia pełzania. Schemat blokowy algorytmu obliczeń pokazano na Rys. 5. W zaproponowanej metodzie przyjęto założenie o stałej wartości obciążeń siłami masowymi oraz zależności obciążeń powierzchniowych od temperatury pary, które są dobrze spełnione dla wirników turbin stałobrotowych. Na podstawie historii obciążenia wirnika wyznaczana jest

⁶ Bolton J., A 'characteristic strain' model for creep, *Materials at High Temperatures*, vol. 25, 101–108, 2008.

⁷ Viswanathan R, *Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components*, ASM International, Metals Park, Ohio, 1989.

⁸ Binda L. Advanced creep damage and deformation assesment of materials subject to steady and cyclic loading conditions at high temperatures. PhD Thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2010.

temperatura metalu będąca głównym parametrem determinującym obciążenie. Dla wymaganego zakresu zmian temperatury obliczane są metodą elementów skończonych krzywe relaksacji naprężenia i kumulacji odkształcenia pełzania w zadanych przedziałach temperatury, które wraz z charakterystykami wytrzymałości pełzaniowej służą do określenia krzywych zużycia pełzaniowego dla danego poziomu temperatury. Krzywe zużycia bazują na definicji uszkodzenia pełzaniowego wyrażonej stosunkiem czasu pracy do czasu do zerwania wskutek pełzania. Na podstawie wielu symulacji numerycznych pokazano, że krzywe te można aproksymować zależnościami analitycznymi, których postać zaproponowano w omawianej pracy. Skumulowane zużycie pełzaniowe w danej temperaturze jest zatem jawną nieliniową funkcją czasu pracy w tej temperaturze i do jego obliczenia wystarczy zliczanie czasu pracy w danych warunkach. Całkowite zużycia pełzaniowe otrzymuje się poprzez sumowanie zużycia w poszczególnych zakresach temperatury według liniowej metody kumulacji uszkodzeń Robinsona.



Rys. 5. Schemat blokowy algorytmu monitorowania zużycia pełzaniowego wirników turbin parowych.

Dokładność opracowanej metody określono poprzez porównanie stopnia uszkodzenia pełzaniowego otrzymanego na jej podstawie oraz na podstawie obliczeń MES wirnika turbiny. Przy rozwiązywaniu modelu metodą elementów skończonych założono osiowosymetryczny stan naprężenia i odkształcenia wywołany osiowosymetrycznym obciążeniem wirnika o takim kształcie. Wykonane obliczenia numeryczne dla dwóch wartości temperatury pary wtórnie przegrzanej: 490°C i 540°C, pokazały dużą zmienność pola temperatury we wlotowej części wirnika i praktycznie niezmienną wartość naprężenia zredukowanego w stanie sprężystym. Rozkład ten globalnie nie ulega zasadniczej zmianie po

100 tys. godzin pełzania w różnych temperaturach, natomiast różnice w rozkładzie pola odkształcenia pełzania są zasadnicze.

Badania stanu naprężenia w obszarach koncentracji w trakcie pełzania do 500 tys. godzin pokazały, że na powierzchni otworu centralnego mamy praktycznie jednoosiowy stan naprężenia, zaś na promieniu przejścia tarczy stopnia 1-go panuje dwuosiowy stan naprężenia. Obydwa obszary krytyczne ze względu na uszkodzenia pełzaniowe poddane są rozciąganiu i mogą ulec zniszczeniu poprzez rozerwanie pełzaniowe pod działaniem naprężenia rozciągającego. W obu obszarach występuje też intensywna dyssypacja energii odkształcenia, co pokazano na przebiegu jej zmian w czasie, wskazując na jej większą wartość na promieniu przejścia świadczącą o potencjalnie większym stopniu uszkodzenia pełzaniowego w tym obszarze.

Do analizy zużycia wskutek pełzania przy różnych warunkach pracy zdefiniowano i wyznaczono funkcje uszkodzenia pełzaniowego dla obydwu temperatur, które następnie wykorzystano do obliczeń przy czterech różnych schematach obciążenia różniących się czasem trwania i liczbą zmian poziomu temperatury. Uzyskane proponowaną metodą przebiegi uszkodzenia w otworze centralnym i na promieniu przejścia praktycznie pokryły się z wynikami obliczeń MES. Błąd obliczeń w większości przypadków był poniżej 1%, zaś maksymalna jego wartość nieznacznie przekroczyła 2% na powierzchni otworu centralnego.

Ważnym wynikiem analiz jest wykazanie konieczności uwzględniania redystrybucji naprężenia w czasie w obszarach jego dużych gradientów. Przyjęcie naprężenia w stanie pełzania ustalonego powoduje nie tylko znaczne zaniżenie stopnia uszkodzenia, ale również niewłaściwe określenie miejsca występowania maksimum zużycia. Dla analizowanego wirnika, zużycie określone w ten sposób wyniosło 0.018 dla promienia i 0.037 dla otworu, podczas gdy uwzględniając relaksację naprężenia w tych obszarach uzyskano odpowiednio 0.088 i 0.056. Świadczy to o dużej wrażliwości stopnia uszkodzenia na zmianę naprężenia w czasie.

Wyniki badań, oprócz głównych publikacji w renomowanym czasopiśmie ASME i wydawnictwa *Taylor & Francis*, były prezentowane i dyskutowane na międzynarodowej konferencji z zakresu mechaniki (*3rd Polish Congress of Mechanics and 21st International Conference on Computer Methods in Mechanics CMM 2015, Gdańsk, 2015* [K25]) oraz sesji naukowej PTMTS (*Mechanika Stosowana 9/2016, Bydgoszcz, 2016* [K32]).

Podsumowanie

Podsumowując opisane powyżej wyniki badań, można wymienić następujące oryginalne osiągnięcia naukowe:

- 1) podanie jednolitej metodyki wielopoziomowej oceny żywotności elementów turbin parowych:
 - a. uwzględnienie rozrzutu charakterystyk zmęzeniowych i pełzaniowych w obliczeniach stopnia zużycia,
 - b. analiza wrażliwości prawdopodobieństwa pęknięcia na deterministyczny poziom i rodzaj uszkodzenia,
 - c. walidacja zaprezentowanej metodyki na wynikach badań materiałowych wirnika turbiny po długotrwałej eksploatacji,
- 2) opracowanie metod modelowania naprężeń termicznych do zastosowania w układach bieżącej kontroli rozruchów:
 - a. opracowanie i walidacja modelu termodynamicznego wyznaczania parametrów pary w stopniu regulacyjnym turbiny,

- b. opracowanie specjalnego układu pomiarowego temperatury pary w stopniu regulacyjnym i wykonanie pomiarów na turbinie w rzeczywistych warunkach pracy,
 - c. opracowanie i walidacja numeryczna dwóch metod obliczania naprężeń termosprężystych opartych na całce Duhamela wykorzystujących ekwiwalentną funkcję Greena i ekwiwalentną temperaturę pary,
 - d. wykazanie znaczenia i podanie sposobu uwzględniania różnych mechanizmów wymiany ciepła (konwekcja, kondensacja) w modelowaniu naprężeń termicznych,
 - e. podanie sposobu wyznaczania naprężenia dopuszczalnego we wrębie łopatkowym opartego na regule Neubera i obliczeniach modelem sprężysto-plastycznym,
- 3) opracowanie metodyki bieżącego monitorowania zużycia zmęczeniowego elementów turbin:
- a. szczegółowa analiza wieloosiowego stanu naprężenia i odkształcenia w typowym wirniku turbiny akcyjnej pod kątem identyfikacji obszarów najbardziej wytężonych ze względu na zmęczenie małowrotowe,
 - b. analiza przydatności i określenie poziomu dokładności analitycznych metod korekcji naprężenia i odkształcenia w karbie ze wskazaniem zakresu ich stosowania dla obciążeń cieplno-mechanicznych,
 - c. opracowanie metodyki monitorowania zużycia zmęczeniowego opartej na metodzie Glinki-Molskiego i wykorzystującej rozwiązanie metodą elementów skończonych dla modelu materiału sprężysto-plastycznego,
 - d. walidacja opracowanej metody na podstawie pomiarów pęknięć na rzeczywistych wirnikach,
- 4) opracowanie metodyki bieżącego monitorowania zużycia pełzaniowego elementów turbin:
- a. identyfikacja własności procesu pełzania elementów o podstawowych (walec pełny, walec wydrążony) i złożonych (wirnik turbiny) kształtach w oparciu o szczegółową analizę stanu naprężenia i odkształcenia modelem charakterystycznego odkształcenia pełzania
 - b. walidacja modelu pełzania Boltona i analiza jego charakterystyk pełzaniowych na wynikach badań pełzania stali wirnikowej
 - c. opracowanie i walidacja numeryczna metodyki monitorowania zużycia pełzaniowego opartej na funkcji uszkodzenia wyznaczonej z rozwiązania modelu charakterystycznego odkształcenia pełzania metodą elementów skończonych

Na zakończenie tego paragrafu chciałbym podkreślić, że oprócz aspektów naukowych i poznawczych zaprezentowanych wyników, uważam za kluczowe wdrożenie niektórych z nich do praktycznych zastosowań. Wielopoziomowa metodyka oceny żywotności stosowana jest przez firmę GE do oceny stopnia zużycia i predykcji trwałości resztkowej elementów turbin parowych, zaś metody obliczania naprężeń cieplnych oparte na całce Duhamela wykorzystywane są od wielu lat w układach kontroli rozruchu turbin typu akcyjnego i reakcyjnego.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

A. Działalność naukowo-badawcza prowadzona przed doktoratem

Przed uzyskaniem stopnia doktora zajmowałem się głównie matematycznym modelowaniem przepływów dwufazowych woda-para w kanałach o przekroju kołowym. W pracy doktorskiej omówiłem zasady termomechaniki ośrodków dwufazowych oraz sposoby modelowania nierównowagowej produkcji pary. Opracowałem teorię heterogenicznych przejść fazowych pierwszego rodzaju, w ramach której sformułowane zostały równania konstytutywne na tensor naprężeń odwracalnych oraz energię swobodną ośrodka dwufazowego traktowanego jako medium homogeniczne. Na podstawie zaproponowanej teorii wyprowadziłem homogeniczny model przepływu dwufazowego z efektami kapilarnymi. Głównym równaniem tego modelu jest równanie bilansu masy pary opisujące nierównowagowy charakter procesu odparowania. Podane ono zostało w formie równania ewolucyjnego Ginzburga-Landaua dla nierównowagowego stopnia suchości, w którym człon źródłowy opisany jest równaniem konstytutywnym uzyskanym w oparciu o teorię parametrów wewnętrznych. Zaproponowany model przebadalem pod kątem własności falowych przeprowadzając analizę małych zaburzeń, w wyniku której otrzymałem równanie dyspersyjne. Opracowany jednowymiarowy model przepływu dwufazowego zwalidowałem z wykorzystaniem danych eksperymentalnych przepływów z odparowaniem rozprężnym w kanałach. W wyniku analiz numerycznych stwierdzona została dobra zgodność modelu z rzeczywistością i potwierdzona jego przydatność do praktycznego wyznaczania rozkładów ciśnienia i stopniaapełnienia w kanałach oraz obliczania masowego natężenia przepływu ośrodka dwufazowego.

Poza głównym nurtem badań, w zakresie moich zainteresowań znajdowało się zastosowanie nowoczesnych technik obliczeniowych CFD do analiz przepływowych elementów turbin parowych. Jako jeden z pierwszych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN wdrożyłem pod koniec lat 90-tych program Fluent do obliczeń przepływu pary przez zawory regulacyjne turbin. Przygotowałem i zwalidowałem w oparciu o dane eksperymentalne modele obliczeniowe zaworów konstrukcji MEI (Moskowskij Energetičeskij Institut) oraz ABB (Asea Brown Boveri), które następnie wykorzystałem do opracowania charakterystyk przepływowych i siłowych zaworów regulacyjnych. Charakterystyki te zostały zaimplementowane w programach obliczeń projektowych układów zasilania turbin parowych produkcji ABB. Były to pionierskie na skalę kraju obliczenia CFD, których wyniki zostały zebrane w opracowaniu firmy Diagnostyka Maszyn i były prezentowane na konferencjach krajowych (*Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Warszawa, 1999*) i międzynarodowych (*SYMKOM, Arturówek-Łódź, 1999, Turbomachinery Seminar, Międzybrodzie Żywieckie, 1999*).

B. Działalność naukowo-badawcza prowadzona po doktoracie

Moja aktywność naukowo-badawcza po uzyskaniu stopnia doktora związana jest z pracą w Zakładzie Konwersji Energii Instytutu Maszyn Przepływowych PAN oraz w firmie ALSTOM (obecnie GE) i dotyczy szeroko pojętych zagadnień termomechaniki oraz mechaniki procesów zmęczenia i pełzania materiałów. Główne wyniki badań zostały przedstawione w cyklu 7 publikacji przedłożonych do oceny w postępowaniu habilitacyjnym. Z pozostałych prac badawczo-rozwojowych realizowanych po uzyskaniu stopnia doktora, można wyodrębnić następujące zagadnienia:

- a) Analiza pęknięcia wirników turbin parowych wskutek korozji naprężeniowej [B1, K40, K43]
- b) Numeryczne modelowanie interakcji zmęczenia i pełzania przy cyklicznych obciążeniach wirników turbin parowych [B5, K28, K29]
- c) Numeryczne i eksperymentalne badania wpływu naprężenia średniego na wytrzymałość materiału i trwałość zmęczeniową wirników turbin parowych [B22, K41]
- d) Metodyka zaawansowanej oceny żywotności elementów turbin parowych oparta o długoterminowe dane eksploatacyjne [B21, K39, K58, E29, E30]

Analiza pęknięcia wirników turbin parowych wskutek korozji naprężeniowej

Oprócz badań procesów zużycia obecnych w wysokiej temperaturze, prowadziłem również badania pęknięcia wirników turbin parowych wskutek korozji naprężeniowej występującej w obszarze pary mokrej przy niskich parametrach pary. W pracach [B1, K40, K43] przedstawiono wyniki badań numerycznych i eksperymentalnych nad wyjaśnieniem przyczyn pęknięcia dwóch tarcz wirnika turbiny 60 MW. Próby wytrzymałościowe wykonane na próbkach wyciętych z uszkodzonych tarcz wirnikowych wykazały poprawne charakterystyki mechaniczne stali (R_e , R_m , FATT50, K_{Ic}) zgodne z wymaganiami norm, zaś mikroskopowe badania metalograficzne ujawniły istnienie międzykrystalicznych pęknięć wypełnionych tlenkami, typowych dla pęknięcia wywołanego korozją naprężeniową. Analizy numeryczne wykonano metodą elementów skończonych i otrzymano na ich podstawie rozkłady temperatury i naprężenia w stanie sprężystym. Zaproponowano metodykę oceny wytrzymałości wrębów łopatkowych bazującą na naprężeniu średnim (uplastycznienie przekroju) oraz naprężeniu lokalnym w karbie (zmęczenie korozyjne i korozja naprężeniowa). Obliczone rozkłady naprężenia sprężystego pozwoliły na określenie naprężenia średniego w przekrojach tarcz, które uległy zniszczeniu i wykluczenie na tej podstawie uplastycznienia przekroju ze względu na niski, nie przekraczający 50% poziom wykorzystania naprężenia uplastyczniającego. Lokalne naprężenie w dnie karbu wykorzystano do analizy zmęczenia małocyklowego w warunkach korozji zmęczeniowej i stwierdzono znikomy stopień uszkodzenia nie przekraczający 5%. Podatność dwóch tarcz, które uległy zniszczeniu, na pęknięcie wskutek korozji naprężeniowej wykazano poprzez ocenę lokalnego naprężenia w stanie sprężystym wykonaną z zastosowaniem metody naprężenia progowego. W obydwu przypadkach stwierdzono około 50% przekroczenie naprężenia progowego zapewniającego odporność na inicjację pęknięć korozyjnych. Pokazano w ten sposób pełną zgodność wyników analiz numerycznych i badań materiałowych potwierdzającą, że pierwotną przyczyną inicjacji pęknięć we wrębach obu tarcz była korozja naprężeniowa. Ważnym wynikiem prac było też wykazanie odporności na korozję naprężeniową wrębów łopatkowych pozostałych tarcz pracujących w obszarze pary mokrej. Ocena lokalnych naprężeń we wrębach tych tarcz pokazała, że są one znacznie poniżej naprężenia progowego jednoznacznie wykluczając możliwość powstania pęknięć korozyjnych.

Do oryginalnych wyników prac należy również zaliczyć sposób naprawy uszkodzonych tarcz wirnikowych polegający na napawaniu ich obrzeży napoią o obniżonej granicy plastyczności i wykonaniu wrębów o zoptymalizowanym kształcie naroża. Poprzez obniżenie granicy plastyczności o ok. 25% uzyskano zwiększone wartości naprężenia progowego, zaś zastosowanie nowego naroża o eliptycznym kształcie pozwoliło na ok. 35% obniżenie naprężenia lokalnego, co łącznie spowodowało spadek wykorzystania naprężenia progowego poniżej 100% zapewniając odporność obydwu wrębów na korozję naprężeniową.

Numeryczne modelowanie interakcji procesów zmęczenia i pełzania przy cyklicznych obciążeniach wirników turbin parowych

W ramach zainteresowania naukowego wysokotemperaturowymi mechanizmami zużycia zajmowałem się numerycznym modelowaniem wzajemnego oddziaływania procesu zmęczenia i pełzania przy cyklicznych obciążeniach wirników turbin parowych [B5, K28, K29]. Prowadzone badania dotyczyły analiz rozwoju uszkodzenia zmęczeniowo-pełzaniowego dla pełnego cyklu pracy turbiny, reprezentującego najdokładniejszy opis rzeczywistych warunków pracy turbiny, oraz trzech cykli uproszczonych reprezentujących różne poziomy uproszczenia w modelowaniu odkształceń niesprężystych. Dla pełnego cyklu pracy zastosowano opis materiału modelem lepko-sprężysto-plastycznym, zaś cykle uproszczone opisane zostały różnymi kombinacjami modelu materiału sprężystego, sprężysto-plastycznego i lepkiego. W ramach tych modeli analizowany był rozwój odkształcenia plastycznego w wirniku, jako miara uszkodzenia zmęczeniowego w zakresie małej liczby cykli, oraz rozwój odkształcenia pełzania jako miara uszkodzenia pełzaniowego. Przeprowadzone symulacje numeryczne dla 3 cykli obciążenia pokazały, że deformacje pełzaniowe wpływają na kumulację odkształceń plastycznych redukując ich wartość w stosunku do poziomu otrzymywanego bez odkształceń pełzania i różnice w odkształceniach plastycznych narastają w kolejnych cyklach obciążenia. Odwrotny efekt stwierdzono w przypadku odkształceń plastycznych, które zwiększają tempo kumulacji odkształceń pełzania w rowkach cieplnych wirnika zarówno podczas pierwszego cyklu jak i przez kolejne cykle obciążenia. Z punktu widzenia ewolucji uszkodzenia zmęczeniowo-pełzaniowego oznacza to, że pominięcie pełzania w modelowaniu cyklu pracy, powoduje przeszacowanie zużycia zmęczeniowego, zaś nie uwzględnianie plastyczności w cyklicznej pracy wirnika skutkuje niedoszacowaniem zużycia pełzaniowego w stacjonarnych warunkach pracy. W dążeniu do jak najdokładniejszego obliczania zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego przy obciążeniach cyklicznych należy więc stosować dokładny opis materiału modelem lepko-sprężysto-plastycznym.

Numeryczne i eksperymentalne badania wpływu naprężenia średniego na wyężenie materiału i trwałość zmęczeniową wirników turbin parowych

Moje najnowsze badania na polu modelowania zmęczenia małowykłowego wirników związane są z zastosowaniem różnych hipotez wyężenia materiału i ich wpływu na określanie trwałości zmęczeniowej wirników turbin parowych [B22, K41]. Badaniom poddana została hipoteza Burzyńskiego obowiązująca dla materiałów wykazujących różną granicę plastyczności przy rozciąganiu i ściskaniu. Efekt ten został pokazany eksperymentalnie dla typowej stali wirnikowej 2%CrMoV, która w temperaturze otoczenia wykazuje granicę plastyczności na ściskanie o 10% większą od granicy plastyczności na rozciąganie. Do wstępnych analiz przyjęty został stały, niezależny od temperatury stosunek tych granic plastyczności, co w efekcie dało ok. 13% mniejsze naprężenie ekwiwalentne według hipotezy Burzyńskiego w porównaniu z hipotezą Hubera-Misesa-Hencky dla stanu naprężenia w rowkach cieplnych wirnika podczas nagrzewania. W tej fazie cyklu występują duże średnie naprężenia ściskające powodujące zmniejszenie wyężenia materiału. Amplitudę odkształcenia sprężysto-plastycznego określono z wykorzystaniem analitycznych metod korekcji naprężenia i odkształcenia w karbie według Neubera oraz Glinki-Molskiego. Analizy pokazały, że dla wszystkich typów rozruchu amplitudy odkształcenia wyznaczone na bazie hipotezy wyężenia Burzyńskiego są mniejsze od analogicznych amplitud otrzymanych na podstawie hipotezy Hubera-Misesa-Hencky. Minimalny stosunek tych amplitud równy 0.9

uzyskano dla rozruchu gorącego, co przekłada się na ponad dwukrotnie większą trwałość zmęczeniową wirnika. Powyższe wartości jednoznacznie wskazują kierunek zmian wyężenia, amplitud odkształcenia i liczby cykli do inicjacji pęknięć otrzymany na bazie uproszczonych danych eksperymentalnych i metod analitycznych. Pełny program badań będzie obejmował wyznaczenie własności cyklicznych w wysokich temperaturach oraz implementację hipotezy Burzyńskiego w programie bazującym na metodzie elementów skończonych.

Metodyka zaawansowanej oceny żywotności elementów turbin parowych oparta o długoterminowe dane eksploatacyjne

Bazując na wieloletnich doświadczeniach w wykonywaniu obliczeń żywotności w firmie ALSTOM, opracowałem w ramach koncernowego projektu badawczo-rozwojowego nową metodologię oceny żywotności turbin parowych. Podstawą do opracowania nowej metodyki były szczegółowe badania dokładności obliczeń zużycia zmęczeniowego wirników przy zastosowaniu różnych modeli materiału (sprężysty, sprężysto-plastyczny), różnych metod rozwiązywania równań zachowania (metoda różnic skończonych, metoda elementów skończonych) oraz różnych termicznych warunków początkowych (jednorodne lub niejednorodne pole temperatury). Po wykonaniu około 400 symulacji różnych typów rozruchu i odstawień określono maksymalny błąd obliczeniowego stopnia uszkodzenia wskutek zmęczenia małowykłowego na ok. 400% w odniesieniu do obliczeń metodą elementów skończonych dla modelu materiału sprężysto-plastycznego. Ze względu na czas i koszty obliczeń, podejście to może być stosowane jedynie do ograniczonej liczby cykli, zaś pełna ocena może bazować na ekstrapolacji wyników na cały okres eksploatacji. Jednocześnie pokazano, że zbliżoną dokładność można uzyskać wykonując obliczenia wszystkich cykli rozruch-odstawienie bazując na rozwiązaniu uproszczonego modelu geometrycznego metodą różnic skończonych z wykorzystaniem współczynnika koncentracji naprężeń wyznaczonego metodą elementów skończonych. Warunkiem uzyskania błędu obliczeń nie przekraczającego 25% jest korekta amplitudy odkształcenia w oparciu o wyniki obliczeń modelem sprężysto-plastycznym dla charakterystycznych cykli rozruch-odstawienie. Na podstawie analizy długoterminowych danych eksploatacyjnych opracowano też hybrydową metodę zliczania cykli zmęczeniowych wykorzystującą metodę zliczania pików oraz metodę „kropki deszczu”.

W zakresie oceny zużycia pełzaniowego opracowana metoda wykorzystuje tzw. naprężenie strukturalne, które jest aproksymowane płaszczyzną we współrzędnych naprężenie-temperatura-ciśnienie ze współczynnikami wyznaczonymi na podstawie obliczeń projektowych modelem charakterystycznego odkształcenia pełzania.

Podsumowanie działalności naukowo-badawczej

Po obronie doktoratu opublikowałem łącznie 42 artykuły, w tym 12 samodzielnych, z których:

- 8 w czasopismach z listy A [A1-A7, B1]
- 5 rozdziałów monografii [B2-B6]
- 16 w czasopismach z listy B [B7-B22]
- 9 w czasopismach recenzowanych niepuktowanych [B23-B31]
- 4 w czasopismach nierecenzowanych [B32-B35]

Trzy spośród pięciu rozdziałów w monografiach naukowych są w języku angielskim.

C. Działalność inżynierska

Głównym moim zajęciem, oprócz prac badawczo-rozwojowych, w firmie ALSTOM/GE jest wykonywanie obliczeń żywotności elementów turbin parowych, opracowywanie i optymalizacja krzywych rozruchowych oraz obliczanie nastaw bloków ograniczeń termicznych turbiny (BOTT) z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Od początku mojej pracy w ALSTOM wykonałem 28 ekspertyz żywotności (pozycje [E1-E28] w Załączniku 4), opracowałem krzywe rozruchowe dla 9 bloków (pozycje [W59-W62] w Załączniku 4) oraz wykonałem obliczenia nastaw dla 30 bloków ograniczeń termicznych turbiny i systemów monitoringu żywotności (pozycje W29-W58 w Załączniku 4). Poza typowym zakresem analiz, na podstawie wykonanych obliczeń w pracach tych proponowałem wiele rozwiązań ulepszających konstrukcję wirników, a polegających na modyfikacji kształtu, która zapewnia obniżenie naprężeń cieplnych, wydłużenie żywotności i skrócenie czasu rozruchu bloku.

Wykonywałem ponadto niestandardowe obliczenia cieplno-wytrzymałościowe metodą elementów skończonych w celu wyjaśnienia przyczyn awarii elementów turbin (np. awaria stopnia promieniowo-osowego turbiny 380 MW, pękanie wrębów łopatkowych turbin ciepłowniczych, zniszczenie osłony termometrycznej w turbinie 370 MW), dopuszczenia do dalszej pracy elementów po naprawie (np. naprawa uszkodzeń kadłuba części średnioprężnej turbiny 370 MW, naprawa otworów pod nity w tarczach wirnikowych turbiny 200 MW) czy określenia warunków pracy elementów opracowanych na podstawie *reverse engineeringu* (wirnik i łopatki turbiny wysokoobrotowej VAX).

Jestem autorem 2 instrukcji projektowych do obliczeń żywotności turbin parowych typu akcyjnego i reakcyjnego (pozycje [E29-E30] w Załączniku 4), które obowiązują w całym koncernie GE.

Trzykrotnie organizowałem i brałem udział w pomiarach drgań nowych łopatek wirnikowych części wysokoprężnej turbiny 200 MW wykonanych w odwirowni ALSTOM w Elblągu metodą tensometryczną na wirującym wirniku za pomocą systemu telemetrycznego. Byłem również organizatorem i czynnym uczestnikiem pionierskich w skali kraju pomiarów drgań wolnonośnych łopatek wirnikowych ostatniego stopnia dwóch turbin 370 MW wykonanych metodą tip-timing na wirującym wirniku w Elektrowni Bełchatów i Opole.

D. Zrealizowane oryginalne osiągnięcia projektowe, konstrukcyjne i technologiczne

Równolegle do prowadzonych badań naukowych starałem się wykorzystywać nabytą wiedzę w pracach projektowych realizowanych w firmie ALSTOM. Jestem autorem kilku nowatorskich rozwiązań projektowych i konstrukcyjnych związanych z monitorowaniem i wydłużaniem żywotności turbin parowych. Pomysły realizowane były w interdyscyplinarnych zespołach projektowych, składających się z polskich i zagranicznych (Niemcy i Szwajcaria) inżynierów z branży mechaniki i automatyki. Poniżej przedstawiłem cztery najważniejsze osiągnięcia techniczne ściśle związane z tematyką moich badań naukowych. Opracowane systemy i rozwiązania konstrukcyjne zostały zastosowane na kilkudziesięciu blokach energetycznych dużej mocy w Polsce i na świecie.

a) System monitoringu żywotności i optymalizacji eksploatacji OPTILIFE [B11, B14, B28, B30, B33, B35, K50, K52, K53, K54]

Opracowałem założenia, wykonałem obliczenia MES, przygotowałem nastawy, nadzorowałem uruchomienie systemu na 9 blokach krajowych elektrowni węglowych oraz na 1 bloku gazowo-parowym elektrowni w Holandii. Pełna lista wdrożeń systemu podana jest w Załączniku 4 [W29-W33, W37-W40, W52].

b) System zaawansowanej oceny żywotności turbin parowych ALTA [K58, E29]

Opracowałem założenia techniczne i instrukcje projektowe do systemu monitoringu żywotności ALTA dedykowanego dla bloków parowo-gazowych oraz konwencjonalnych na parametry ultra-nadkrytyczne. System ten jest aktualnie stosowany jako standard na w/w blokach i jak dotąd zaimplementowano go bądź jest w trakcie implemetacji na 28 blokach w elektrowniach europejskich, azjatyckich i północnoamerykańskich. Pełna lista wdrożeń systemu podana jest w Załączniku 4 [W1-W28].

c) Układ pomiaru temperatury pary w komorze stopnia regulacyjnego WP t-ny 18K360

Opracowałem koncepcję, nadzorowałem uruchomienie i analizowałem pracę układu na 3 blokach w krajowej elektrowni węglowej. Lista wdrożeń układu podana jest w Załączniku 4 [W38-W40].

d) Opracowanie niesymetrycznego wrębu łopatkowego do modernizacji wirników turbin reakcyjnych [B14, B21, B35]

Opracowałem koncepcję zastosowania i wykonałem obliczenia sprawdzające niesymetrycznego wrębu łopatkowego do modernizacji wirników turbin reakcyjnych mającej na celu wydłużenie żywotności wirnika i zwiększenie elastyczności cieplnej turbiny. Rozwiązanie to zostało zastosowane na 3 blokach w krajowej elektrowni węglowej (Załącznik 4, [W38-W40]).

E. Sumaryczny Impact Factor według listy Journal Citation Report (JCR) zgodnie z rokiem opublikowania

Sumaryczny impact factor: 18.195

F. Liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science (WoS)

Liczba cytowań: 43 (bez autocytowań 24)

G. Indeks Hirscha według bazy Web of Science (WoS)

Indeks Hirscha: 4

H. Kierowanie międzynarodowymi i krajowymi projektami badawczymi oraz udział w takich projektach

W okresie przed doktoratem brałem udział w 3 rządowych projektach badawczych z dziedziny mechaniki płynów. Byłem kierownikiem grantu PB804T109712 „Modelowanie nierównowagowych przepływów ekspandującej wody” realizowanego w latach 1997-1999, który zakończył się napisaniem rozprawy doktorskiej. Brałem również udział jako wykonawca w projektach:

- grant KBN PB 1138/T10/97/12 „Modelowanie mikrostruktury w przepływach z przemianą fazową”, 1997-2000
- projekt PAN/32/97 „Two-phase Flow Instabilities in Chanales, Cascades and in Fluid-Flow Machinery” realizowany w latach 1997-2000 z Uniwersytetem Technicznym w Karlsruhe.

Po doktoracie zatrudniłem się firmie ALSTOM i moja działalność badawczo-rozwojowa skupiona była na realizacji krajowych i międzynarodowych projektów rozwojowych. Kierowałem projektem „Optymalizator parametrów rozruchowych turbin parowych” realizowanym w latach 2003-2004 we współpracy z Politechniką Śląską oraz projektem „Pierścień kierujący parę do upustu” realizowanym w latach 2001-2002 we współpracy z Instytutem Maszyn Przepływowych PAN. Ponadto byłem kierownikiem ze strony przemysłowej projektu celowego Nr 8 T10B 086 2000 C/4962 „System diagnostyki układu regulacji turbin energetycznych” realizowanego w latach 2003-2004 wspólnie z Akademią Górniczo-Hutniczą.

Najwięcej projektów zrealizowałem kierując pracami międzynarodowych zespołów składających się z pracowników działów badawczo-rozwojowych, techniczno-konstrukcyjnych oraz inżynierskich firm konsultingowych. Najważniejsze projekty, w których pełniłem funkcje kierownika całego projektu lub tematów częściowych to:

1. AMODIS Lifetime Monitoring Module (2003-2006): opracowanie modułu monitoringu żywotności w systemie AMODIS
2. Pre-twisted rotor blades with T-root (2003-2005): opracowanie łopatek wirnikowych ze stopką młotkową wstępnie skręcanych przy montażu
3. Advanced Lifetime Assessment (2008-2009): opracowanie metodyki zaawansowanej oceny żywotności elementów turbin parowych
4. Modernisation packages for HP cylinders of K-200-130 turbines for Indian market (2008-2013): opracowanie pakietów modernizacyjnych dla części wysokoprężnej turbin K-200-130 pracujących w Indiach
5. Modernisation packages for LP cylinders of K-200-130 turbines for Indian market (2008-2013): opracowanie pakietów modernizacyjnych dla części niskoprężnej turbin K-200-130 pracujących w Indiach
6. Lifetime Assessment of LMZ Steam Turbines (2014-2016): opracowanie metodyki oceny żywotności turbin produkcji LMZ

Pracowałem również jako wykonawca w następujących międzynarodowych projektach rozwojowych:

1. New control stage design for 103JT high-speed turbines (2011-2012): opracowanie nowej konstrukcji stopnia regulacyjnego dla wysokoobrotowych turbin 103JT produkcji Mitsubishi

2. KA24 ICS Low-Load Operation (2012-2013): opracowanie sposobu eksploatacji i określenie stopnia zużycia turbin KA24 ICS przy niskich obciążeniach
3. Reverse Engineering (2013-2014): odtworzenie konstrukcji i określenie żywotności wysokoobrotowych turbin VAX
4. Pre-warmed start-up of steam turbines (2013-2014): opracowanie sposobu szybkiego rozruchu turbin parowych ze wstępnym wygrzewaniem elementów
5. Thermal stress controller for impulse steam turbines (2016-2018): opracowanie układu kontroli naprężeń termicznych turbin akcyjnych

Mój udział w tych projektach polegał na przygotowywaniu koncepcji oraz obliczeniach wytrzymałościowych i żywotności metodą elementów skończonych.

Przy realizacji projektów badawczo-rozwojowych współpracowałem z polskimi uczelniami i instytutami naukowymi: Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szwalskiego Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku (Prof. J. Badur, Prof. A. Gardzilewicz), Politechnika Śląska w Gliwicach (Prof. A. Rusin), Politechnika Warszawska (Prof. K. Badyda) oraz Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (Prof. T. Uhl).

I. Międzynarodowe i krajowe nagrody za działalność naukową

- dyplomy Rektora Politechniki Gdańskiej za bardzo dobre wyniki w nauce (1993, 1994)
- dyplom Dyrektora Instytutu Fizyki Ciepła Rosyjskiej Akademii Nauk za wysoki poziom prezentacji na Konferencji Młodych Naukowców (1998)
- list gratulacyjny Dyrektora Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk za wybitny dorobek naukowy i działalność organizacyjno-społeczną (1999)
- list gratulacyjny Dyrektora Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk za znaczny dorobek publikacyjny (1999)
- premia specjalna – Nagroda Dyrektora Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk za rok 1999
- List gratulacyjny Dyrektora Zakładu Retrofitów Turbin Parowych za szczególne zasługi przy rozwiązywaniu problemów technicznych związanych ze stopniem Radax w Elektrowni Bełchatów (2016)
- Grant Naukowy Dyrektora IMP PAN za wysoki dorobek punktowy (2017)
- Certificate of Outstanding Contribution in Reviewing in Engineering Failure Analysis (2017)
- Award for Outstanding Achievements, Engineering Recognition Day, GE Power Services Steam Turbine Engineering (2018)
- Medal pamiątkowy z okazji 70-lecia Biura Konstrukcyjnego Turbin Parowych 1948-2018 za szczególne zasługi dla rozwoju Biura Konstrukcyjnego Zamech – ABB – Alstom – GE (2018)

J. Wygłoszenie referatów na międzynarodowych lub krajowych konferencjach tematycznych

Po doktoracie wygłosiłem łącznie 43 referaty na krajowych i międzynarodowych konferencjach, sympozjach i warsztatach [K1-K43], z czego 24 referaty na konferencjach międzynarodowych, w tym 4 referaty na konferencjach za granicą.

Najważniejsze konferencje międzynarodowe w kraju, gdzie wygłosiłem referaty to:

1. *3rd Polish Congress of Mechanics and 21st International Conference on Computer Methods in Mechanics, Gdańsk, 8-11 September, 2015.*
2. *40th Solid Mechanics Conference, Warsaw, 29.08-2.09.2016.*
3. *9-th International Symposium on Mechanics of Materials and Structures, Augustów, June 4-8, 2017.*
4. *22nd International Conference on Computer Methods in Mechanics CMM 2017, Lublin, 13-16 September, 2017.*
5. *41st Solid Mechanics Conference SolMech 2018, Warsaw, 27-31 August 2018.*

Zagraniczne konferencje naukowe, gdzie wygłosiłem referaty to:

1. *6th International Congress on Thermal Stresses, Vienna, 26-29 May, 2005.*
2. *11th International Congress on Thermal Stresses 2016, Salerno, 5-9 June, 2016.*
3. *International Conference on Structural Integrity and Durability 2017: Fatigue and Fracture at all Scales, Dubrovnik, 15-18 August, 2017.*

6. Dorobek dydaktyczny i popularyzatorski oraz współpraca międzynarodowa habilitanta

A. Udział w międzynarodowych lub krajowych konferencjach naukowych lub udział w komitetach organizacyjnych tych konferencji

Byłem też sekretarzem naukowym VII Szkoły Letniej Termodynamiki w Stawiskach k. Kościerzyny w 1997 roku.

Oprócz konferencji wykazanych w punkcie 5.J., na których wygłosiłem referaty, brałem ponadto udział z referatem, który był wygłoszony przez współautora. Takich konferencji mam w dorobku 17 (referaty [K44-K60]).

Prowadziłem również sesje na 2 międzynarodowych konferencjach:

1. *VII Międzynarodowa Konferencja Użytkowników Turbozespołów Parowych, Kołobrzeg, 24-27 Kwiecień, 2012.*
2. *International Conference on Structural Integrity and Durability - Fatigue and Fracture at all Scales, August 15 – 18, 2017, Dubrovnik, Croatia*

B. Członkostwo w międzynarodowych lub krajowych organizacjach i towarzystwach naukowych

Obecnie jestem członkiem następujących towarzystw naukowych:

1. Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej – Oddział Gdańsk (od 2014 roku)
2. American Society of Mechanical Engineers (od 2015 roku)
3. European Structural Integrity Society – Polish Group of Fracture Mechanics (od 2017 roku)
4. Polskie Towarzystwo Metod Komputerowych Mechaniki (od 2017 roku)

C. Osiągnięcia dydaktyczne i w zakresie popularyzacji nauki lub sztuki

W latach 1995-1999 organizowałem i prowadziłem seminaria Zakładu Dynamiki Gazów IMP PAN.

W latach 1995-1999 byłem Kierownikiem Studium Języków Obcych PAN (Oddział Gdańsk).

Jako pracownik IMP PAN oraz ALSTOM/GE nie prowadziłem regularnych zajęć ze studentami. Korzystając za zaproszeń poprowadziłem natomiast wykład dla studentów Wydziału Fizyki Technicznej i Matematyki Stosowanej PG na temat zjawisk kapilarnych oraz wykład dla doktorantów Wydziału Budownictwa i Architektury PG na temat modelowania pełzania.

W czasie pracy w ALSTOM/GE prowadziłem liczne szkolenia oraz wykład w języku angielskim. Były to następujące rodzaje szkoleń:

1. Szkolenia służb eksploatacji elektrowni z zasad działania układu BOTT (Blok Ograniczeń Termicznych Turbiny)
2. Szkolenie kadry inżynierskiej ALSTOM w Elblągu z zasad działania układów BOTT
3. Szkolenie kadr Zakładu Serwisu ALSTOM z obliczeń żywotności turbin parowych
4. Szkolenie międzynarodowych służb handlowych Zakładu Serwisu ALSTOM z produktów serwisowych (w języku angielskim)
5. Wykład dla międzynarodowej społeczności inżynierów GE na temat modelowania, optymalizacji i kontroli naprężeń cieplnych w turbinach parowych (w języku angielskim)

W ostatnim czasie (2018) przygotowałem wykład na Studia Podyplomowe „Symulacje Komputerowe dla Inżynierów” pt.: Podstawy Symulacji Komputerowych (do wygłoszenia 6 godzin).

Na zaproszenie redakcji czasopisma Przegląd Organizacji napisałem artykuł omawiający działalność badawczo-rozwojową firmy ALSTOM, który ukazał się w numerze 2 z 2014 roku pt.: Badania i Rozwój w ALSTOM Power – Filozofia Działania Firmy na Świecie i w Polsce.

D. Opieka naukowa nad studentami

Byłem opiekunem kilku studenckich praktyk przemysłowych studentów Politechniki Gdańskiej (Wydział Fizyki Technicznej i Matematyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny) oraz opiekunem przemysłowym 2 prac inżynierskich studentów PWSZ w Elblągu oraz Politechniki Warszawskiej. W 2017 roku pełniłem funkcję promotora pomocniczego pracy magisterskiej na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa PG autorstwa Mateusza Bryka pt. „Analiza problemów szybkich rozruchów i odstawień turbin dużej mocy”, która została wyróżniona w XVII edycji konkursu o Nagrodę im. Profesora Romulada Szczęsnego.

E. Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego, z podaniem tytułów rozpraw doktorskich

Od 2016 roku jestem promotorem pomocniczym w przewodzie doktorskim mgr inż. Sebastiana Korneta prowadzonym w IMP PAN Gdańsk. Tytuł pracy doktorskiej: „Modelling

of the water-vapour homogeneous condensation and two-phase flow within the shock wave zone”.

F. Staże w zagranicznych lub krajowych ośrodkach naukowych lub akademickich

Przed doktoratem odbyłem kilka wizyt i staży w następujących zagranicznych ośrodkach naukowych:

1. Instytut Technicznej Fizyki Ciepłej Ukraińskiej Akademii Nauk w Kijowie (Ukraina) – 1 tydzień, 1996
2. Instytut Fizyki Ciepłej Rosyjskiej Akademii Nauk w Nowosybirsku (Rosja) – 1 tydzień, 1998
3. Uniwersytet Techniczny w Karlsruhe (Niemcy) – 2 tygodnie, 1998
4. Uniwersytet Techniczny w Karlsruhe (Niemcy) – 4 tygodnie, 1999

Po doktoracie odbyłem tygodniową wizytę w Moskiewskim Instytucie Energetyki (2000 r.) oraz następujące staże w ośrodkach badawczo-rozwojowych firmy ALSTOM/GE:

1. Dział Badawczo-Rozwojowy Nowych Turbin Parowych, Baden (Szwajcaria) – 5 tygodni, 2002
2. Dział Obliczeń Wytrzymałościowych Turbin Parowych, Mannheim (Niemcy) – 3 tygodnie, 2003
3. Dział Obliczeń Wytrzymałościowych Turbin Parowych, Rugby (Anglia) – 2 tygodnie, 2005
4. Dział Badawczo-Rozwojowy Nowych Turbin Parowych, Baden (Szwajcaria) – 12 miesięcy, 2008-2009
5. Dział Badawczo-Rozwojowy Serwisu, Mannheim (Niemcy) – 1 tydzień, 2016

G. Wykonanie ekspertyz lub innych opracowań na zamówienie organów władzy publicznej, samorządu terytorialnego, podmiotów realizujących zadania publiczne lub przedsiębiorców

Od początku mojej pracy w ALSTOM i GE wykonałem 28 ekspertyz żywotności (pozycje [E1-E28] w Załączniku 4), które realizowane były na zamówienie polskich lub zagranicznych elektrowni i elektrociepłowni. Opracowałem również kilkanaście krótszych opinii i stanowisk technicznych dotyczących pęknięć w elementach turbin parowych.

Jako kierownik sekcji rozwoju i rzecznik ds. wynalazczości przygotowywałem dane do raportów Głównego Urzędu Statystycznego na temat wydatków i prowadzonych prac badawczo-rozwojowych w firmie ALSTOM.

Udzielałem również wyjaśnień i przygotowywałem materiały do kontroli audytorskiej prowadzonej przez firmy zewnętrzne.

H. Udział w zespołach eksperckich i konkursowych

Po zatrudnieniu w firmie ALSTOM przez 7 lat pełniłem funkcję Kierownika Sekcji Rozwoju Produktu oraz Rzecznika ds. Wynalazczości w Zakładzie Serwisu. Byłem ponadto członkiem następujących międzynarodowych zespołów i komitetów, w których reprezentowałem polski oddział firmy ALSTOM:

1. Międzynarodowy Komitet Sterujący ds. Badań i Rozwoju
2. Międzynarodowy Zespół Produktowy
3. Międzynarodowy Zespół Ekspertski ds. Żywotności Turbin Parowych

Byłem również członkiem komisji GE powołanej do wyjaśnienia przyczyn awarii stopnia RADAX w Elektrowni Bełchatów.

I. Recenzowanie projektów międzynarodowych lub krajowych oraz publikacji w czasopismach międzynarodowych i krajowych

Recenzowałem 11 artykułów w czasopismach i materiałach konferencyjnych:

1. International Journal of Fatigue (lista A MNiSW) – 2 artykuły
2. Engineering Failure Analysis (lista A MNiSW) – 3 artykuły
3. Propulsion and Power Research – 1 artykuł
4. ASME Journal of Risk – 1 artykuł
5. Heliyon – 1 artykuł
6. AIP Conference Proceedings (Scientific Session of Applied Mechanics IX) – 1 artykuł w wydawnictwie konferencyjnym
7. 3rd Conference on Energy Engineering and Environmental Protection EEEP 2018 – 1 artykuł w wydawnictwie konferencyjnym
8. Logistyka – Nauka – 1 artykuł

Ponadto recenzowałem kilkanaście opracowań uczelni, instytutów i firm konsultingowych, które wykonywały prace zlecone przez firmę ALSTOM. Byłem też recenzentem kilku referatów na wewnętrznych radach technicznych firmy.

TABELARYCZNE PODSUMOWANIE DOROBKU			
	Przed doktoratem	Po doktoracie	Razem
Publikacje w czasopismach z listy Journal Citation Reports – lista A MNiSW	0	8	8
Publikacje w czasopismach recenzowanych – lista B MNiSW	5*	16	21
Publikacje w czasopismach niepunktowanych	1	13	14
Autorstwo monografii lub rozdziału w monografii	0	5	5
Wygłoszone referaty na konferencjach	7	43	50
Aktywny udział w konferencjach	9	17	26
Liczba cytowań według bazy Web of Science	0	43	43
Indeks Hirscha według bazy Web of Science	0	4	4
Sumaryczny Impact Factor publikacji naukowych według listy Journal Citation Reports	0	18.195	18.195
Organizacja konferencji naukowych	1	0	1
Recenzje artykułów	0	11	11
Udział w projektach badawczo-rozwojowych	3	14	17
Ekspertyzy	0	28	28
Wdrożenia przemysłowe	1	62	63
Opracowania wewnętrzne	11	0	11
Członkostwo w organizacjach oraz towarzystwach naukowych	0	4	4

* podano według klasyfikacji za 2005 rok

M. Banaszkiewicz