

mgr inż. Mateusz Bryk

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego Polskiej

Akademii Nauk

Ośrodek Przepływów i Spalania, Zakład Konwersji Energii



**ZAAWANSOWANA KONTROLA STANU ŁOPATKI
PROMIENIOWEJ W TRAKCIE POZAPROJEKTOWYCH ZMIAN
OBCIĄŻENIA ZA POMOCĄ NARZĘDZI THERMAL – FSI**

Rozprawa doktorska przedłożona

Radzie Naukowej

Instytutu Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego

Polskiej Akademii Nauk

Promotor rozprawy: *prof. dr hab. inż. Janusz Badur*

Promotor Pomocniczy: *dr inż. Sylwia Kruk – Gotzman*

Gdańsk, marzec 2025

Spis Treści

1.	Wstęp.....	8
1.1.	Motywacje	8
1.1.1.	Krytyczne elementy konstrukcyjne ograniczające szybkość regulacji.....	17
1.1.2.	Wpływ naprężenia termicznego na pracę stopnia promieniowo – osiowego turbiny parowej 19	
1.1.3.	Systemy ograniczeń termicznych turbiny	26
1.2.	Cele i zakres rozprawy	36
1.3.	Układ pracy	40
1.4.	Osadzenie problemu w dziedzinie naukowej	40
1.5.	Metody badawcze	40
2.	Model matematyczny dedykowany startom i odstawieniom urządzeń energetycznych	42
2.1.	Ogólne zasady Thermal-FSI	42
2.2.	Model CFD	46
2.2.1.	Równanie zachowania masy	46
2.2.2.	Równanie zachowania pędu	47
2.2.3.	Równanie zachowania energii.....	47
2.2.4.	Model turbulencji.....	48
2.3.	Model CSD	48
2.3.1.	Równanie zachowania masy	48
2.3.2.	Równanie zachowania pędu	48
2.3.3.	Równanie zachowania energii.....	49
2.3.4.	Hipoteza Hubera Misesa Henckyego.....	49
3.	Weryfikacja modelu Thermal – FSI	52
3.1.	Przegląd literaturowy weryfikacji analizy Thermal - FSI	52
4.	Walidacja modelu Thermal – FSI na podstawie rzeczywistej awarii stopnia promieniowo – osiowego.....	55
4.1.	Geometria poddana analizie	55
4.2.	Dyskretyzacja.....	58
4.3.	Badanie niezależności siatki	59
4.4.	Warunki brzegowe do analizy CFD	60

4.5. Warunki brzegowe do analizy CSD	61
4.6. Wyniki CFD.....	63
4.7. Wyniki CSD.....	67
4.8. Podsumowanie analizy Thermal – FSI odwzorowania numerycznego awarii stopnia promieniowo - osiowego	73
5. Określenie założeń konstrukcyjno -przepływowo – wytrzymałościowych do Analizy Thermal – FSI pozaprojektowych zmian obciążenia łopatki promieniowej	75
5.1. Wybór miejsca doprowadzenia pary chłodzącej dla części WP turbiny reakcyjnej ze stopniem promieniowo – osiowym	75
5.2. Dobór luzów konstrukcyjnych	79
5.3. Wtrysk pary chłodzącej.....	81
5.4. Dane materiałowe do analiz Thermal-FSI.....	85
5.5. Dyskretyzacja domeny płynu.....	85
5.6. Analiza niezależności siatki.....	86
5.7. Analiza doboru ciśnienia pary chłodzącej i kolektora.....	87
6. Analizy Thermal – FSI pozaprojektowych zmian obciążenia łopatki promieniowej.....	97
6.1. Warunki brzegowe I początkowe	97
6.2. Model dyskretny.....	98
6.3. Wyniki CFD.....	99
6.3.1. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref bez chłodzenia.....	100
6.3.2. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 50^{\circ}\text{C}$	104
6.3.3. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$	108
6.3.4. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 150^{\circ}\text{C}$	112
6.3.5. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 300^{\circ}\text{C}$	116
6.4. Podsumowanie	120
6.5. Wyniki CSD.....	121
6.5.1. Naprężenie zredukowane HMH globalne dla łopatki promieniowej dla przypadków rozruchu i odstawienia bez chłodzenia i z zastosowanym chłodzeniem.....	123

6.5.2.	Naprężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia bez chłodzenia	126
6.5.3.	Naprężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $T = 300^{\circ}\text{C}$	128
6.5.4.	Naprężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $\Delta T = 50^{\circ}\text{C}$	130
6.5.5.	Naprężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$	132
6.5.6.	Naprężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $\Delta T = 150^{\circ}\text{C}$	134
6.5.7.	Podsumowanie	137
6.6.	Kasacja luzów	140
6.6.1.	Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref bez wtrysku pary chłodzącej	140
6.6.2.	Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 300°C	142
6.6.3.	Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 150°C	143
6.6.4.	Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 100°C	144
6.6.5.	Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 50°C	145
6.6.6.	Porównanie kasacji luzu 1 dla wszystkich analizowanych przypadków	146
6.6.7.	Porównanie kasacji luzu 2 dla wszystkich analizowanych przypadków	146
6.6.8.	Porównanie kasacji luzu 3 dla wszystkich analizowanych przypadków	147
6.7.	Podsumowanie analiz Thermal – FSI	148
7.	Wnioski	149
	Bibliografia	153
	Spis rysunków	160
	Spis Tabel	166
	ZAŁĄCZNIK 1 – Dane materiałowe St12T oraz Stg10T	167

Podziękowania

Serdeczne podziękowania składam mojemu Promotorowi, Panu Profesorowi Januszowi Badurowi, za nieocenioną opiekę naukową, życzliwe wsparcie i cierpliwe prowadzenie mnie przez wszystkie etapy realizacji doktoratu. Jego cenne uwagi, wskazówki i konstruktywna krytyka pozwoliły mi rozwinąć warsztat badawczy oraz skutecznie doprowadzić pracę do końca.

Chciałbym również bardzo podziękować Koleżankom i Kolegom z Zakładu Konwersji Energii za niezwykle pomocne dyskusje, życzliwość oraz bezinteresowną pomoc merytoryczną, na którą zawsze mogłem liczyć. Dzięki atmosferze wzajemnego zrozumienia, otwartości oraz gotowości do dzielenia się wiedzą mogłem rozwiązać wiele napotkanych problemów i wzbogacić treść tej pracy.

Szczególne podziękowania kieruję do mojej żony, której cierpliwość, wyrozumiałość oraz nieustanne motywowanie były dla mnie źródłem siły i inspiracji na drodze do ukończenia doktoratu. Bez jej wsparcia nie byłoby możliwe osiągnięcie tego celu.

Streszczenie

Konwencjonalne bloki energetyczne aktualnie pracujące w krajowej energetyce w trybie „miksu energetycznego”, współpracują z szybkozmiennymi, odnawialnymi źródłami energii. Ta sytuacja, powodująca wielokrotne odstawienia i uruchomienia bloków konwencjonalnych wpływa niekorzystnie na żywotność urządzeń, a w szczególności na zniszczenie elementów krytycznych konstrukcji. Aby temu zaradzić i utrzymać okres żywotności bloków konwencjonalnych na klasycznym poziomie, należy objąć kontrolą miejsca krytyczne konstrukcji kotłów, turbin czy kondensatorów, tak aby nie dopuścić do nadmiernego ich zużycia wynikającego z przyspieszonych i wielokrotnych zmian obciążenia cieplnego.

Celem rozprawy doktorskiej jest opracowanie sposobu kontroli wybranego elementu krytycznego konstrukcji turbiny jakim jest łopatk promieniowa w stopniu regulacyjnym części wysokoprężnej. Opracowana w rozprawie technika kontroli winna być uznana za „zaawansowaną” ponieważ używa wtrysku pary do ograniczania stanu cieplnego, a informację o sposobie i technice wtrysku uzyskuje przy pomocy zaawansowanej symulacji numerycznej, znanej w literaturze jako „thermal-FSI”.

W rozprawie wykazano dlaczego wybrane miejsce analizy jest „elementem krytycznym” bloku, ulegającym przyspieszonej degradacji, przeanalizowano sposoby objęcia kontrolą stanu cieplnego podczas przyspieszonych rozruchów i odstawień, pokazano techniczne możliwości kontroli oraz ich zasadność ekonomiczną. Zaawansowana kontrola stanu elementu krytycznego, opracowana w niniejszej rozprawie, ma tę cechę, że po uzyskaniu domknięć analitycznych wg. opracowanego algorytmu, może być łatwo implementowana do systemu diagnostyczno-sterującego BOTT.

W rozprawie rozwinięto i zwalidowano narzędzie obliczeniowe thermal-FSI, które jest zaawansowanym narzędziem interdyscyplinarnym łączącym termomechanikę ciała stałego (CSD) z termomechaniką płynów roboczych (CFD). W rozdziałach pracy dotyczących doboru wtrysku pary chłodzącej/grzejącej, na podstawie opracowanego i sprawdzonego sposobu symulacji rozruchu, przeprowadzono serię symulacji pozwalających określić obszar możliwej kontroli stanów cieplnych nie przekraczających stanów dopuszczalnych i naruszających ogólnej żywotności urządzenia.

Podsumowując, niniejsza rozprawa wychodzi naprzeciw potrzebom energetyki borykającej się z szybkozmiennymi i nieprzewidywalnymi zmianami źródeł OZE. Rozprawa podejmuje temat aktualny - w sposób praktyczny do rozwiązania, nie podnoszący zbytnio kosztów eksploatacji i nie pozwalający na radykalne skrócenie żywotności bloków energetycznych. Z naukowego punktu widzenia postawionego w rozprawie, zadanie to nie da się rozwiązać metodami uproszczonymi, potrzebne są tu interdyscyplinarne narzędzia badawcze. Rozwiązywany problem jest naukowo trudny ponieważ musi odnieść się do kompletu realistycznych warunków i nie dopuszcza uproszczeń ani w rozumowaniach ani w obliczeniach. Dlatego największą wartością przedstawianej rozprawy jest jej użyteczność i zastosowanie do obiektów kluczowych dla energetyki krajowej.

Streszczenie w języku angielskim

Conventional power units currently operating in the national energy sector within an “energy mix” framework interact with rapidly fluctuating renewable energy sources. This situation, which entails multiple shutdowns and restarts of conventional units, adversely affects the service life of the equipment, particularly by causing damage to critical structural components. To counteract this and maintain the conventional units’ operational lifespan at a standard level, it is necessary to control the critical areas of boiler, turbine, and condenser structures so as to prevent excessive wear resulting from accelerated and repeated thermal load changes.

The purpose of this doctoral dissertation is to develop a method for controlling a selected critical component of the turbine’s structure, namely the radial blade in the control stage of the high-pressure section. The control technique proposed herein should be considered “advanced” because it employs steam injection to mitigate the thermal state, while information regarding the injection method and technique is obtained via an advanced numerical simulation approach, commonly referred to in the literature as “thermal-FSI.”

The dissertation demonstrates why this particular area of analysis constitutes a “critical component” of the power unit, prone to accelerated degradation. It also examines methods for controlling the thermal state during expedited startups and shutdowns and presents the technical feasibility of such control along with its economic rationale. The advanced control method for the critical component developed in this dissertation has the additional feature that, once the analytical constraints have been established according to the proposed algorithm, it can be readily implemented in the BOTT diagnostic and control system.

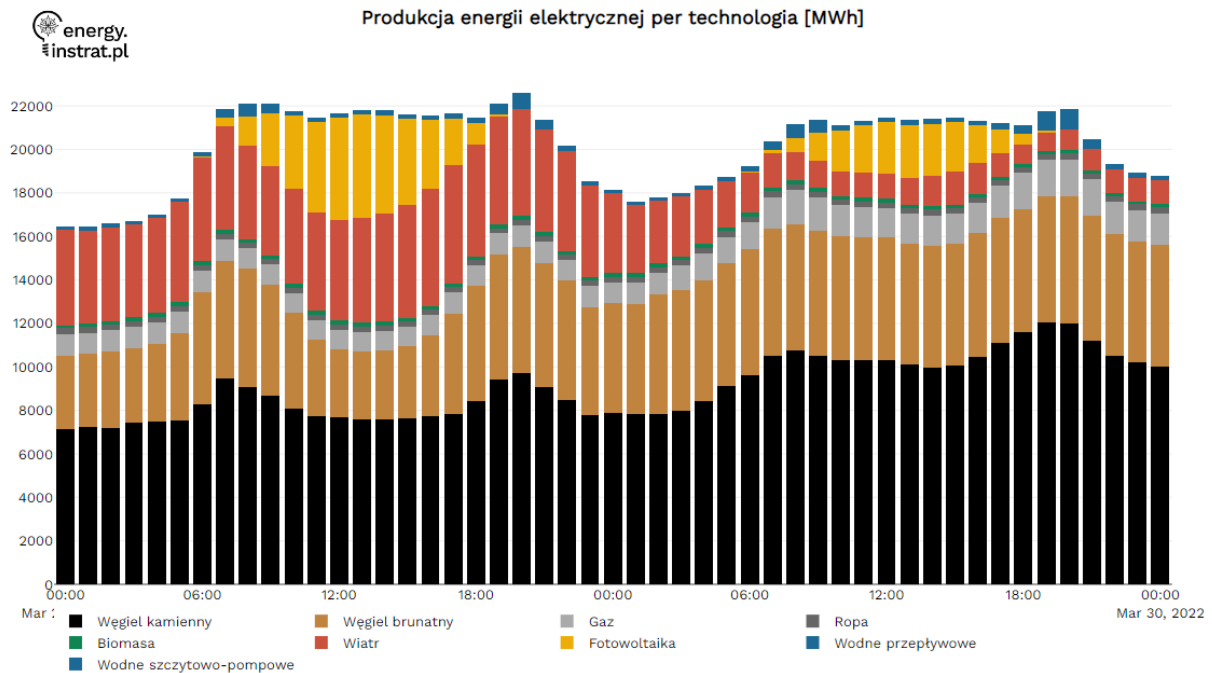
In the dissertation, the thermal-FSI computational tool—an interdisciplinary, advanced methodology combining solid-body thermomechanics (CSD) with working-fluid thermomechanics (CFD)—was expanded and validated. In the chapters addressing the selection of cooling/heating steam injection, based on the established and verified startup simulation method, a series of simulations was conducted to determine the range of possible thermal-state control. This control ensures that permissible states are not exceeded and that the overall service life of the equipment is not compromised.

In summary, the dissertation responds to the needs of the power sector, which is struggling with rapidly fluctuating and unpredictable changes stemming from renewable energy sources. It tackles a current issue in a practical manner, one that does not significantly increase operating costs and does not allow for a drastic reduction in the service life of power units. From the scientific standpoint adopted in the dissertation, the task cannot be solved using simplified methods; it requires interdisciplinary research tools. The problem in question is scientifically challenging because it must address a full set of realistic conditions and does not allow simplifications in either reasoning or calculations. Consequently, the greatest value of this dissertation lies in its utility and its applicability to facilities that are critical to the national power industry.

1. Wstęp

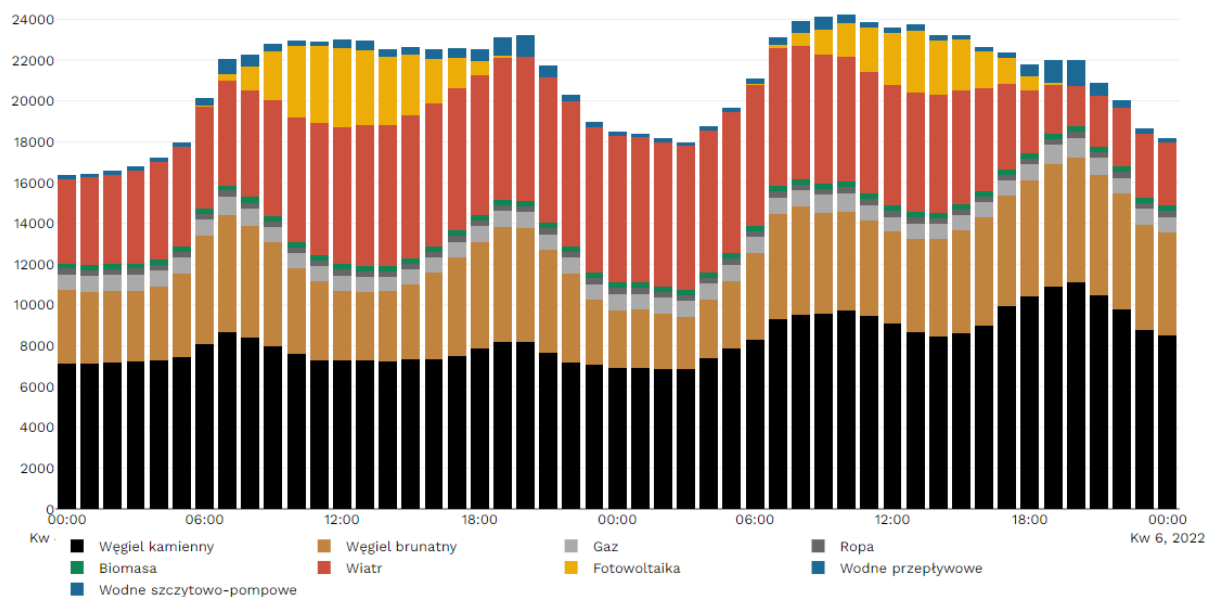
1.1. Motywacje

Krajowa energetyka zawodowa pracuje w trybie „mixu energetycznego” stąd aktualne trendy w projektowaniu nowych jednostek wytwórczych, charakteryzujących się stale rosnącymi parametrami pracy, jak również modernizacje wykonywane na starszych jednostkach wymuszają zmianę podejścia zarówno do problemu projektowania nowych jednostek ("bloków"), jak i do metod remontów urządzeń będących w eksploatacji. Nowym elementem stanowiącym wyzwanie badawcze są wymagania stawiane sieciom energetycznym ściśle związane ze zmiennością mocy w systemie, która jest powodowana wpływem energetyki odnawialnej w Polsce i Europie [1]. W tej sytuacji powyższego, najważniejszym aspektem jest przystosowanie bloków parowych dużej mocy do współpracy z instalacjami OZE. Wiatr jest nieprzewidywalny i niestabilny, w ciągu kilku minut wartość jego prędkości może się diametralnie zmienić, co proporcjonalnie przekłada się na moc elektryczną generowaną przez farmy wiatrowe; taka sytuacja miała miejsce pierwszy raz w Polsce w 2015 roku [1]. Ostatnie rekordy mocy generowanej z OZE występowały 28 marca 2022 (9584,376MWh, Rys. 1) , 04 kwietnia 2022 (10610,475 MWh, Rys. 2) [2] oraz 10 maja 2023 (13848,000 MWh, Rys. 3).

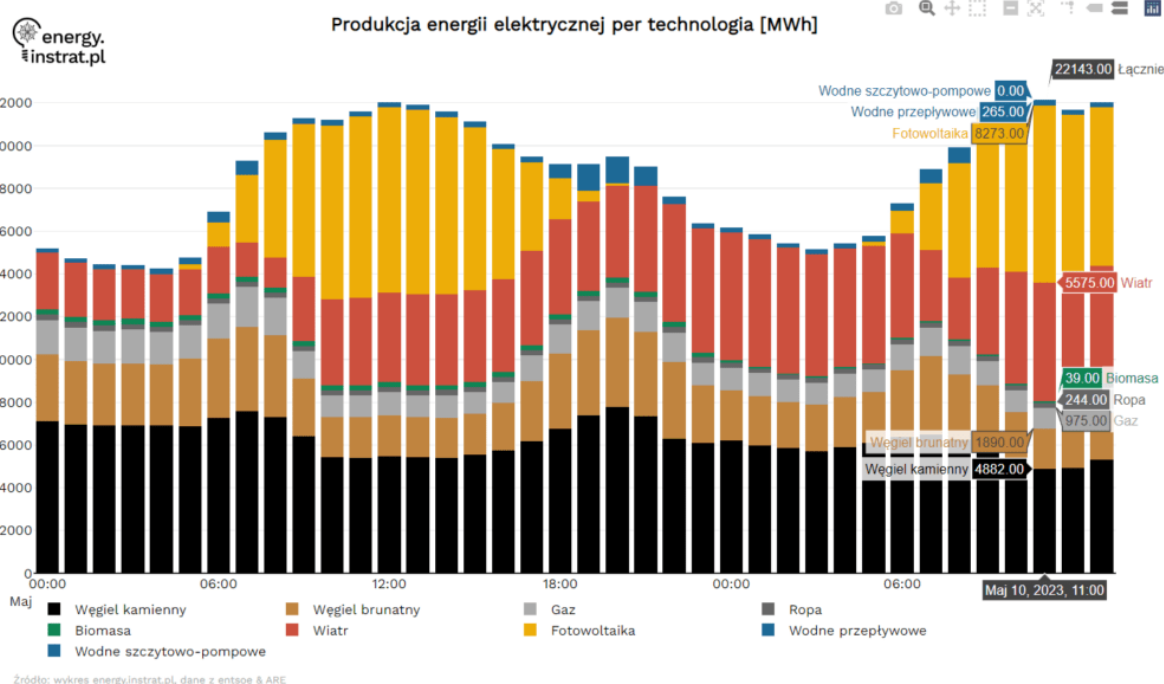


Rys. 1. Produkcja energii elektrycznej w Polsce w dniach 28 i 29 marca 2022 r. z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [3].

Produkcja energii elektrycznej per technologia [MWh]



Rys. 2. Produkcja energii elektrycznej w Polsce dnia 04 i 05 kwietnia 2022 r. z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [3].



Rys. 3. Produkcja energii elektrycznej w Polsce dnia 09 i 10 maja 2023 r. z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [3].

Na blokach węglowych zostało wymuszone gwałtowne zmniejszenie obciążenia ze względu na nagły wzrost produkcji energii elektrycznej pochodzącej ze źródeł odnawialnych. W późniejszych godzinach z/w na zmniejszanie się udziału produkcji energii z fotowoltaiki, bloki węglowe musiały zwiększyć stosownie produkcję energii elektrycznej. 28 marca w ciągu 3h bloki węglowe musiały zmniejszyć produkcję o 3256MWh (w tym bloki oparte na węglu brunatnym o 40,2%, bloki oparte na węglu kamiennym o 14,8%), następnie w ciągu 3h musiały zwiększyć produkcję o 4087MWh (w tym

bloki oparte na węglu brunatnym o 57,0%, bloki oparte na węglu kamiennym o 25,6%). 04 kwietnia w ciągu 3h bloki węglowe musiały zmniejszyć produkcję o 3184MWh (w tym bloki oparte na węglu brunatnym o 37,8%, bloki oparte na węglu kamiennym o 13,1%), następnie w ciągu 3h musiały zwiększyć produkcję o 2258MWh (w tym bloki oparte na węglu brunatnym o 33,1%, bloki oparte na węglu kamiennym o 11,7%).

Postuluje się, by pewne bloki stanowiły tzw. "podstawę" obciążenia, czyli gwarantowały produkcję energii elektrycznej najniższym kosztem, ze względu na wyższą sprawność instalacji o większych mocach [4,5]. Przekłada się to na jednoznacznie na jednostkowe zużycie paliwa bloku, cenę energii oraz aspekty środowiskowe związane z produkcją w/w energii.

Pomimo powyższego, wybudowane bloki na parametry nadkrytyczne będą musiały zmniejszyć swoją moc, aby dostosować się do rozwoju farm wiatrowych i fotowoltaicznych. Podobnie uelastyczyć swoją pracę będą musiały budowane w Polsce bloki jądrowe. Do niedawna, minimalne obciążenie turbiny wynosiło 40% [6–8] w przypadku bloków gazowo – parowych 38% [9]. Obecnie, z punktu widzenia stabilnej pracy kotła i przepływu pary w turbinie, wartość obciążenia waha się w granicach 20-30% obciążenia znamionowego. Przeprowadzone analizy wskazują, że możliwa jest praca nawet przy obciążeniu 15% [10] jednak przy takim obciążeniu żywotność bloku znacznie spada.

Bloki, zarówno konwencjonalne jak i jądrowe, na których dokonuje się zmian obciążenia, powinny być dostosowane (w miarę możliwości) do nowych warunków pod względem ich minimalnego obciążenia. W przeszłości, ale także obecnie, gdy z powodu nieprzewidzianego zdarzenia wpływającego na system, np. gdy moc dyspozycyjna jest niewystarczająca pomimo osiągnięcia przez turbinę mocy znamionowej, możliwe jest częściowe przeciążenie turbozespołu.

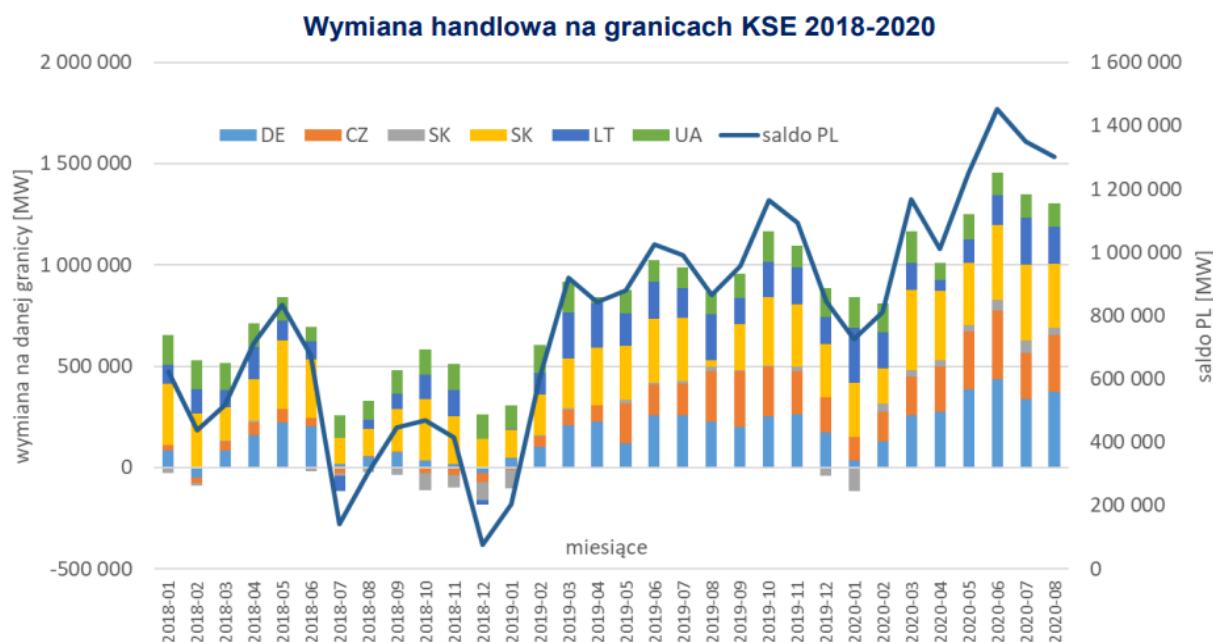
Działanie to cechuje się obniżeniem sprawności, polega na częściowym wyłączeniu układu regeneracji, która obniża moc turbozespołu poprzez upusty strumienia czynnika roboczego przez co jego mniejsza część przepływa przez kanał przepływowy turbiny wykonując pracę [11,12]. Jeżeli zaś krok ten nie wystarczy, by pokryć zapotrzebowanie na moc, pozostaje ogłoszenie stopni zasilania i odciążenie wybranych odbiorców, ostatnim razem taka sytuacja miała miejsce latem 2015 roku [13]. Z krokiem tym mamy do czynienia, gdy częstotliwość prądu w sieci osiągnęła wartość minimalną, wtedy to kolejno, jednak w sposób zaplanowany, odłącza się odbiorców energii elektrycznej [4,5].

Rosnąca moc zainstalowanych źródeł OZE (aktualnie mamy zainstalowane 20.7 GW mocy w fotowoltaice i 9.8 GW mocy w energetyce wiatrowej) oraz ich uzależnienie od warunków pogodowych determinuje utrzymywanie dużych bloków parowych w gorącej rezerwie [5]. W celu sprostania temu zadaniu można podjąć działania uelastyczniające pracę bloku, opisane we wspomnianej pracy [1,14] lub przeprowadzić modernizację, a niekiedy zmianę konstrukcyjną. Sytuacja sterowania mocą systemu sprowadza się obecnie do konieczności częstszych rozruchów i odstawień turbozespołów, w tym tych o dużej mocy. Otwartym tematem, który podejmujemy w niniejszej rozprawie jest ustalenie optymalnego i bezpiecznego czasu trwania rozruchu i odstawienia.

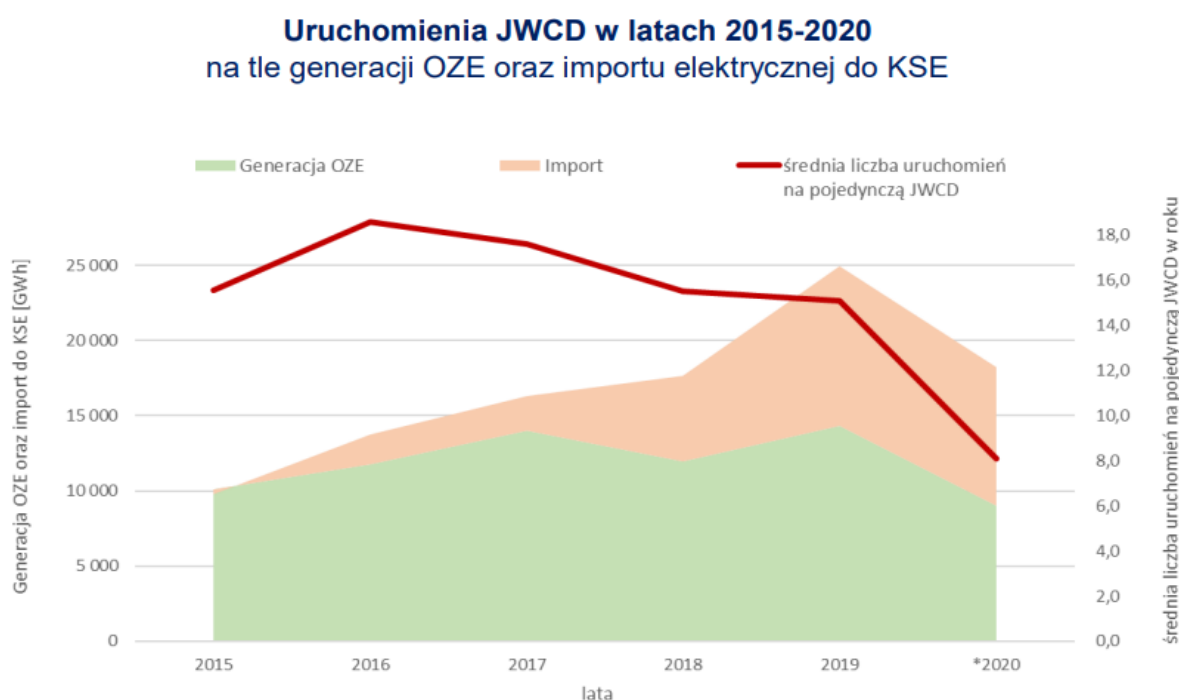
Obecne trendy w projektowaniu nowych bloków energetycznych, cechujące się stale rosnącymi parametrami pracy jak i retrofity dokonywane na starszych jednostkach wymuszają zmianę podejścia zarówno do samego zagadnienia projektowania nowych bloków jak i do metod napraw urządzeń będących w eksploatacji. Nowym elementem, który stanowi wyzwanie są wymagania PSE *stricte* związane ze zmiennością mocy w systemie, która wywoływana jest poprzez oddziaływanie OZE w Europie [1].

W sytuacji wyżej wspomnianej najważniejszym aspektem jest dostosowanie się bloków parowych dużej mocy do pracy wraz z instalacjami OZE. Wiadomym jest, że w systemie elektroenergetycznym równowaga między mocą odbieraną a wytwarzaną jest konieczna.

W przeszłości tzw. rezerwa wirująca pokrywałaby zmiany mocy obciążenia w przeciągu 10 minut. Jeżeli spodziewany jest wzrost obciążenia, to muszą być gotowe instalacje, które by to obciążenie przejęły. Jednakże w obecnych czasach mamy do czynienia z negatywnym oddziaływaniem m.in. Niemiec, w których systemie elektroenergetycznym zainstalowane jest blisko 64GW mocy w farmach wiatrowych oraz 59GW w fotowoltaice [15]. Z racji tego, że systemy Polski i Niemiec są ze sobą połączone a większość farm wiatrowych znajduje się na północy kraju, w/w zjawiska mają miejsce coraz częściej w polskim systemie elektroenergetycznym. Uwagę na Niemcy skupia się w głównej mierze z/w na dużą wartość mocy zainstalowanej w farmach wiatrowych i fotowoltaice. Historyczna wymiana handlowa na granicach z Polskim KSE widnieje na Rys. 4 [16].

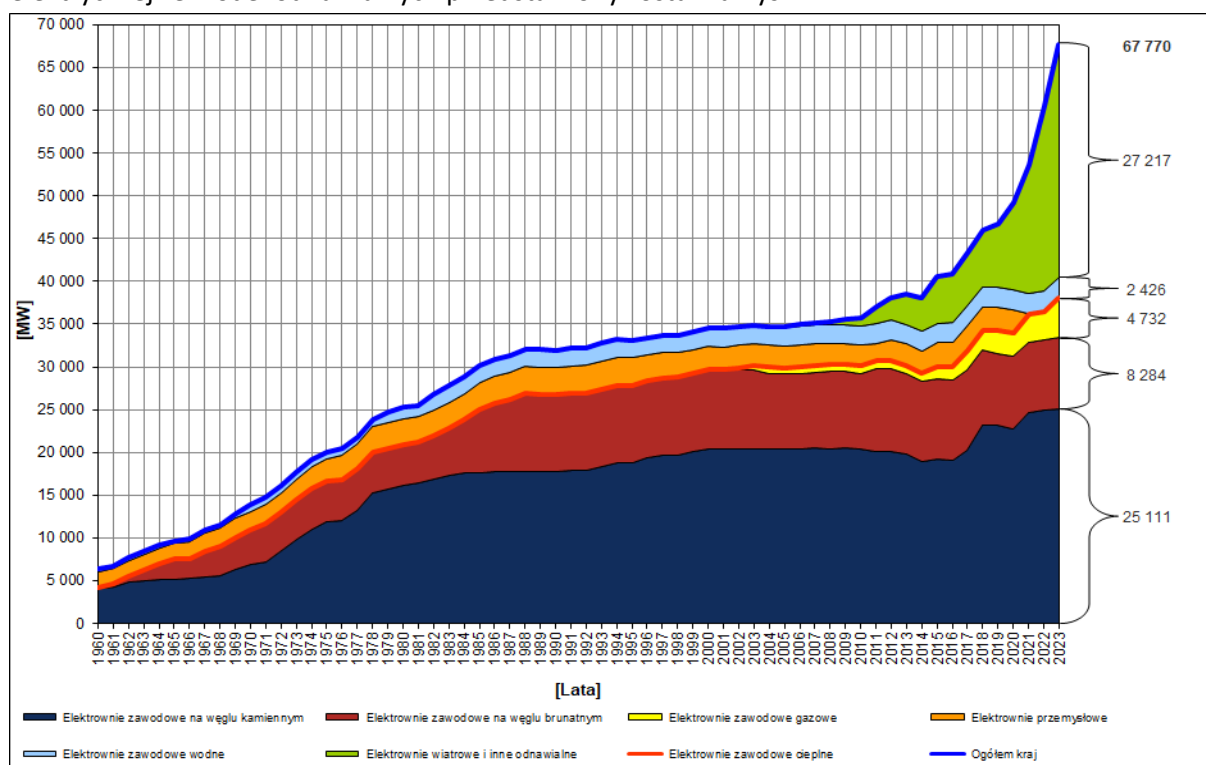


Rys. 4. Wymiana handlowa w MW na granicach polskiego KSE w latach 2018-2020 (sumy miesięczne)

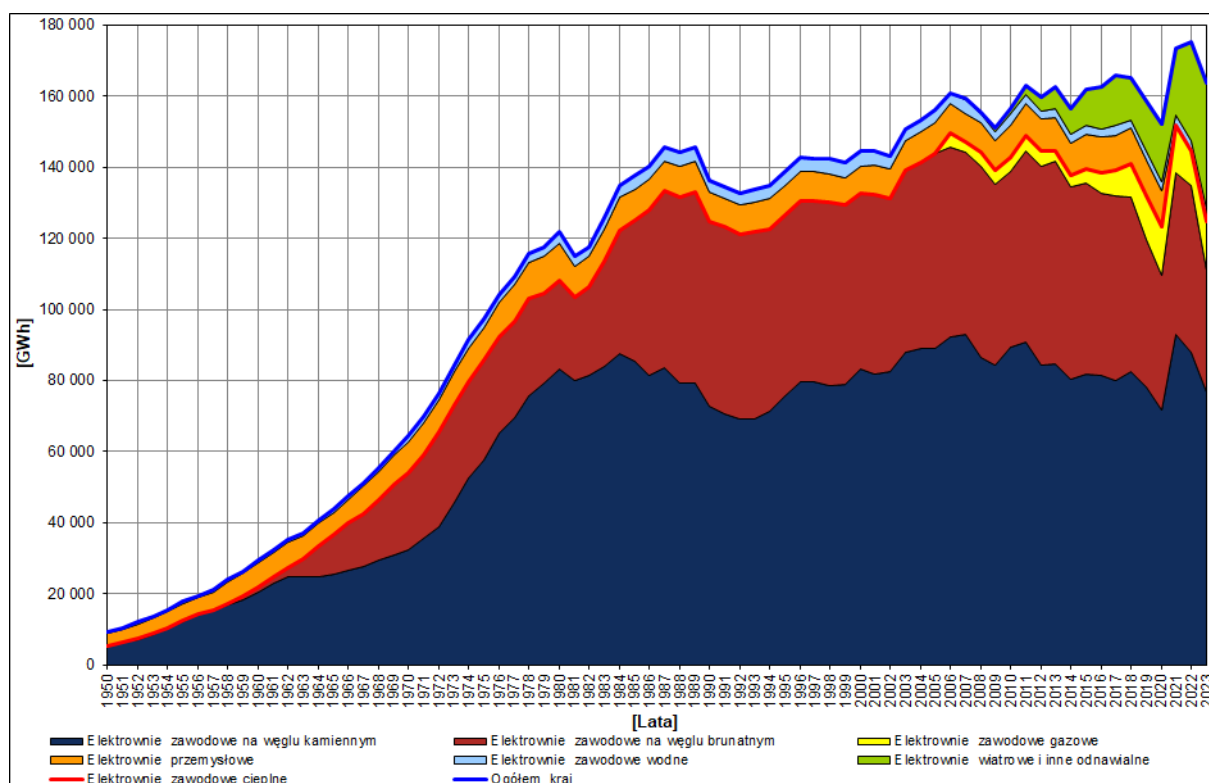


Rys. 5. Liczba uruchomień dla pojedynczej jednostki JWCD w latach 2015-2020

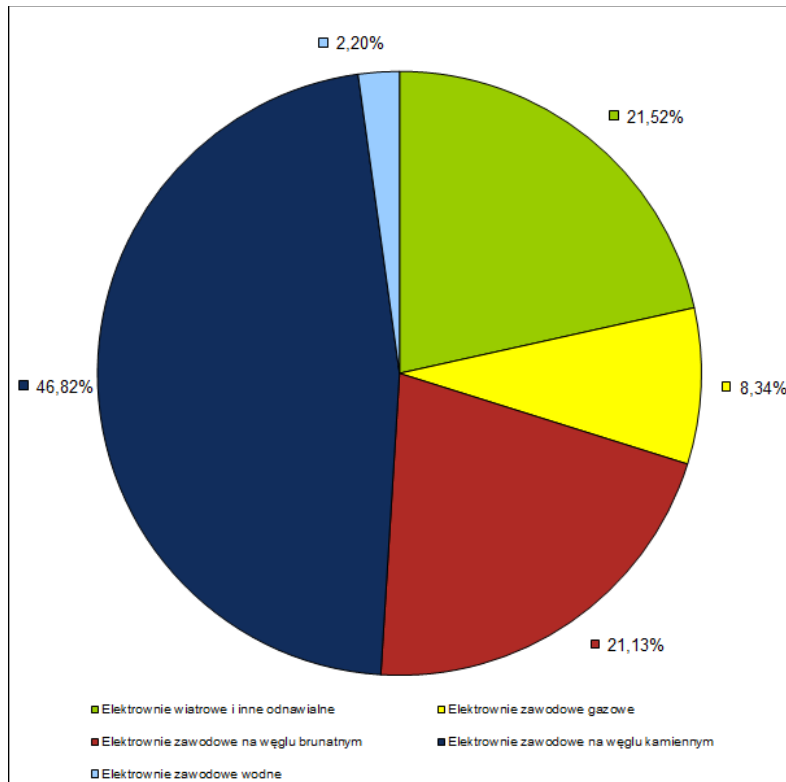
W samym polskim systemie elektroenergetycznym zainstalowane jest ok. 9,8GW w farmach wiatrowych oraz ok. 20,7GW w fotowoltaice a wartości te będą nadal rosnąć. Skokowy wzrost mocy zainstalowanych w OZE w Polsce przedstawiony jest na Rys. 6 zaś wzrost produkcji energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych przedstawiony został na Rys. 7.



Rys. 6. Dynamika wzrostu mocy zainstalowanej w KSE w latach 1960-2023 z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [17]. Uwidoczniony jest dynamiczny wzrost mocy zainstalowanej w OZE od roku 2008. W przeciągu 15 lat udział mocy zainstalowanej w OZE wyniósł ok. 44% całkowitej mocy zainstalowanej w systemie.



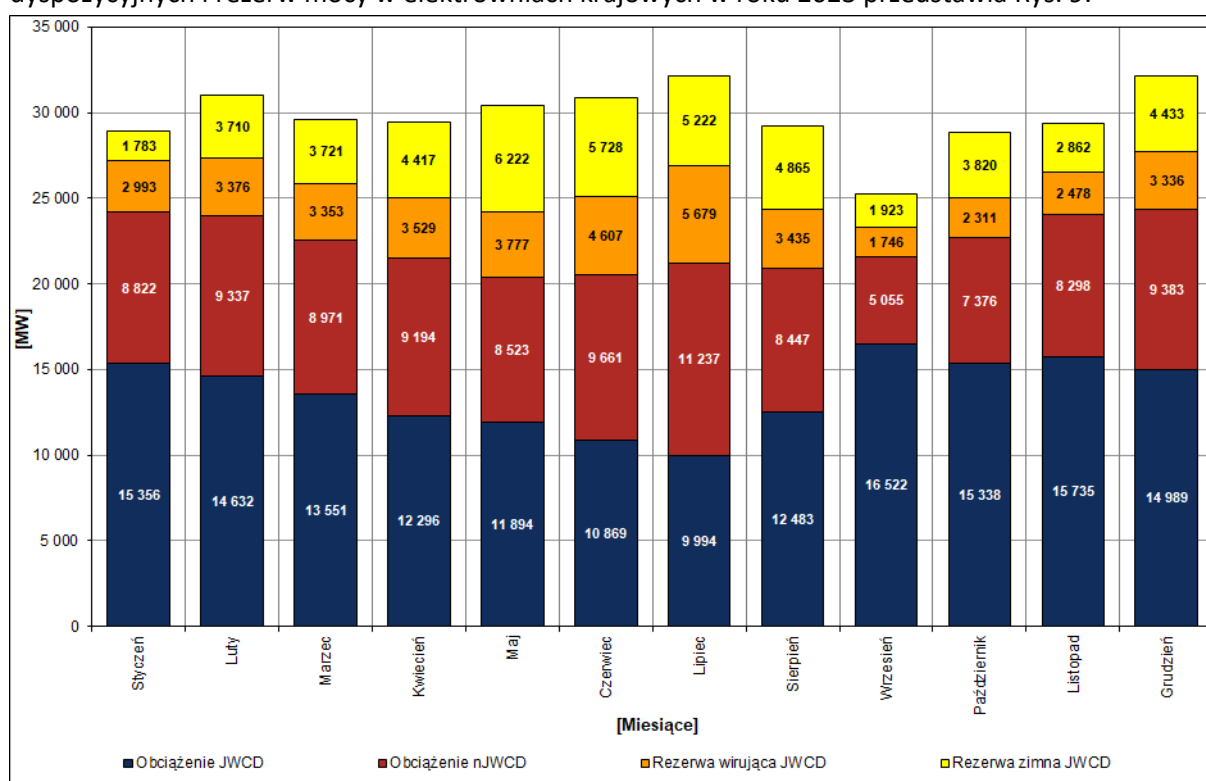
Rys. 7. Produkcja energii elektrycznej w Polsce w latach 1950 – 2023 z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [18]. Pomimo zainstalowanej mocy na poziomie ok. 44% jedynie niecałe 22% wytworzone zostało z OZE w roku 2023.



Rys. 8. Procentowy udział poszczególnych jednostek w wytwarzaniu energii elektrycznej w Polsce w roku 2023 [18].

Zgodnie z wykresem na Rys. 8 widać, że w 2023 roku źródła odnawialne odpowiedzialne były za ok. 23,7% produkcji energii elektrycznej. Zgodnie z retoryką Polski i UE udział ten będzie się zwiększał, co będzie prowadziło do większych wyzwań dla energetyki konwencjonalnej, która stanowi podstawę obciążenia w Polsce.

Tak jak zmienia się zapotrzebowanie na moc odbiorców, tak zmieniają się warunki pracy turbozespołów szczytowych. Wahania mocy pokrywane są na bieżąco, tj. system elektroenergetyczny nadąża za zmianami mocy wywoływanymi przez odbiorów. Zmiany mocy mogą przyjmować różne wartości, dlatego też w szczycie obciążenia przewiduje się również tzw. gorącą rezerwę, czyli turbozespoły, które są zsynchronizowane z siecią jednak nie obciążane. Gdy przewiduje się zmiany mocy systemu, na poziomie który pozwala na niezłączanie kolejnych bloków, tylko zwiększanie mocy pracujących bloków, tę czynność się wykonuje. W przypadku tym mamy do czynienia z regulacją pierwotną oraz wtórną częstotliwości sieci. Przykładowe zestawienie moce dyspozycyjnych i rezerw mocy w elektrowniach krajowych w roku 2023 przedstawia Rys. 9.



Rys. 9. Moce dyspozycyjne i rezerwy mocy w elektrowniach krajowych dostępne dla OSP w 2023 roku – wartości średnie miesięczne z dobowych szczytów obciążenia dni roboczych

Wracając jednak do szczytowego obciążenia systemu nadmienić należy, że szczytowe obciążenie przejmowały starsze turbiny. W dodatku ich konstrukcja była specjalnie do tego celu przeznaczona. Starsze jednostki oznaczają prostszą konstrukcję oraz prostszy układ sterowania. Jednakże nawet dzisiaj nie ma mowy o czasowo-optimalnym, ekstremalnym bądź adaptacyjnym sterowaniu takiego turbozespołu z/w na czynnik ekonomiczny [5].

Występuje więc konieczność uelastycznienia pracy bloków w aspekcie rozwijającej się energetyki odnawialnej. W aspekcie uelastycznienia pracy bloków węglowych powstał program „Bloki 200+”, którego cele zakładały „opracowanie zbioru rozwiązań technicznych, organizacyjnych i prawnych dotyczących niskonakładowych technologii zmian podstawowych parametrów pracy i zasad eksploatacji bloków węglowych, dostosowujących je do nowych wymagań i określonego reżimu pracy z większą zmiennością obciążenia oraz z dużą liczbą odstawień i uruchomień”.

Program „Bloki 200+” zakończył się w kwietniu roku 2022 zaś osiągnięte cele przedstawia Tabela 1.

Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów odbiorowych uzyskanych przez konsorcjum RAFAKO S.A. – Rafako Innovation dla projektu badawczo – rozwojowego „Program Bloki 200+” [19]. Uzyskano skrócenie czasów rozruchu turbiny klasy 200MW i 3h 2min wraz z osiągnięciem minimum technicznego na poziomie 40%.

Zadanie	Parametr	Cel	Pomiary Bazowe	Pomiary Odbiorowe	Komentarze do wartości osiągniętych podczas Pomiarów Odbiorowych
Gr I, Zad 1	Czas rozruchu ze stanu zimnego - 5 h	5 h 00 min	7 h 15 min	4 h 13 min	Skrócenie czasu rozruchu o 3 h 2 min
Gr I, Zad 2	Czas rozruchu ze stanu ciepłego - 2,5 h	2 h 30 min	5 h 30 min	2 h 25 min	Skrócenie czasu rozruchu o 3 h 5 min
Gr I, Zad 3	Czas rozruchu ze stanu gorącego - 1,5 h	1 h 30 min	3 h 50 min	1 h 43 min	Skrócenie czasu rozruchu o 2 h 7 min
Gr I, Zad 4	Nabory mocy 4% Posiag./min	9 MWe/min	1,9 MWe/min	9,2 MWe/min	Wymagany gradient naboru mocy uzyskano od obniżonego minimum technicznego 90 MWe do mocy osiągalnej 225 MWe
Gr I, Zad 5	Minimum techniczne 40% Posiag.	90 MWe	141 MWe	90 MWe	Obniżenie minimum technicznego o 51 MWe
Gr I, Zad 6	Narzędzia informatyczne i kontrolno-pomiarowe	-	-	Potwierdzona zgodność obliczeń z wartościami zmierzonymi	Porównywano wartości jednostkowego zużycia energii chemicznej paliwa brutto przez blok
Gr II, Zad 1	Wzrost sprawności bloku przy obciążeniach cząstkowych	-	33,67%	34,25%	Wzrost sprawności o ok. 0,6%
Gr II, Zad 2	Ograniczenie emisji rtęci w spalinach	1-4 µg/m ³	-	0,46 µg/m ³	Skuteczność redukcji emisji rtęci: 62%
Gr II, Zad 5	Ograniczenie emisji boru w ściekach	<1 mg/l	-	0,051 mgB/l	Skuteczność redukcji emisji boru: 99,94%

Opisane w Tabeli 1 wyniki dla klasy bloków klasy 200 MW są obiecujące a program przyniósł efekty, jednak w praktyce nie ma sukcesu z/w na brak wprowadzenia analizowanych rozwiązań [20]. Dodatkowo zwiększenie elastyczności odnosiło się jedynie do bloków klasy 200MW więc w aspekcie jednostek o większych mocach wciąż pozostaje pole do zwiększenia ich elastyczności i konkurencyjności na rynku.

Dodatkowo, produkcja wodoru wydaje się jednym z kierunków w którym będzie zmierzała Polska zgodnie z Polską Strategią Wodorową [21]. Nowe technologie wykorzystujące w swoich procesach technologicznych wodór są pożądane we wszystkich płaszczyznach gospodarki dlatego współpraca bloków węglowych z instalacjami wodorowymi jako forma uelastycznienia pracy bloków musi być również brana pod uwagę.

Rynek zajmujący się rozwojem dużych turbin parowych traci na wartości ze względu na stale rosnące zapotrzebowanie na „zieloną energię” jednak zeroemisyjne technologie obecnie nie są w stanie zaspokoić zapotrzebowania na energię. Z uwagi na to wciąż występuje pole dla rozwoju jednostek konwencjonalnych aby minimalizować koszty operacyjne, podnosić ich sprawność oraz zwiększać ich elastyczność.

Uelastycznienie bloku sprowadza się albo do konieczności częstszych rozruchów i odstawień turbozespołów, również tych dużych mocy, bądź wykorzystanie magazynów energii m.in.:

- magazyn energii elektrycznej [22,23],
- magazyn sprężonego powietrza w obiegu turbiny gazowej [24–26],
- magazyn sprężonego powietrza [27–29],
- magazyn ciepła z gorącą wodą w obiegu turbiny parowej [30],

- magazyn wodoru[31,32],

W niniejszej rozprawie skupiono się na rozwiązaniu problemu utraty żywotności elementów krytycznych konstrukcji turbin związanym z częstszymi rozruchami i odstawieniami bloków węglowych. W celu sprostania temu wymaganiu, istnieje możliwość uelastycznienia pracy za pomocą przyspieszenia rozruchu i odstawienia turbozespołu m.in. poprzez :

- uwzględnienie sprężysto-plastycznej adaptacji konstrukcji, która opisana została w pracach [1,33,34]
- zastosowanie chłodzenia pary dolotowej, czynnikiem roboczym o niższych parametrach [35–38]
- zastosowanie chłodzenia elementów turbiny narażonej na wysokie temperatury parą o niższych parametrach [39–46]
- zaawansowana kontrola temperatury najbardziej obciążonych elementów maszyny [35,41,43,47–51]
- zwiększenie sprawności obiegów parowych oraz optymalizacja startów i odstawień turbiny [5,6,52–55]

Pierwszy sposób odnosi się do uplastycznienia materiału wskutek wyższej wartości naprężenia, które wystąpiłoby w wyniku przyspieszonego rozruchu bez zmian strukturalnych. Symulacje przeprowadzone w pracy [33] pokazują, że wielkość odkształceń trwałych nie odbiega znacząco od wartości przyjętych na etapie projektowania. Jednakże, przyspieszenie czasu rozruchu w tym przypadku nie jest znaczące.

Druga metoda zakłada optymalizację regulacji pary na wlocie do turbiny w celu skrócenia czasu rozruchu. Analizy przeprowadzone w niniejszych pracach wskazują, że możliwe jest takie sterowanie rozruchem, by wartości naprężenia dopuszczalnego nie zostały przekroczone.

Trzecia zakłada wtłaczanie pary o niższych parametrach w celu przyspieszenia rozruchu i odstawienia poprzez zmniejszenie naprężenia występującego w konstrukcji. W literaturze można znaleźć wiele sposobów na dostarczanie pary o niższych parametrach (temperatura, ciśnienie) w celu zmniejszenia gradientu temperatury, a co za tym idzie obciążeń termicznych konstrukcji turbiny. Metody te zakładają wewnętrzne i zewnętrzne chłodzenie elementów turbiny w warunkach przyspieszonego rozruchu i odstawienia. Wyniki analiz prowadzą do wniosków o możliwości skrócenia rozruchu turbiny dzięki zastosowanej metodzie, choć wymaga to modyfikacji konstrukcji turbiny. Ta metoda będzie rozwijana i udoskonalana w niniejszej pracy.

Czwarta metoda dotyczy wykorzystania systemów chłodzenia aktywnego, które umożliwiają celowane chłodzenie najbardziej obciążonych obszarów turbiny. Może to obejmować układy chłodzące zintegrowane bezpośrednio z łopatkami, stosowanie strumieni chłodzących lub cieczy chłodzącej opisane w literaturze [45,46,50,51].

Piąta dotyczy zmian mocy poprzez wprowadzenie odpowiednich korekt w schemacie cieplnym.

W aspekcie szybszego odstawienia turbiny pozycje literaturowe analizują możliwości wtłaczania zimnego powietrza współprądowo bądź przeciwpądowo celem skrócenia czasu odstawienia turbiny. Literatura wskazuje tu głównie na rozwiązania związane z zastosowaniem powietrza jako czynnika chłodzącego [56–58].

Dodatkowo występuje wiele patentów dotyczących wymuszonego chłodzenia turbin parowych m.in. [39,59–62], w których w głównej mierze chłodzenie przeprowadzane jest powietrzem, zaś w przypadku patentu [39] azotem.

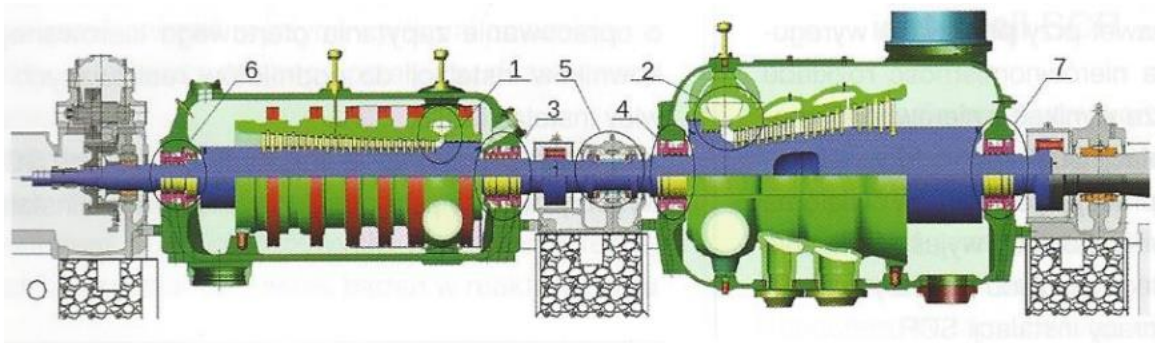
1.1.1. Krytyczne elementy konstrukcyjne ograniczające szybkość regulacji

W trakcie regulacji zmieniają się parametry pary co prowadzi do zjawisk natury wytrzymałościowej i przepływowej. Wśród zagadnień eksploatacyjnych związanych z wysoką temperaturą wysuwają się na pierwszy plan zagadnienia związane z:

- chłodzeniem elementów turbin ciepłych;
- pełzaniem materiałów;
- deformacjami i naprężeniami termicznymi;
- pomiarem luzów osiowych i promieniowych.

Podczas zmian mocy krytyczne elementy konstrukcyjne ograniczające szybkość regulacji podzielone zostały na dwie grupy, pierwsza z nich dotyczy naprężeń termicznych, drgań i odkształceń, druga z kolei dotyczy zagadnienia pełzania i zmęczenia niskocyklowego [7,8,33].

Poczynając od grupy pierwszej, w celu zobrazowania w/w wspomnianych elementów przytoczono Rys. 10.



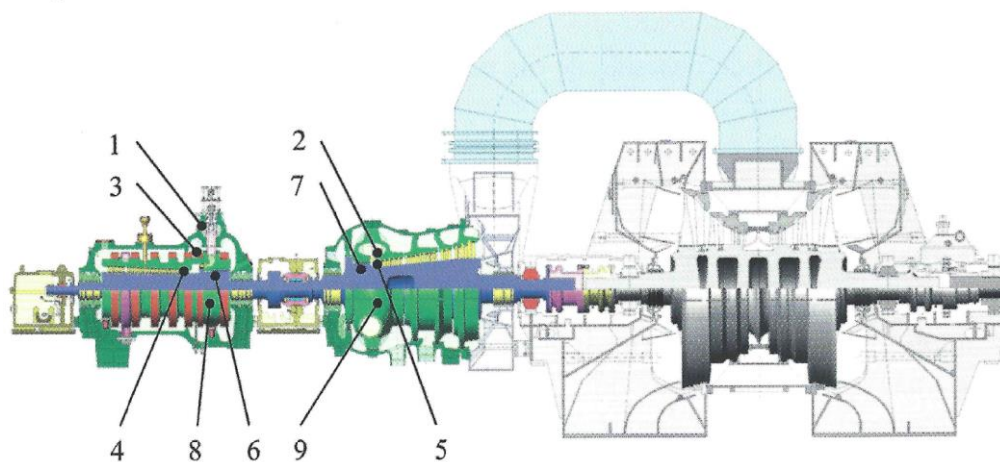
Rys. 10. Schemat poglądowy turbiny parowej 18K390 z punktami pomiarowymi wymagającymi ciągłego monitoringu [9]

Na Rys. 10 oznaczone zostały miejsca podlegające szczególnej uwadze podczas adaptowania maszyny do szybkich startów i odstawień. Są to obszary [33,63,64]:

1. Okolice wlotu pary świeżej na 1 st. WP-obszar ten obejmuje spiralę dolotową, łopatki kierownicze, jak i odpowiadający im obszar wirnika wraz z 1 łopatką wirnikową;
2. Analogiczne miejsce w okolicach wlotu pary przegrzanej do korpusu SP;
3. Dławnice znajdujące się po stronie gorącej korpusu WP;
4. Analogiczne dławnice w gorącej części SP;
5. Główne łożysko oporowe;
6. Dławnice po zimnej stronie korpusu WP;
7. Analogiczne dławnice po zimnej stronie SP.

Zjawiska zachodzące w przytoczonych wyżej punktach wiążą się ze zmianami temperatur w trakcie rozruchu i odstawienia, co prowadzi do generacji naprężenia i odkształceń termicznych, których wartości dopuszczalne dla wymienionych na Rys. 10 punktów krytycznych nie powinny być przekroczone. Jednakże narzucane przez PSE warunki pracy, wymuszają na elektrowniach odpowiednie dostosowanie się oraz koegzystencję ze źródłami OZE.

Jedną z wcześniej przytoczonych możliwości jest sprężysto-plastyczna adaptacja konstrukcji jak i pozaprojektowe ograniczenia mające na celu uelastycznienie pracy bloku przy jednoczesnym zmieszczeniu się w reżimach czasowych regulacji bez nadmiernej utraty żywotności turbozespołu. Przechodząc do grupy drugiej odnoszącej się do zmęczenia niskocyklowego oraz pełzania, w celu klarownego zobrazowania krytycznych elementów konstrukcyjnych, załączono rysunek 3.2.



Rys. 11. Elementy konstrukcyjne turbiny narażone na niskocyklowe zmęczenie oraz pełzanie [9]

Elementy reakcyjnej turbiny parowej narażone na pełzanie ukazane są na Rys. 11 są to :

1. Rurociągi pary świeżej oraz wysokoprężne komory zaworowe;
2. Rurociągi pary przegrzanej oraz średnioprężne komory zaworowe;
3. Pierścienie skurczowe;
4. Łopatki robocze i tarcze wirnikowe pierwszych stopni części wysokoprężnej;
5. Łopatki robocze i tarcze wirnikowe pierwszych stopni części średnioprężnej;
6. Wirnik wysokoprężny;
7. Wirnik średnioprężny;
8. Wysokoprężny kadłub wewnętrzny;
9. Średnioprężny kadłub wewnętrzny.

Pełzanie materiału jest procesem polegającym na ciągłym, powolnym wzroście odkształceń elementu pod wpływem długotrwałych obciążeń. Dla elementów stalowych i żeliwnych, a więc materiałów, z których wykonane są elementy turbiny parowej, pełzanie uwzględnia się od temperatury 300 st. C. Pełzanie znacząco wpływa na stan techniczny (rozszczelnienia, zatarcia) wymienionych na Rys. 11 elementów oraz określa dopuszczalny czas ich pracy.

Efektom pełzania jest zmiana wymiarów elementów turbiny, co po czasie może doprowadzić do zniszczenia elementów. Trwałe odkształcenia jak i czas pracy elementu do chwili zniszczenia bezpośrednio zależą od wartości obciążenia i temperatury, a więc parametrów, które w przypadku elastycznej pracy bloku odgrywają kluczowe znaczenie.

Przytoczone zostaną przykłady zdarzeń zaistniałych wskutek pełzania, po których wystąpieniu dalsza praca turbozespołu staje się niemożliwa ze względów konstrukcyjnych jak i bezpieczeństwa.

Pierwszy z nich dotyczy zmniejszania się luzów konstrukcyjnych. Zjawisko to ma miejsce jako następstwo postępujących odkształceń trwałych w czasie życia turbiny. Wiadomym jest, że zachowanie luzów konstrukcyjnych pomiędzy wirującymi oraz stacjonarnymi elementami turbiny jest kluczowe ze względu na możliwość pracy turbozespołu. Wskutek zmniejszania się luzów istnieje

możliwość zatarcia oraz występowanie strat w przepływie związanych z nieszczelnościami. Postępujące zjawisko kasowania luzów doprowadzić może do awarii turbiny.

Jako drugi przykład przytoczyć można połączenia wciskowe, np. połączenia tarczy wirnikowej z wałem. W przypadku turbiny poddawanej analizie mamy do czynienia z turbiną typu reakcyjnego, jednakże w regulacji pierwotnej i wtórnej, biorą udział również turbiny typu akcyjnego, dla których zagadnienie elastyczności również jest ważnym aspektem w perspektywie nadchodzących lat. Wspomnieć należy, że zadaniem takiego połączenia jest utrzymanie odpowiedniej różnicy promienia wewnętrznego tarczy i zewnętrznego wału. Skutkiem pełzania materiału jest zmniejszanie początkowej różnicy promieni, co zmniejsza skuteczność działania połączenia.

Kolejny przykład obejmuje połączenia śrubowe pracujące w wysokich temperaturach. Śruby naciągnięte przy określonym naprężeniu wstępnym ulegają z biegiem czasu zwiększając się odkształceniom niesprężystym, czemu towarzyszy zmniejszanie się wartości naprężenia naciągu. Prowadzi to do zmniejszenia się wartości naprężenia, co z kolei prowadzi do zmniejszenia szczelności połączenia i konieczności okresowego dokręcania śrub w celu utrzymania szczelności. Płaszczyzny podziału kadłuba po pełzaniu, nie zachowują prostokresłości, rozszczelniają kadłub, co sprawdza się w tzw. próbie na tusz.

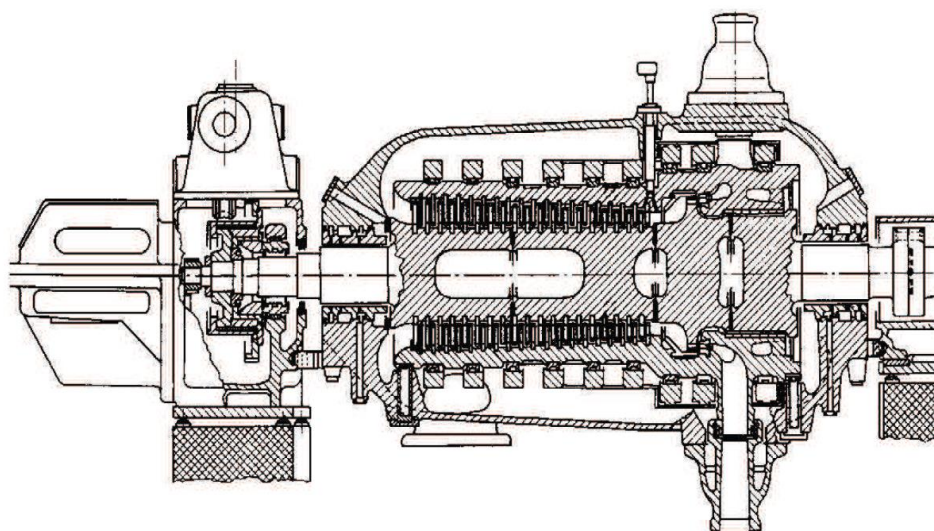
Wymienione skutki pełzania wymagają uwzględnienia tego zjawiska w trakcie projektowania elementów turbin. Metodologię obliczeń odnoszących się do pełzania, z dokładnym opisem znaleźć w pozycji [7].

1.1.2. Wpływ naprężenia termicznego na pracę stopnia promieniowo – osiowego turbiny parowej

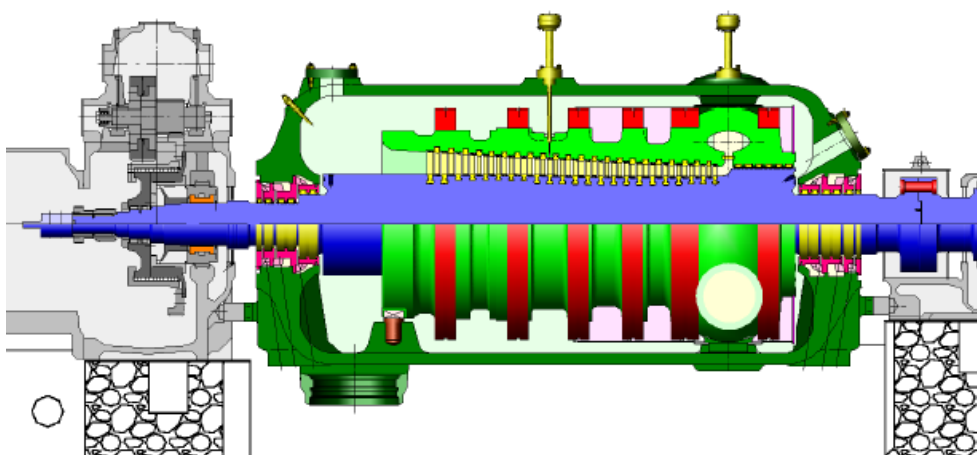
Stopień promieniowo – osiowy (z angielskiego radial – axial) wprowadzony został jako modernizacja na wielu blokach węglowych na świecie.

Spiralna konstrukcja obudowy wlotowej, znana już od dawna w turbinach wodnych, pozwala na zwiększenie średniej prędkości wlotowej o wielokrotność wartości typowych dla toroidalnych kanałów wlotowych, bez osiągania dużych strat tych ostatnich [65]. Jest to możliwe dzięki temu, że kierunek przepływu, który w odgałęzieniu wlotowym i spirali jest zwykle styczny w tym samym kierunku, co kierunek obrotu turbiny, może być wykorzystany bezpośrednio do wytwarzania pracy. Straty tarcia, które są również zwiększone ze względu na wyższe prędkości, mają mniejsze znaczenie. Dzięki odpowiedniej konstrukcji przekroju poprzecznego spirali można uzyskać równomierny dopływ do promieniowego kanału łopatk, a umieszczona tam promieniowa siatka prowadząca odchyli przepływ tylko słabo, a tym samym z niskimi stratami.

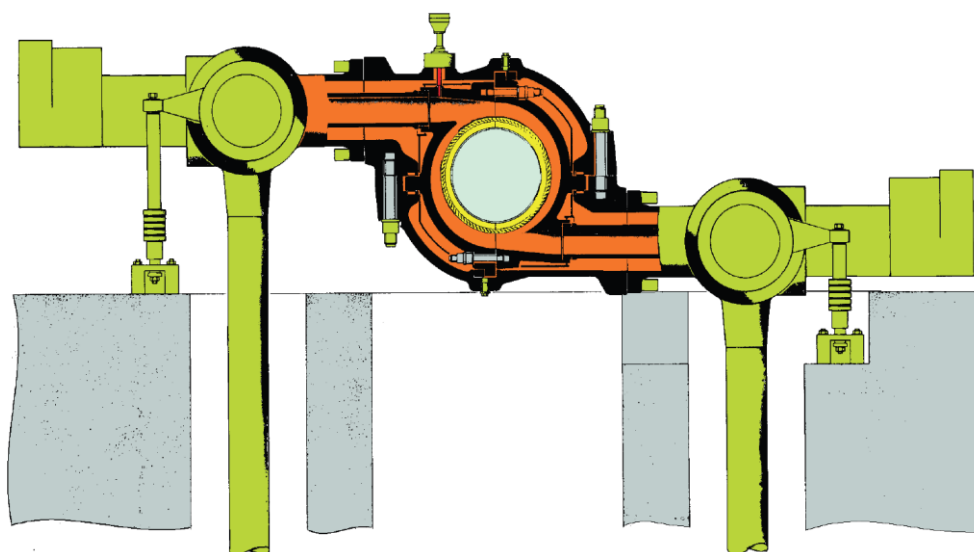
Zastosowanie stopnia promieniowo – osiowego przekłada się na bardziej równomierny rozkład pola ciśnienia pary, zwiększoną efektywność aerodynamiczną i minimalizację strat energetycznych [66]. Widok na przekrój konstrukcji części WP turbiny przed modernizacją widnieje na Rys. 12 zaś zmodernizowana część WP przedstawiona jest na Rys. 13.



Rys. 12. Część WP turbiny 18K390 przed modernizacją [67].



Rys. 13. Część WP turbiny 18K390 po modernizacji [34]



Rys. 14. System dolotu pary do części WP turbiny 18K390 z dwoma półspiralami dolotowymi [67].

Jedną z modernizacji polegającej na wprowadzeniu stopnia promieniowo – osiowego została wykonana również na terenie Polski w Elektrowni Bełchatów i opisana została w pracy [67].

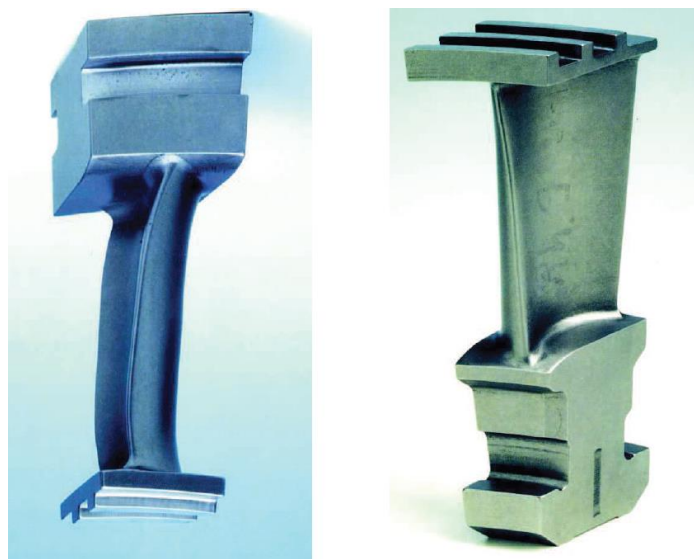
Nowe rozwiązanie turbiny WP w Bełchatowie obejmowało dławienie zamiast sterowania dyszami. Dlatego lokalizacja i liczba dysz wlotowych dysz wlotowych uległa znacznej zmianie. Para do turbiny WP jest dostarczana z dwóch skrzyń zaworowych przykręconych po obu stronach zewnętrznej obudowy, łożsamo z [65]. Każda skrzynia zawiera jeden zawór odcinający i jeden zawór regulacyjny.

Przez dyfuzory zaworów sterujących para jest doprowadzana do dwóch odpowiednio ukształtowanych półspirali zintegrowanych z cylindrem wewnętrznym. Taki styczny dopływ pary w pełni wykorzystuje energię kinetyczną doprowadzanej pary (Rys. 14).

Pierwszy stopień turbiny WP zasilany parą przez dwie połówki spirali to stopień promieniowo - osiowy (Rys. 14). W nowej turbinie WP po pierwszym stopniu promieniowo - osiowym następują 23 stopnie osiowe. pierwszy stopień osiowo-promieniowy.

Stałe łopatki pierwszego stopnia turbiny HP to łopatki o profilu C000, z rdzeniem w kształcie litery C, zainstalowane w odpowiednich obwodowych rowkach wykonanych w szczelinie między półspiralami wlotowymi a obudową wewnętrzną. Odpowiedni kształt stopek i bandaży łopatek pierwszego stopnia pozwala na wprowadzenie niezbędnego naprężenia wstępnego podczas montażu łopatek.

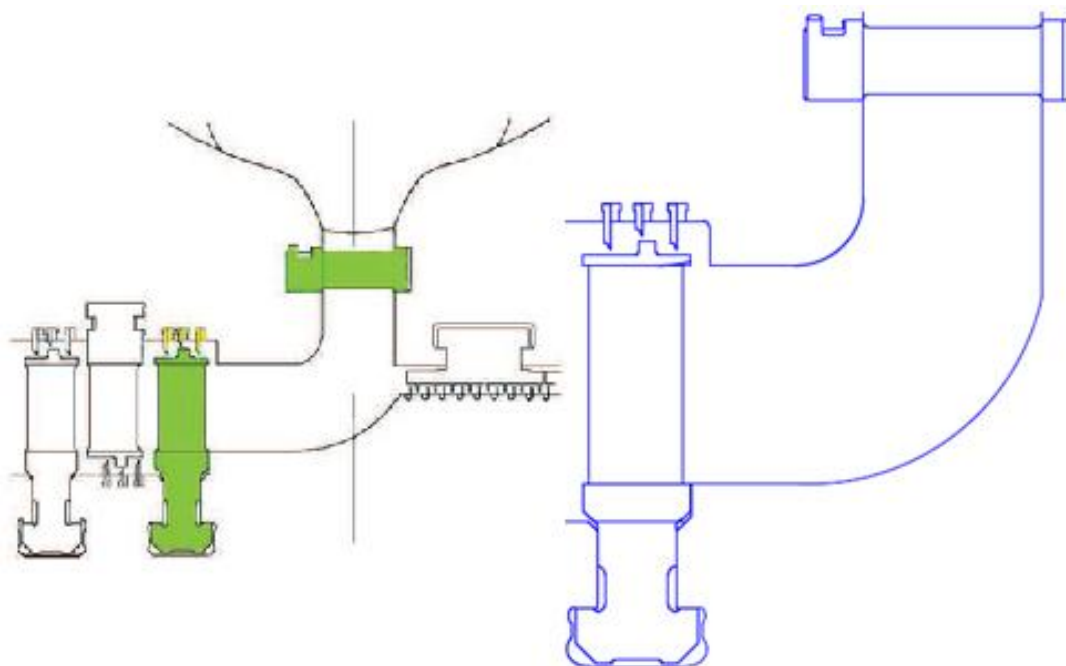
Stopnie reakcyjne nowych turbin HP i IP są wyposażone w wysokowydajne łopatki najnowszej generacji (HPB2) ukazanej na Rys. 15.



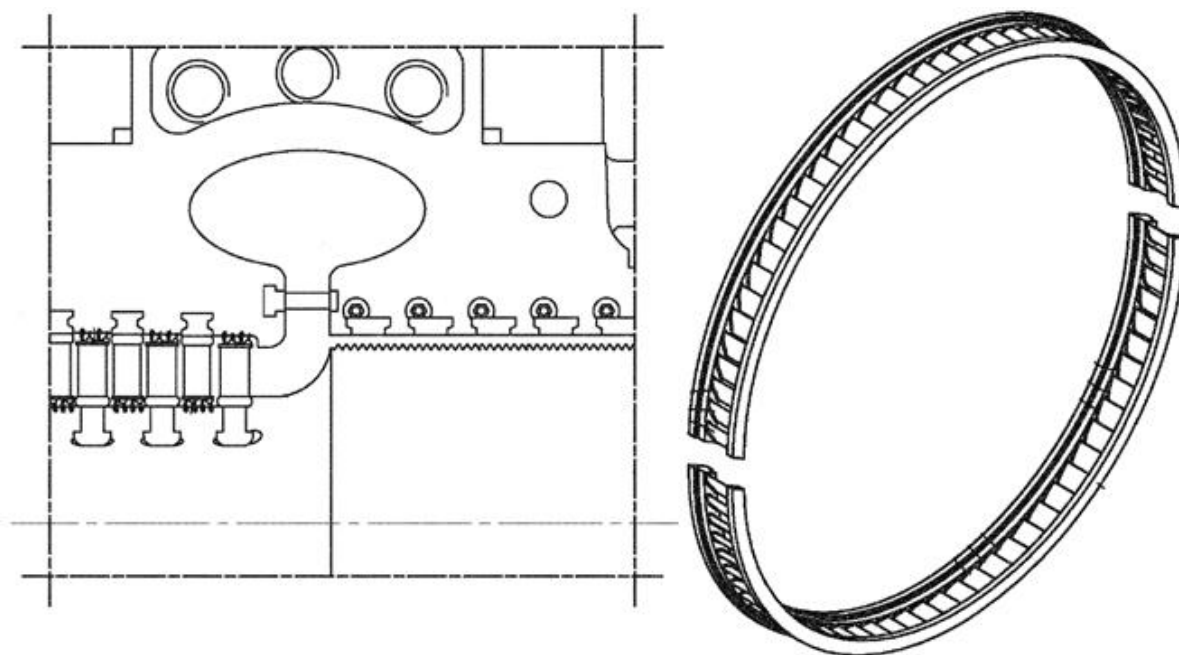
Rys. 15. Łopátka HPB2 użyta do pierwszej palisady wirnikowej części WP turbiny 18K390 [67]

Stopień promieniowo – osiowy, jako jeden z pierwszych elementów na drodze pary o najwyższych parametrach, narażony jest na wysokie wartości temperatury a co za tym idzie naprężenie termiczne i odkształcenia. W aspekcie wiedzy Zakładu Konwersji Energii, wskutek oddziaływania wysokich wartości temperatur, na niektórych stopniach promieniowo – osiowych dochodziło do awarii. Rys. 16 przedstawia specyficzne rozwiązanie konstrukcyjne mocowania łopatki promieniowej w kadłubie oraz konstrukcji łopatki promieniowej w porównaniu z ideami patentowymi przedstawionymi na Rys. 17 i Rys. 18. Odnosząc się do mocowania z patentu z Rys. 17 W przypadku łopatka (środkowa część pióra) pracuje na duże ściskania. W przypadku mocowania patentu z Rys. 18

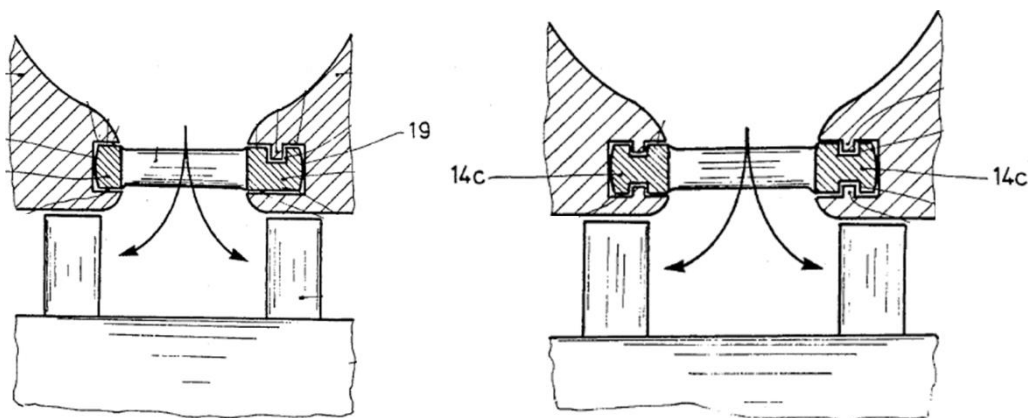
(a) łopatka (środkowa część pióra) pracuje na duże ściskania natomiast w drugim przypadku (b) łopatka może pracować na mniejsze ściskania i rozciągania.



Rys. 16. Łopatka promieniowa i osiowa stopnia promieniowo – osiowego zastosowanego w Elektrowni Bełchatów [67]

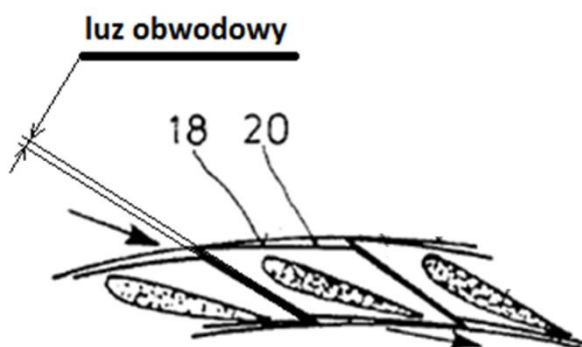


Rys. 17. Łopatka promieniowa i osiowa stopnia promieniowo – osiowego wraz z widokiem na sposób wykonania stopnia promieniowego wg patentu [66]. Widoczne są zmiany w konstrukcji łopatki i jej mocowania w porównaniu z konstrukcją wykorzystaną w Elektrowni Bełchatów.



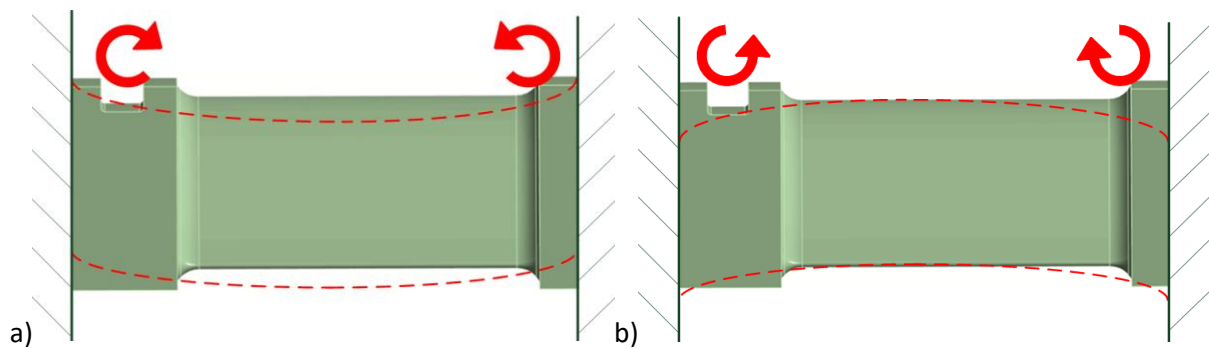
Rys. 18. Zarys konstrukcji patentowej stopnia promieniowo – osiowego [65]. Widoczne są zmiany w konstrukcji łopatki i jej mocowania w porównaniu z konstrukcją wykorzystaną w Elektrowni Bełchatów.

W oryginalnej konstrukcji z Rys. 18 podkreśla się rolę szczegółów prowadzących do napinania tylko środkowej części pióra łopatki. Służą ku temu wyoblenia główek stopek (19, 14c), które mają za zadanie sprowadzić siłę ściskającą wynikającą z naprężeń termicznych w środek pióra. Również w kierunku radialnym łopatka ma zabezpieczenia przed nadmiernym zakleszczeniem bandaża i pióra w wyniku rozszerzalności termicznej materiału (linia 20 i 18 na Rys. 19). Niewielkie odchylenie linii 18 i 20 wg. autorów patentu winno wynosić około 0.5 stopnia i jest wystarczające do kompensacji termicznej.



Rys. 19. Zarys konstrukcji patentowej z uwidocznionym luzem obwodowym [65].

Odnosząc się do analizowanej jednostki ze stopniem promieniowo – osiowego (Rys. 16), podczas rozruchu łopatka promieniowa z uwagi na jej znikomą masę w stosunku do kadłuba zakleszczała się we wrębach kadłuba i ulegała wyginaniu w kierunku osiowym do góry. Z kolei podczas odstawienia łopatka szybciej się ochładzała i zmniejszała swoje wymiary w stosunku do kadłuba, co prowadziło do wyginania w kierunku osiowym do dołu (Rys. 20). Taki charakter obciążenia doprowadził do pęknięć i wyłamania piór niektórych łopatek. W efekcie wyrwania pióra łopatki, zostało ono porwane przez strumień pary a następnie „zmielone” przez pozostałe łopatki wirnikowe. Na Rys. 21 widać pozostałość pióra łopatki promieniowej w formie kuli. Rys. 22 i Rys. 23 przedstawiają skutki uszkodzenia wieńca promieniowego. Rys. 24 ukazuje stopki łopatek promieniowych z urwanymi piórami i oznaczonymi ogniskami zmęczenia.



Rys. 20. Charakter odkształcenia łopatki promieniowej podczas a) rozruchu i b) odstawienia z oznaczonymi kierunkami odkształcenia



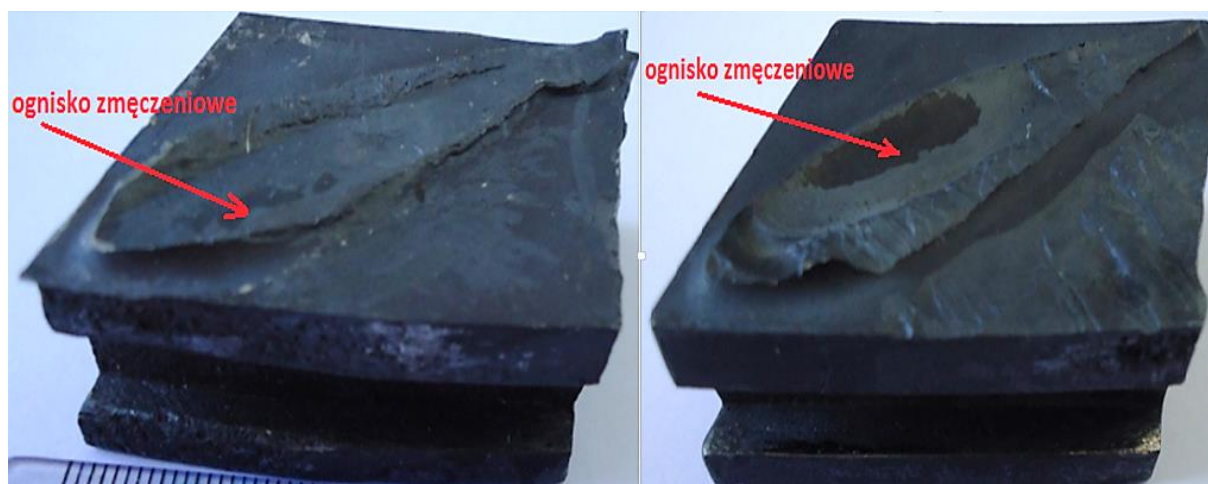
Rys. 21. Widok na uszkodzone łopatki promieniowe stopnia promieniowego we wrębach w korpusie wewnętrznym. Na grafice występuje „zmielone” pióro łopatki kierowniczej w postaci kuli.



Rys. 22. Widok na uszkodzone łopatki promieniowe stopnia promieniowo - osiowego



Rys. 23. Widok na urwane pióra łopatek promieniowych stopnia promieniowo - osiowego



Rys. 24. Widok na ogniska zmęczeniowe w piórach łopatek promieniowych stopnia promieniowo – osiowego

1.1.3. Systemy ograniczeń termicznych turbiny

W procesie przyspieszonego rozruchu turbiny parowej, kluczowe jest szybkie osiągnięcie stanu roboczego, co jednak wiąże się z intensywnymi zmianami temperatur w elementach turbiny. Zagadnienie systemu ograniczeń termicznych odnosi się do mechanizmów monitorowania i kontrolowania tych zmian, aby uniknąć przekroczenia bezpiecznych poziomów temperatur, co mogłoby prowadzić do naprężeń termicznych, degradacji materiału czy nawet uszkodzeń konstrukcyjnych. Z tego też względu warto uwzględnić zagadnienie systemu ograniczeń termicznych jako kluczowy element wpływający na bezpieczeństwo, efektywność oraz żywotność turbiny. Analiza tego systemu pozwala zidentyfikować optymalne strategie rozruchu, które jednocześnie minimalizują negatywne skutki dynamicznych zmian temperatury [34].

Te same aspekty odnoszą się do przypadku kotła [68–70] jednak w pracy zdecydowano się opisać jedynie system *stricte* odnoszący się do turbin parowych.

Polska energetyka przez dekady opierała się na turbinach produkowanych przez firmę ZAMECH, założoną w 1948 roku. Przełom w historii tej firmy nastąpił na początku lat 90., kiedy ZAMECH rozpoczął fazę przemian. W 1990 roku ZAMECH związał się ze szwajcarskim koncernem ABB, tworząc spółkę ABB ZAMECH LTD. W 1999 roku nastąpiło połączenie segmentów energetycznych ABB oraz ALSTOM, co zaowocowało powstaniem firmy ABB ALSTOM POWER, która ostatecznie w 2000 roku przekształciła się w ALSTOM Power.

Turbinami produkowanymi przez ZAMECH były przede wszystkim maszyny dużej mocy. Pierwszą serią turbin o wysokich parametrach technicznych była TK120, wyprodukowana na licencji Metropolitan-Vickers w 1958 roku. Była to trójkadłubowa turbina akcyjna o mocy 120 MW i parametrach pary 127 bar oraz 535°C. Kolejną ważną serią były turbiny o mocy 200 MW, bazujące na licencji firmy LMZ, które zostały zainstalowane w polskich elektrowniach w latach 60. i 70. Turbiny te były również akcyjne, trójkadłubowe, z przegrzewem międzystopniowym.

W 1973 roku firma ZAMECH podpisała umowę licencyjną z firmą BBC na produkcję turbin o mocy 360 MW, zainstalowanych m.in. w Elektrowniach Opolo i Bełchatów. Były to trójkadłubowe turbiny reakcyjne z przegrzewem międzystopniowym, które również stały się kluczowym elementem polskiego sektora energetycznego.

Lata 90. przyniosły falę modernizacji polskich turbin parowych. W pierwszej fazie skupiono się na modernizacji części niskoprężnych (NP), co pozwoliło na znaczące zwiększenie sprawności. Modernizacja części NP nie wprowadziła jednak zmian w systemie ograniczeń termicznych. W kolejnych latach modernizowano również części średnioprężne (SP) i wysokoprężne (WP), wykorzystując technikę reakcyjną.

Zastosowanie nowoczesnych systemów nadzoru, takich jak BOT (Blok Ograniczeń Termicznych) oraz TURBOMAX, pozwoliło na zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa eksploatacji turbin. Przykłady wdrożeń to m.in. turbiny w Elektrowni Bełchatów, gdzie zastosowano system TURBOMAX, oraz Elektrownia Wrocław, w której wdrożono system BOTT.

BOTT, czyli Blok Ograniczeń Termicznych Turbiny, to system stworzony we współpracy firmy Alstom i Politechniki Śląskiej, który jest w pełni polskim produktem. Dzięki zastosowaniu nowoczesnych rozwiązań matematycznych i technologicznych, takich jak całka Duhamela, BOTT przyczynił się do dalszej modernizacji polskich turbin, poprawiając ich wydajność oraz kontrolę nad obciążeniami termicznymi.

Systemy ograniczeń termicznych w turbinach mają kluczowe znaczenie dla zapewnienia ich długotrwałej i niezawodnej pracy. Celem takiego systemu jest minimalizacja naprężeń cieplnych oraz ograniczenie ryzyka wystąpienia niepożądanych deformacji elementów turbiny. Mimo wdrożenia rozwiązań mających na celu kontrolę temperatury, w analizowanym przypadku nie udało się zapobiec awarii na stopniu promieniowo-osłowiowym.

Wiadomo już, że problem ten występuje i wymaga dalszej analizy. System ograniczeń termicznych określa przyrosty temperatury, prędkości obrotowej oraz w czasie rzeczywistym zwraca poziom naprężenia w elementach turbiny. Jednak mimo tych zaawansowanych funkcji, nie gwarantuje on całkowitej eliminacji awarii. W niniejszej pracy skupiono się na identyfikacji kluczowych obszarów wymagających modyfikacji, aby w przyszłości ograniczyć ryzyko podobnych usterek.

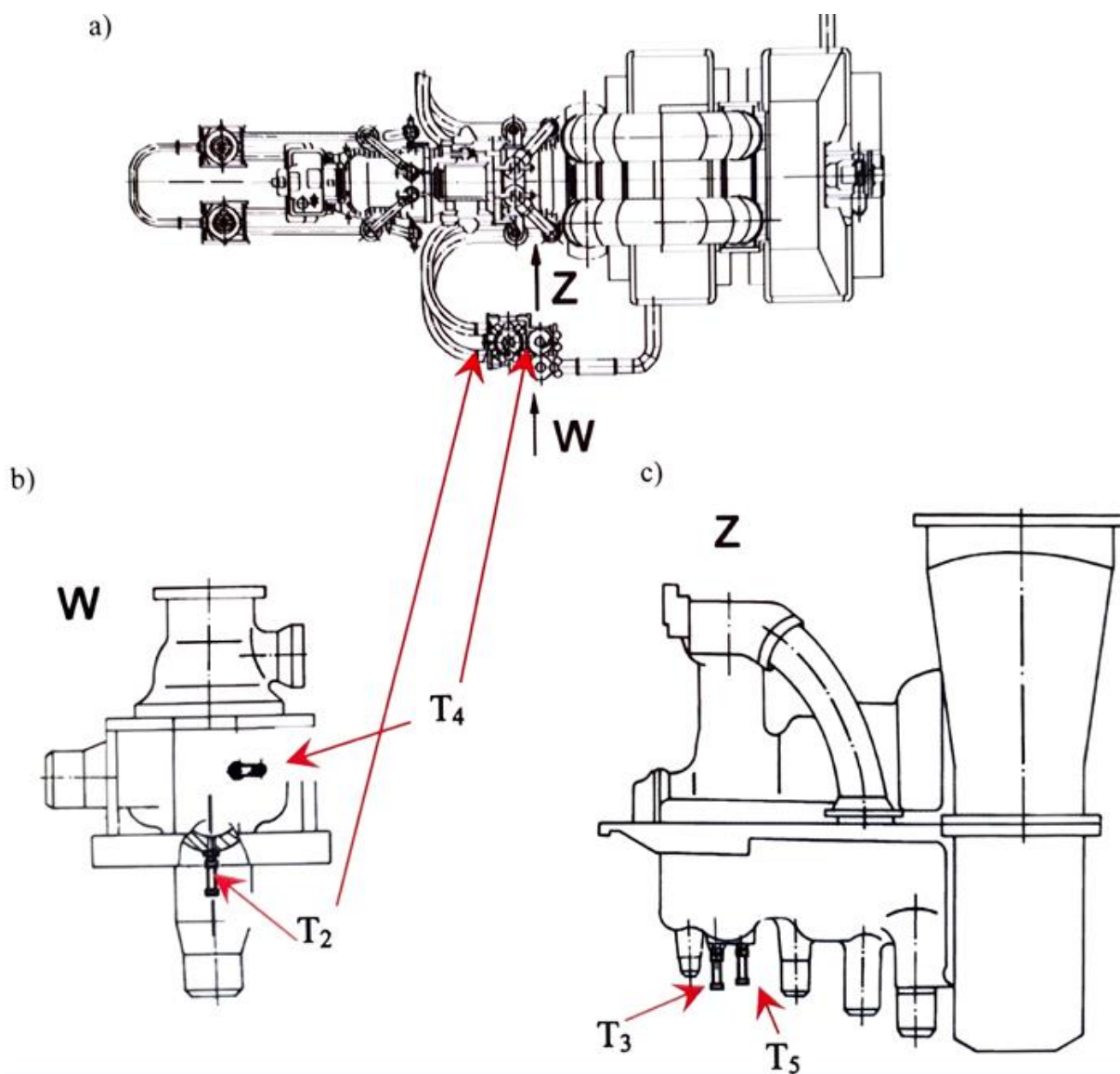
Jednocześnie warto podkreślić, że celem niniejszej rozprawy nie jest przedstawienie gotowego bloku ograniczeń termicznych (BOT), lecz analiza istniejących rozwiązań oraz określenie możliwych ulepszeń w systemie. Skupiono się na możliwości wykorzystania metody Thermal-FSI jako sprawdzenia poprawności założeń systemu BOT. Używanie narzędzi Thermal – FSI prowadzi do zaawansowanej kontroli elementów krytycznych, dzięki którym możemy nie tylko pasywnie lecz aktywnie kontrolować stan urządzenia.

Kolejne punkty obejmują opis niektórych stosowanych BOT-ów w polskiej energetyce.

1.1.3.1. BOT (Blok Ograniczeń Termicznych)

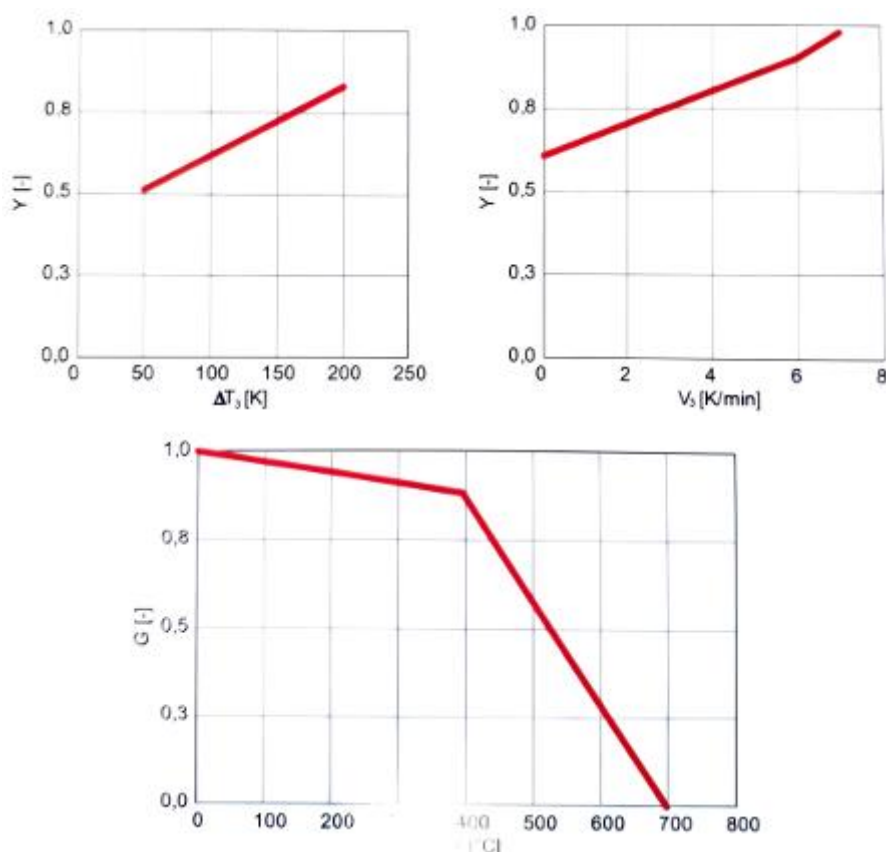
System BOT (Blok Ograniczeń Termicznych) [34,71,72] to zaawansowany system monitorujący naprężenia w turbinach akcyjnych typ 200MW, który ma na celu ochronę kluczowych elementów turbiny przed nadmiernym obciążeniem termicznym. Działanie systemu opiera się na analizie prędkości przyrostu temperatury oraz różnicy temperatur między metalowymi elementami turbiny a czynnikiem roboczym, czyli parą. Choć w tym przykładzie omówiono działanie BOT na podstawie części średnioprężnej (SP) turbiny, system ten zazwyczaj obejmuje również część wysokoprężną (WP).

Podstawą działania systemu BOT są cztery kluczowe pomiary: temperatura pary przed zaworami odcinającymi (T_2), temperatura pary w komorze dolotowej SP (T_3), temperatura metalu komory zaworu odcinającego (T_4) oraz temperatura metalu kadłuba wewnętrznego SP (T_5) (Rys. 25). Na podstawie tych pomiarów system BOT analizuje prędkość przyrostu temperatury oraz różnice temperatur pomiędzy poszczególnymi elementami turbiny, co pozwala na ocenę chwilowego obciążenia termicznego. Formułowane sygnały, takie jak prędkość przyrostu temperatury w komorze dolotowej WP (V_3) czy różnica temperatury pomiędzy komorą dolotową WP a SP (ΔT_3), służą do monitorowania stanu termicznego elementów turbiny.



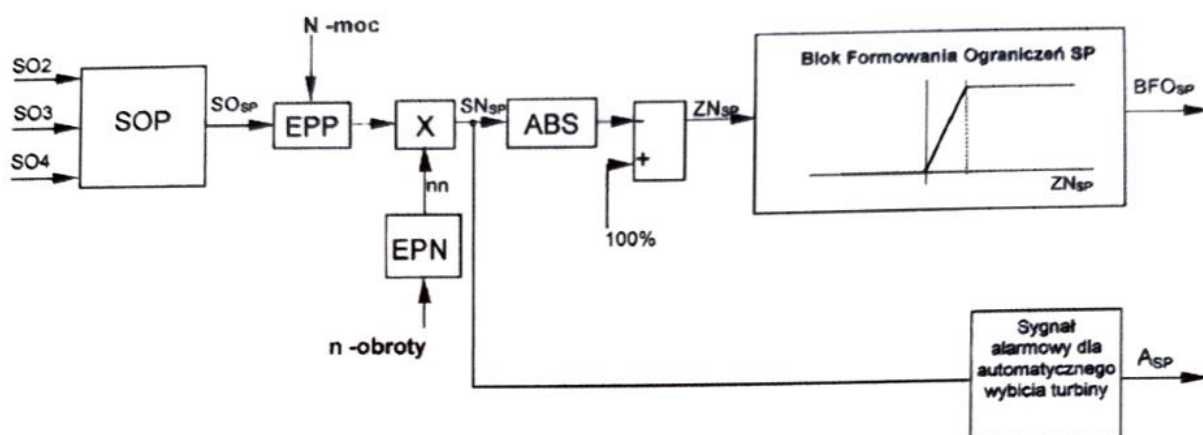
Rys. 25. Lokalizacja miejsc pomiarowych systemu BOT na przykładzie części SP turbiny TK200 [34]. Dyspozycja turbiny (a). Korpus zaworu odcinającego SP (b). Kadłub zewnętrzny SP (c). T_2 – temperatura pary przed zaworem odcinającym SP, T_3 – temperatura pary w komorze zasilania SP, T_4 – temperatura metalu komory zaworu odcinającego SP, T_5 – temperatura metalu kadłuba wewnętrznego SP w rejonie wlotu pary.

System BOT nadzoruje naprężenia w kluczowych komponentach turbiny, takich jak wirnik SP, kadłub wewnętrzny SP oraz komora zaworu odcinającego. Chwilowe naprężenia (Rys. 26) w tych elementach obliczane są przy użyciu tzw. funkcji przejścia, a dopuszczalne wartości naprężeń zależą od aktualnego stanu termicznego turbiny.



Rys. 26. Przykład bezwymiarowej funkcji przejścia dla wirnika turbiny TK200 (funkcja Y) oraz przykład naprężeń dopuszczalnych (funkcja G) wykorzystywane w BOT [34]

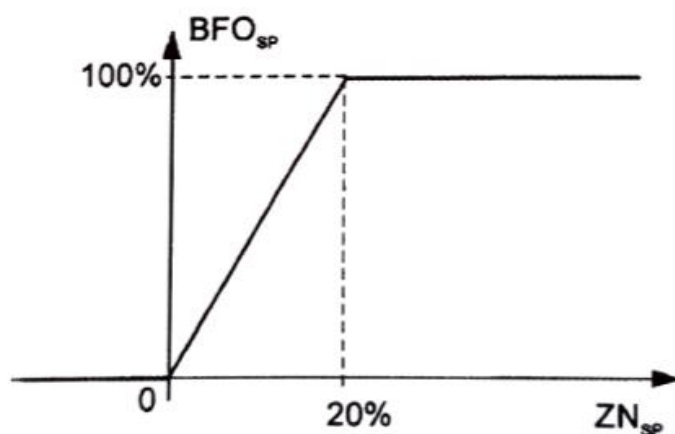
W przypadku przekroczenia dopuszczalnych wartości obciążenia termicznego, system wprowadza automatyczne działania awaryjne. Gdy stopień obciążenia części SP turbiny przekroczy określone wartości, BOT aktywuje procedurę awaryjnego odstawienia turbiny (Rys. 27) – bezzwłocznie, jeśli stopień obciążenia przekroczy -125%, lub z krótką zwłoką, gdy przekroczone zostaną inne wartości graniczne.



Rys. 27. Algorytm formułowania ograniczeń BOT części SP turbiny TK200 [34]

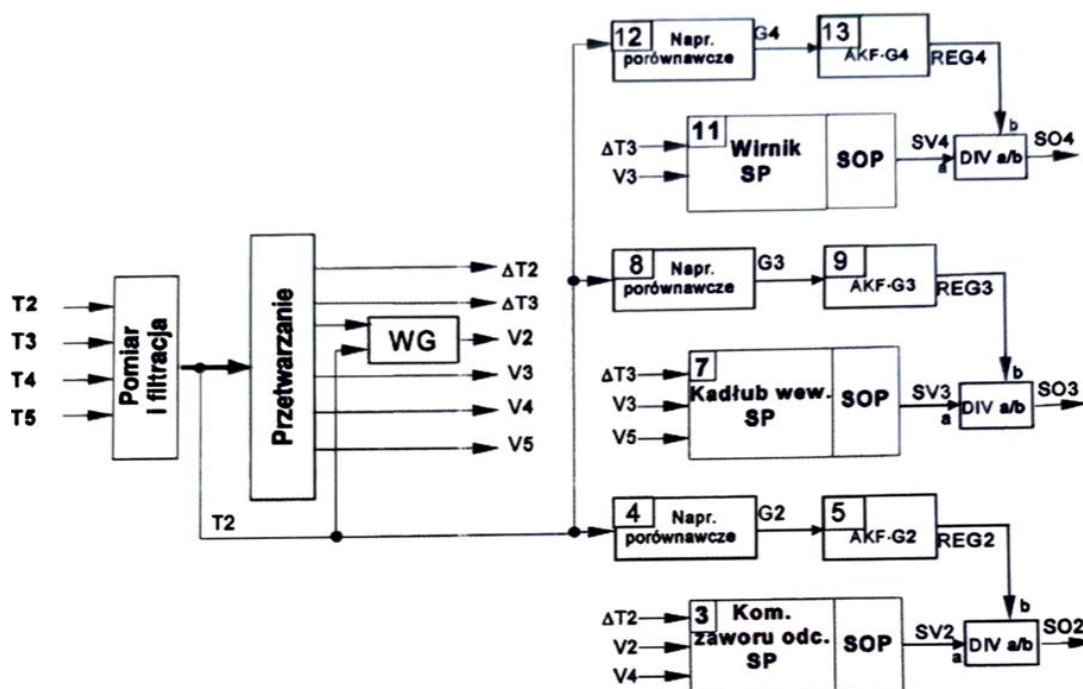
Jednym z kluczowych elementów systemu BOT jest regulacja procesu uruchamiania turbiny. Na podstawie wyliczonego zapasu naprężeń – różnicy między 100% a stopniem obciążenia SP – BOT kontroluje prędkość przyrostu mocy turbiny (Rys. 28). Przy wysokim zapasie naprężeń, wynoszącym ponad 20%, system nie ingeruje w proces uruchamiania. Jednak gdy zapas naprężeń spada poniżej 20%, BOT zaczyna ograniczać prędkość otwierania zaworów, co zmniejsza tempo przyrostu temperatury czynnika roboczego w turbinie. W przypadku, gdy zapas naprężeń osiąga wartość 0%, system zatrzymuje proces zwiększania obciążenia turbiny, uniemożliwiając dalsze otwieranie zaworów, aż do momentu ponownego zwiększenia zapasu naprężeń.

System BOT, poprzez precyzyjne monitorowanie temperatur i kontrolę naprężeń, pełni kluczową rolę w ochronie termicznej turbin parowych typu 200MW. Jego zaawansowane mechanizmy regulacyjne pozwalają na bezpieczną eksploatację turbin oraz minimalizują ryzyko awarii związanych z nadmiernym obciążeniem termicznym, co przyczynia się do efektywnego i długotrwałego funkcjonowania tych urządzeń w polskiej energetyce.



Rys. 28. Krzywa zależności sygnału $BFO_{sp}[\%]$ od zapasu naprężeń $ZN_{sp}[\%]$ [34].

Przykładowy algorytm BOT części SP przedstawiony został na Rys. 29.



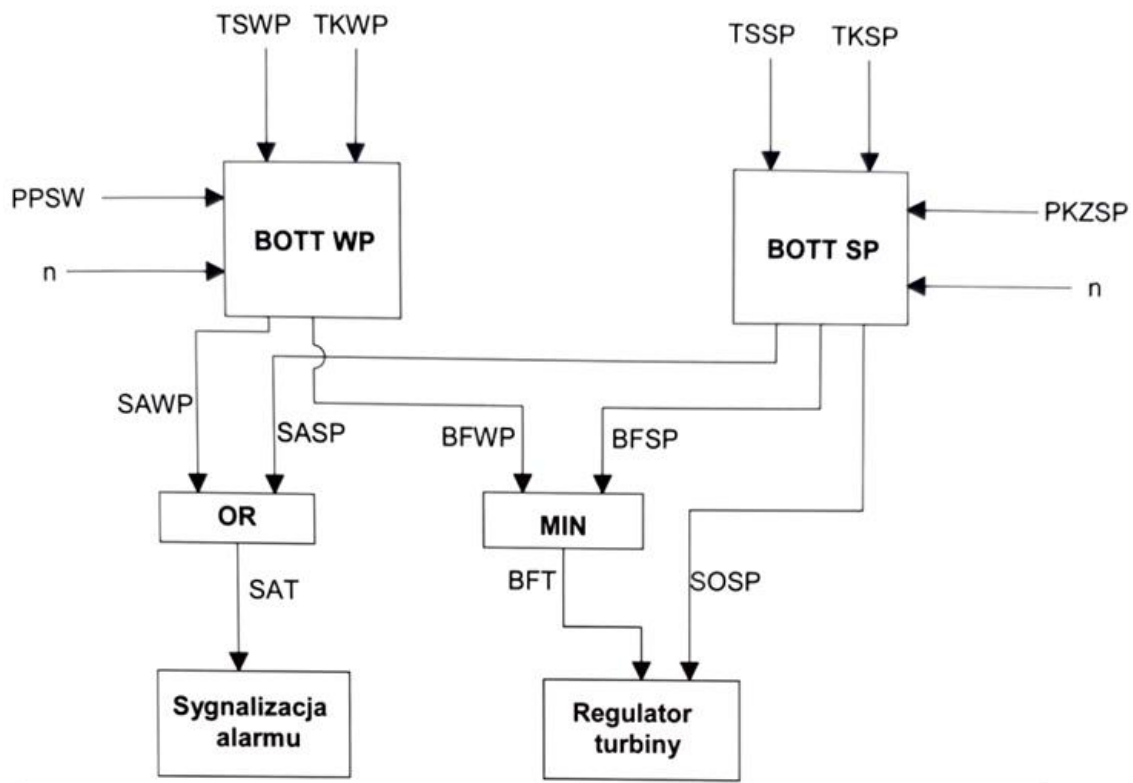
Rys. 29. Algorytm BOT części SP turbiny TK200 [34]

Na Rys. 29 poszczególne wartości oznaczone zostały jako:

- Prędkość przyrostu temperatury w komorze dolotowej WP (V_3)
- Różnica temperatur pomiędzy temperaturą pary w komorze dolotowej SP a temperaturą kadłuba wewnętrznego SP w rejonie wlotu pary ($\Delta T_3 = T_3 - T_5$)
- Prędkość przyrostu temperatury kadłuba wewnętrznego SP w rejonie wlotu pary przegrzanej (V_5)
- Różnica temperatur pomiędzy temperaturą pary przed zaworami odcinającymi SP a temperaturą komory zaworu odcinającego SP (V_4).

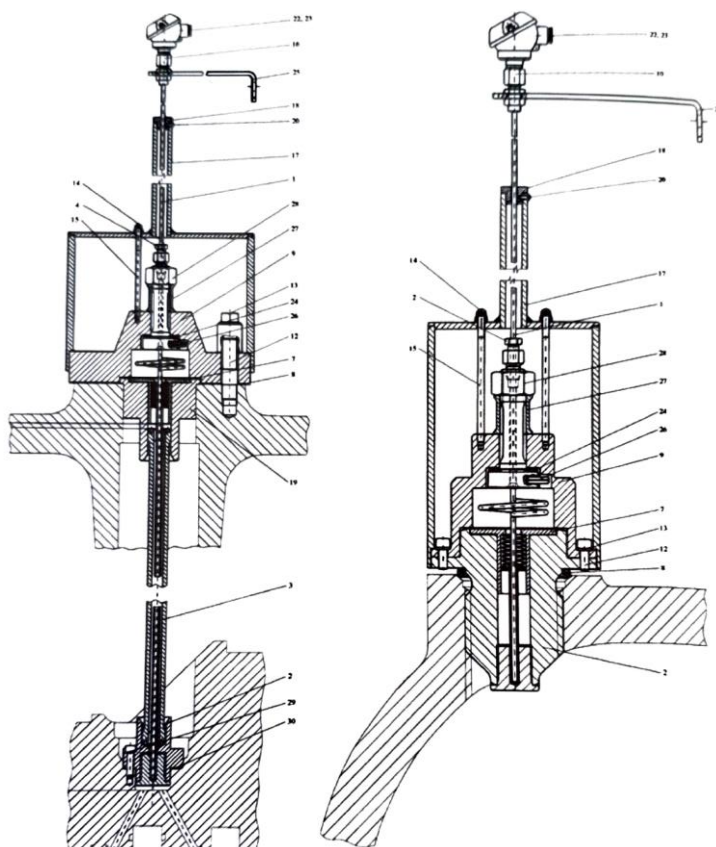
1.1.3.2. BOTT

System BOTT nadzoruj wyłączenie wałów oraz kadłubów wewnętrznych części WP i SP. Sygnały, na podstawie których określone są aktualne i dopuszczalne naprężenia to: temperatura pary świeżej (TPSW), temperatura sondy WP i SP (odpowiednio TSWP i TSSP), temperatury kadłubów WP i SP (odpowiednio TKWP i TKSP), ciśnienie pary świeżej (PPSW) oraz obrotów turbiny (n) Rys. 30 [34,73–76].



Rys. 30. Ogólna struktura BOTT dla części WP i SP turbiny [34]

Sondy temperaturowe WP i SP przedstawiono na Rys. 31.



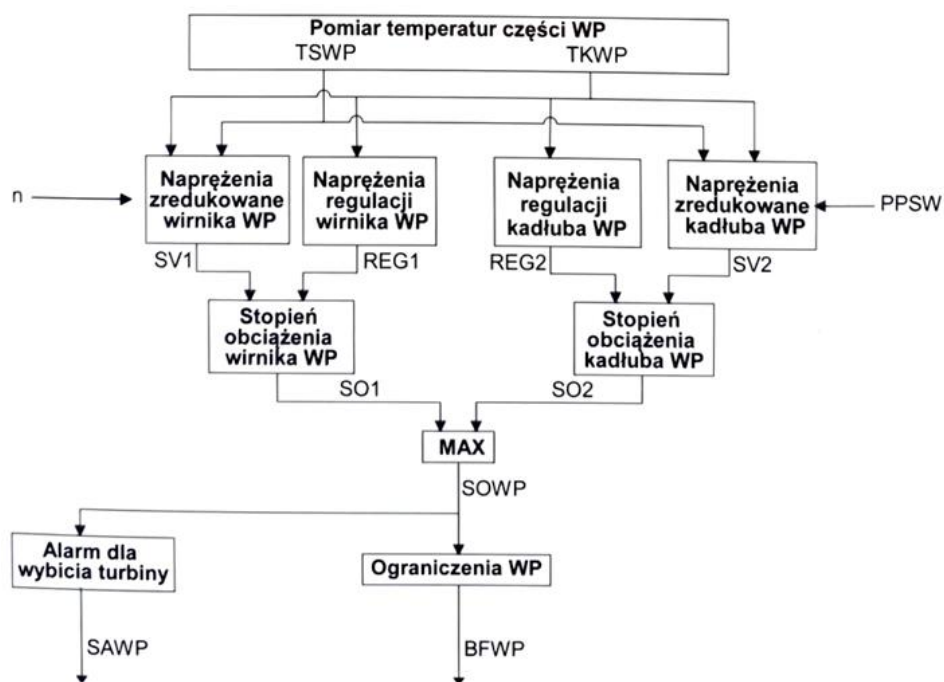
Rys. 31. Sonda rozruchowa WP (a) i sonda rozruchowa SP (b) systemu BOTT [34]

Wyznaczenie aktualnego poziomu naprężenia w nadzorowanych elementach turbiny odbywa się przez obliczenie naprężenia od obciążeń mechanicznych oraz od obciążeń termicznych. Obciążenia mechaniczne wyznaczane są na podstawie pomiaru ciśnienia pary i obrotów. Obciążenia termiczna natomiast wyznaczane są w oparciu o całkę Duhamela i całkę Greena [77,78]. Na podstawie zależności z liniowej teorii termoplastyczności wyznaczyć można naprężenia termiczna σ^T w nadzorowanych elementach turbiny na podstawie poniższej zależności:

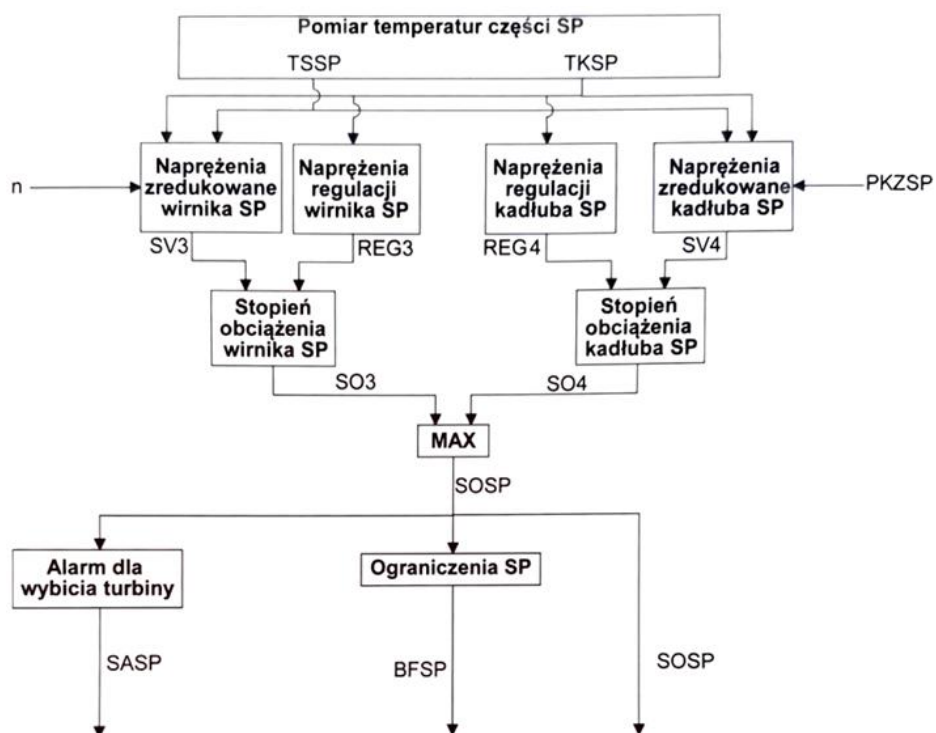
$$\sigma^T = \int_0^t \frac{dT(\tau)}{d\tau} \cdot f(t - \tau) \cdot d\tau$$

Gdzie $\frac{dT(\tau)}{d\tau}$ opisuje zmiany temperatury pary omywającej nadzorowany element, natomiast $f(t)$ jest funkcją wpływu, która stanowi odpowiedź nadzorowanego elementu w postaci naprężeń na jednostkowy skok strumienia ciepła czynnika roboczego o określonej temperaturze i określonym współczynniku przejmowania ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a nadzorowanym elementem turbiny. Po wyznaczeniu składowych naprężeń system BOTT oblicza naprężenia zredukowane dla nadzorowanych elementów części WP (SV1 i SV2) i SP (SV3 i SV4) turbiny.

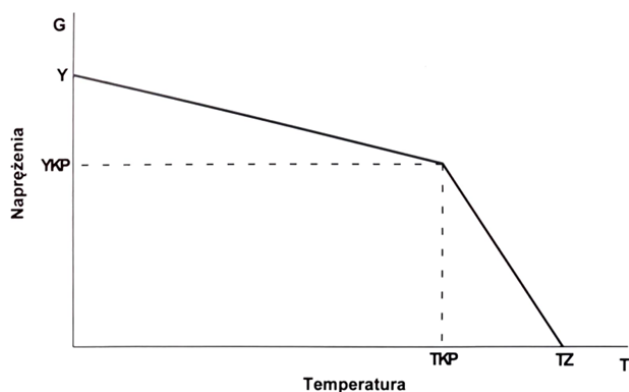
Na podstawie temperatur kadłubów wewnętrznych WP i SP (TKWP i TKSP) wyznacza się naprężenia dopuszczalne dla nadzorowanych elementów turbiny (Rys. 34). Następnie uwzględnia się współczynnik bezpieczeństwa (AKF) i otrzymywane są granice regulacji naprężeń nadzorowanych elementów (REG1 i REG2 oraz REG3 i REG4) (Rys. 32). Naprężenia zredukowane i granice regulacji pozwalają określić stopień obciążenia danego elementu. Następnie, dla każdej nadzorowanej części turbiny wybierany jest maksymalny stopień obciążania danej części turbiny.



Rys. 32. Struktura BOTT WP [34]

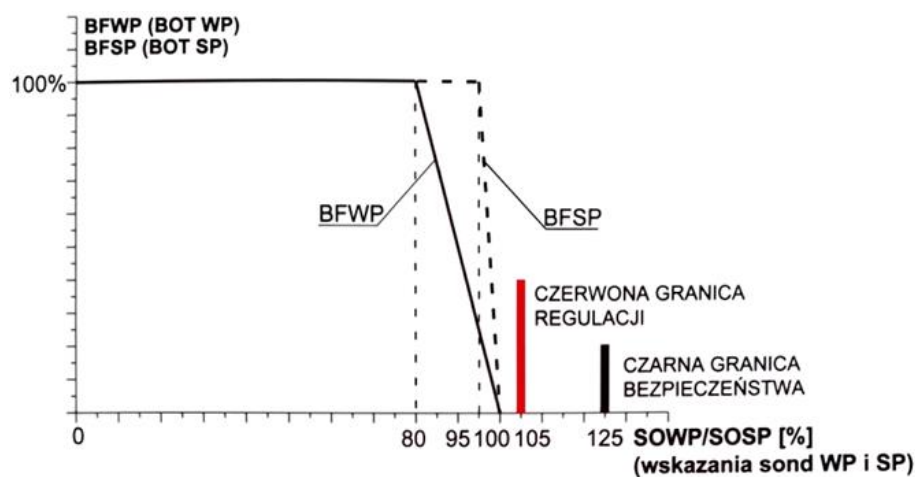


Rys. 33. Struktura BOTT SP [34]

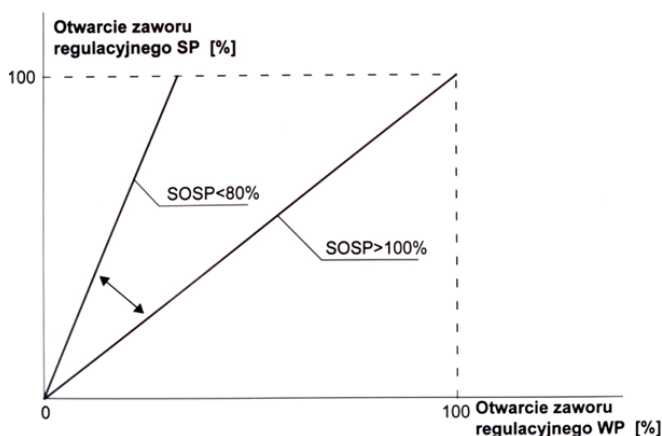


Rys. 34. Zależność naprężeń dopuszczalnych BOTT od temperatury [34]

Stopnie obciążenia stanowią podstawę wyznaczenia zapasów naprężeń WP i SP (Rys. 35). Mniejsza z wartości zapasu naprężeń WP i SP stanowi podstawę korekty zadanej prędkości przyrostu mocy i obrotów turbiny. Dodatkowo na podstawie sygnału stopnia obciążenia SP (SOSP) (Rys. 33) korygowana jest pozycja zaworów regulacyjnych WP w stosunku do zaworów SP (Rys. 36).



Rys. 35. Charakterystyka sygnału zapasu naprężeń WP (BFWP) i SP (BFSP) [34]



Rys. 36. Charakterystyka ograniczenia otwarcia zaworów regulacyjnych SP od naprężeń podczas obciążania [34]

Na podstawie stopnia obciążenia części WP i SP określany jest stan alarmowy ręcznego odstawienia turbiny w trybie awaryjnym. Turbina powinna zostać awaryjnie odstawiona gdy:

- stopień obciążenia WP lub SP będzie wyższy od 105% przez 30min,

- stopień obciążenia WP lub SP będzie wyższy od 125%.

System BOTT nadzoruje wyężenie wałów oraz kadłubów wewnętrznych części WP i SP, monitorując kluczowe parametry, takie jak temperatura pary świeżej (TPSW), temperatury sond WP i SP (TSWP, TSSP), temperatury kadłubów WP i SP (TKWP, TKSP), ciśnienie pary świeżej (PPSW) oraz obroty turbiny (n). Na podstawie tych danych system oblicza naprężenia mechaniczne i termiczne, wyznaczając dopuszczalne obciążenia oraz stopień obciążenia nadzorowanych elementów turbiny.

Podczas wprowadzania zmian konstrukcyjnych turbiny kluczowe jest uwzględnienie systemu BOTT, ponieważ determinuje on zakres bezpiecznych obciążeń oraz umożliwia optymalizację eksploatacji. Zaniedbanie dostosowania BOTT do nowych rozwiązań może prowadzić do nieoczekiwanych wzrostów naprężeń, a w konsekwencji do przedwczesnych awarii elementów turbiny.

Ponadto system ten koryguje prędkość przyrostu mocy i obrotów turbiny na podstawie zapasów naprężeń WP i SP, co oznacza, że zmiany konstrukcyjne wpływają bezpośrednio na sposób regulacji pracy turbiny. Dlatego też w niniejszej pracy podjęto analizę możliwych modyfikacji systemu BOTT, aby skuteczniej dostosować go do nowoczesnych wymagań konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

Reasumując, system określany jako konwencjonalny blok ograniczeń termicznych turbiny (BOTT) pozwala na kontrolę i zliczanie stanu naprężeń, odkształceń i termicznych rozruchów w trakcie startów i odstawień. Konwencjonalny BOTT pozwala na pewną dowolność prowadzenia rozruchu/odstawienia, mając kontrolę nad przekroczeniami stanu przemieszczeń i deformacji termicznych w punktach krytycznych turbiny. Konwencjonalny BOTT do kontroli używa specjalnie dedykowanych czujników temperatury i przemieszczeń zamontowanych we wszystkich punktach krytycznych kadłuba, układu przepływowego i rurociągów.

Dostosowanie elastyczności pracy turbiny do nieprzewidywalnych źródeł energii odnawialnych wymaga wzięcia pod uwagę nowych punktów krytycznych, usytuowanych w niedostępnych, dla ciągłego pomiaru *on-line*, miejscach turbiny, lub miejscach dostępnych ale narażonych - w których żywotność urządzeń pomiarowych jest krótka. Wtedy używa się Zaawansowanego Bloku Ograniczeń Termicznych Turbiny w którym informacja o temperaturze i przemieszczeniach termicznych w niedostępnym punkcie krytycznym nie jest uzyskiwana z pomiarów lecz za pomocą szybkich domknięć analitycznych *on-line* i pomiarów przeprowadzonych w punktach sąsiednich (dostępnych i pewnych pomiarowo). Te szybkie domknięcia analityczne opracowane są na podstawie pełnych obliczeń niestacjonarnych 3D typu thermal-FSI. Owo „zaawansowanie BOTTa” polega więc na zastąpieniu prostego pomiaru poprzez analityczne domknięcie obliczane na podstawie trójwymiarowych symulacji numerycznych. Opracowanie tych szybkich (on-line) domknięć analitycznych wymaga szczegółowej wiedzy informatycznej i umiejętności nowoczesnych technik programowania.

1.2. Cele i zakres rozprawy

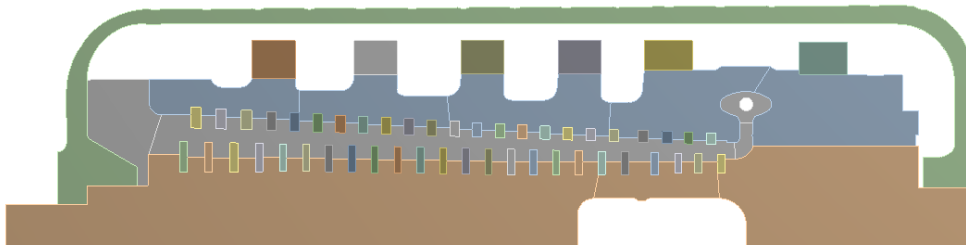
Odnosząc się do próby uelastycznienia pracy bloków konwencjonalnych z/w na negatywne oddziaływanie OZE w pracy postanowiono się skupić na idei przyspieszonych rozruchów i odstawień turbiny za pomocą kontrolowanego wtrysku pary chłodzącej. Chodzi o to, aby w turbinach które zaprojektowane są na klasyczne obciążenia cieplne dopuścić pozaprojektowe zmiany obciążenia (ultraszybkie starty i odstawienia) a ich negatywne skutki ograniczyć za pomocą lokalnej kontroli stanu temperatury i deformacji z wtryskiem pary chłodzącej (lub nagrzewającej).

W [79–81] dokonano dwuwymiarowej analizy przyspieszonego rozruchu i odstawienia za pomocą kontrolowanego wtrysku pary chłodzącej do głównego przepływu pary w turbinie. Prowadzone analizy obejmowały uproszczone geometrie turbiny WP 18K390 oraz okrętowej turbiny parowej a wyniki analiz potwierdziły możliwość skrócenia czasu rozruchu turbiny przy zachowaniu poziomu naprężenia i odkształcenia newralgicznych elementów na bezpiecznym poziomie.

W dwuwymiarowym modelu turbiny WP 18K390 wykonano szereg uproszczeń, m.in.

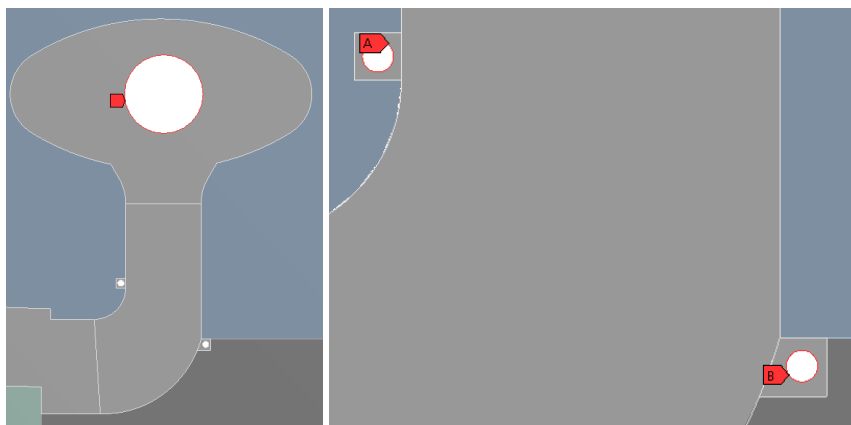
- pominięcie stopnia promieniowego,
- zastąpienie stopni kierowniczych i wirnikowych prostymi elementami prostokątnymi, dodatkowo długości uproszczonych łopatek są krótsze niż w przypadku rzeczywistej geometrii,
- zmiany w obrębie korpusu wewnętrznego: wręby pod stopnie kierownicze, brak wrębów pod uszczelnienia itp.
- zmiany w obrębie wirnika: wręby pod palisady wirnikowe
- wlot zadany jako wlot z krawędzi,
- wylot z części WP na wysokości kadłuba wewnętrznego,
- brak uszczelnień,

co zobrazowane jest na Rys. 37.



Rys. 37. Dwuwymiarowy model referencyjny części WP turbiny 18K390 wykorzystany w dwuwymiarowej analizie Thermal –FSI przyspieszonego rozruchu turbiny 18K390 [80]

Wtrysk pary chłodzącej w pracy [79,80] ideowo wykonano w dwóch miejscach oznaczonych na Rys. 38. Jak widać, para chłodząca nie obejmuje swoim zakresem stopnia promieniowego



Rys. 38. Wlot pary świeżej i miejsca wtrysku pary chłodzącej użyte w pracy dotyczącej dwuwymiarowej analizy Thermal –FSI przyspieszonego rozruchu turbiny 18K390 [79,80]

Reasumując, wyniki prac autora [79,80], pokazały, iż istnieje techniczna możliwość prowadzenia kontroli stanu elementów krytycznych turbiny przy pomocy wtrysku pary chłodząco/grzejącej. Głównie chodzi o to, żeby wtryskiwany strumień pary był niewielki w stosunku do strumienia zasadniczego (1 do 4 % $\dot{m}$) ale na tyle duży aby w obszarze elementu krytycznego dokonał znaczących zmian w polu temperatury i stanu deformacji cieplnej. Kontrola stanu termicznego przy pomocy wtrysku pary największy potencjał posiada w przypadku bloków projektowanych klasycznie na dobrze znane zakresy obciążenia, lub modernizacji projektowych w których chcemy podnieść znacznie poziom temperatur i ciśnień pary świeżej. Wszystkie te klasyczne obiekty nie są projektowane na szybkie pozaprojektowe zmiany obciążeń – powstające podczas przyspieszonych rozruchów (np. 30 minut ze stanu gorącego). Ale również w przypadku obiektów nowych, metoda kontroli stanu poprzez wtryski powinna być ekonomicznie atrakcyjna, bowiem pozwala ona utrzymać główne (sprawdzone) osiągnięcia konstrukcyjne w nowych rozwiązaniach.

Idąc dalej tokiem idei przyspieszonego rozruchu i odstawienia za pomocą kontrolowanego wtrysku pary chłodzącej, w celu uzyskania wyników lepiej odzwierciedlających rzeczywiste warunki oraz w celu zwiększenia szczegółowości obliczeń autor rozprawy zaproponował analizę uelastycznienia pracy bloku skupiając się na stopniu promieniowo – osiowym.

Powody ku temu są następujące:

- analizy 2D wskazały możliwość skrócenia czasu rozruchu;
- poprzez dokonane uproszczenia w geometrii 2D występuje brak dodatkowych danych odnośnie zachowania się niektórych elementów turbiny WP w pozaprojektowych reżimach pracy;
- odnosząc się do zastosowania stopnia promieniowo – osiowego na wielu turbinach na świecie oraz występowaniu jego awarii podczas normalnej pracy bloku, należy sprawdzić możliwość jego adaptacji do przyspieszonych rozruchów i odstawień za pomocą kontrolowanego wtrysku pary chłodzącej;
- stopień promieniowo – osiowy narażony będzie w pierwszej kolejności na wysokie gradienty temperatur podczas przyspieszonego rozruchu i odstawienia, dlatego analizy należy rozpocząć od pytania, czy na turbinach ze stopniem promieniowo - osiowym możliwe jest wprowadzenie rozwiązania proponowanego przez autora.

W tej sytuacji, zasadnym i aktualnym jest nowy cel badawczy jakim jest opracowanie zaawansowanej kontroli stanu elementów krytycznych turbiny parowej pracującej w reżimie szybkich, nieprzewidzianych w projektach konstrukcyjnych, poza nominalnych zmian obciążenia cieplnego. Jest to cel badawczy, który zamierzamy rozwiązać w ramach rozprawy doktorskiej, wykorzystując do tego nowoczesne narzędzie obliczeniowe jakim jest thermal-FSI.

Skupiając się na stopniu promieniowo – osiowym a w głównej mierze na łopatkę promieniowej autor rozprawy zaproponował rozwiązanie konstrukcyjne wtrysku pary chłodzącej do głównego kanału przepływowego, który będzie chłodził łopatkę promieniową podczas projektowych oraz pozaprojektowych stanów pracy. Rozwiązanie to może stanowić podwaliny pod możliwość adaptacji istniejących jednostek do uelastycznienia swojej pracy w odpowiedzi na wymagania stawiane przez OZE.

Pierwszym celem pracy doktorskiej jest analiza możliwości przeprowadzenia przyspieszonego rozruchu i odstawienia turbiny ze stopniem promieniowo – osiowym za pomocą kontrolowanego wtrysku pary chłodzącej przy zachowaniu poziomu naprężenia i odkształcenia na bezpiecznym poziomie. Stanowi to przeprowadzenie kontroli stanu łopatki promieniowej w pozaprojektowych warunkach pracy.

Drugim celem jest propozycja algorytmu zaawansowanego BOTTa, który uwzględni wpływ naprężenia termicznego na stopień promieniowy. Analiza FSI (Fluid-Structure Interaction) z uwzględnieniem zjawisk termicznych (Thermal-FSI) może odegrać istotną rolę w badaniu działania Bloków Ograniczeń Termicznych (BOT). W ramach takich analiz można zweryfikować, czy BOTy pracują zgodnie z założeniami projektowymi i czy nie ma konieczności ich modyfikacji. Przykładowo, Thermal-FSI pozwala na symulację przepływu ciepła oraz wynikających z niego naprężeń w komponentach turbiny, co umożliwia bardziej precyzyjną kontrolę ich rzeczywistego obciążenia termicznego oraz mechanicznego.

Obecnie analiza FSI w czasie rzeczywistym, szczególnie w kontekście turbin, które są narażone na złożone obciążenia promieniowo-osiowe, jest jednak trudna do wdrożenia. Wynika to z faktu, że takie obliczenia są bardzo skomplikowane i wymagają znacznych zasobów obliczeniowych. Przeprowadzenie takich analiz *online* w czasie rzeczywistym nie jest jeszcze możliwe z uwagi na długi czas przetwarzania symulacji.

Analiza Thermal-FSI może przede wszystkim służyć do sprawdzania, czy BOTy są odpowiednio zaprojektowane i działają zgodnie z oczekiwaniami. Dzięki niej można identyfikować potencjalne problemy, takie jak nadmierne naprężenia w poszczególnych elementach turbiny, co może pomóc w optymalizacji działania BOTów. W przyszłości, po rozwinięciu i zoptymalizowaniu modeli, możliwe będzie szybsze uzyskiwanie wyników takich analiz, co mogłoby umożliwić ich zastosowanie nawet w trybie zbliżonym do rzeczywistego czasu pracy turbin.

Uzasadnieniem rozpoczęcia prac jest znalezienie rozwiązania dla konwencjonalnych jednostek wytwórczych w Polsce i na świecie, które zagwarantuje ich konkurencyjność w zmieniającym się systemie energetycznym.

Pierwszym czynnikiem są korzyści ekonomiczne i ekologiczne jakie niesie za sobą skrócenie czasu rozruchu i odstawienia turbiny. Ze względu na to, że podczas rozruchu turbiny energia elektryczna nie jest oddawana do sieci, traktować można ten zabieg jako stratę. Skracając rozruch o godzinę ma się na myśli zmniejszenie straty paliwa o godzinę [82] oraz o godzinę szybsze oddawanie energii elektrycznej do sieci. Jakkolwiek jedna godzina wydaje się niezbyt długim czasem i można zadać pytanie czy jest się w stanie z tego cokolwiek zarobić, należy pamiętać, że kocioł pracujący w bloku z turbiną klasy 18k390 w Bełchatowie spala w znamionowych warunkach pracy, w zależności od wartości opałowej, od 460 - 560 ton węgla brunatnego na godzinę [83]. Dodatkowo w przypadku rozruchu i stanów nieustalonych, ilość spalane go węgla jest większa [84].

Drugim aspektem jest zmniejszenie awaryjności stopnia promieniowo – osiowego. Jako, że w przeszłości występowały problemy na niektórych stopniach promieniowo – osiowych na świecie, zastosowanie kontrolowanego chłodzenia łopatki i części kadłuba wewnętrznego może pozytywnie wpłynąć na pole naprężenia i odkształcenia podczas pracy w warunkach projektowych jak i pozaprojektowych.

Prace skupione na rozwiązaniu tego problemu należałoby rozpocząć od oceny możliwości wdrożenia takiego rozwiązania na turbinach, w których występuje stopień promieniowo – osiowy. W tym celu wykonano sprawdzenie możliwości zastosowania zmian w konstrukcji kadłuba wewnętrznego pod kątem dostosowania go do kontrolowanego wtrysku pary chłodzącej. Należy pamiętać, że dla nowego rozwiązania konstrukcyjnego przewidziane zostały szerokie analizy natury konstrukcyjno – przepływowo – wytrzymałościowej z uwagi na to, że jakakolwiek ingerencja w konstrukcję turbiny może doprowadzić do awarii.

W pierwszej kolejności dokonano oceny wprowadzenia zmian konstrukcyjnych pod kątem możliwości ich wykonania. Przeprowadzono analizy sposobu doprowadzenia dodatkowego strumienia pary chłodzącej przez kadłub wewnętrzny do głównego kanału przepływowego. Przeanalizowano kilka możliwych do wykonania zmian, z których na podstawie czynników przepływowo – wytrzymałościowych wybrano jedno rozwiązanie wiodące. Na podstawie wybranego rozwiązania konstrukcyjnego wykonano szereg analiz przepływowo – wytrzymałościowych rozruchów i odstawień turbiny pod kątem możliwości ich przyspieszenia i wpływu na poziom naprężeń i odkształcenia elementów turbiny.

Ze względu na wysoki poziom złożoności zagadnienia zdecydowano się na zamodelowanie wycinka kadłuba wewnętrznego części WP turbiny z jedną łopatką promieniową.

Na podstawie dostępnych rzeczywistych krzywych rozruchowych i danych eksploatacyjnych turbiny 18K390 przeprowadzono referencyjny rozruch i odstawienie analizowanej geometrii. W dalszej kolejności przeprowadzono przyspieszony rozruch i odstawienie, odpowiednio 0.75x oraz 2x szybszy.

W celu określenia wartości ciśnienia dodatkowego wtrysku pary chłodzącej należało wykonać analizy przepływowe, na podstawie których wybrano optymalną wartość nadwyżki ciśnienia pary w stosunku do pary świeżej. Następnie ten sam zestaw rozruchów i odstawień przeprowadzono dla zmodyfikowanej geometrii z kontrolowanym wtryskiem pary chłodzącej. Badaniu poddano szereg wartości temperatur dodatkowej pary chłodzącej uwzględniając jej zmianę w czasie.

Analizy dostarczyły informacji na temat optymalnej krzywej rozruchowej i odstawieniowej temperatury pary chłodzącej podczas przeprowadzania rozruchu i odstawienia, zarówno referencyjnego jak i przyspieszonego.

Kolejnym istotnym aspektem jest propozycja poprawy systemu BOTT w kontekście wprowadzanych zmian konstrukcyjnych. Dostosowanie systemu nadzoru naprężeń i regulacji parametrów termicznych do nowych warunków eksploatacyjnych może dodatkowo zwiększyć niezawodność turbiny oraz zoptymalizować jej pracę w zmieniających się warunkach energetycznych.

Na podstawie powyższego autor stawia główne tezy pracy:

1. Zintegrowane modele FSI (Fluid–Structure Interaction), uwzględniające równoczesne oddziaływanie termiczne, pozwalają na precyzyjną ocenę reakcji łopatki na pozaprojektowe warunki obciążeniowe i umożliwiają wskazanie potencjalnych obszarów krytycznych z dużą dokładnością.
2. Przeprowadzenie sprzężonych analiz FSI (Fluid–Structure Interaction), uwzględniających wzajemne oddziaływanie przepływu i obciążeń termiczno-mechanicznych, pozwala istotnie poprawić dokładność wyznaczenia rozkładu naprężeń w łopatkę promieniowej, a tym samym zwiększa niezawodność przewidywania jej żywotności w warunkach pozaprojektowych
3. Wykorzystanie wyników zaawansowanej analizy FSI może stanowić podstawę do opracowania systemu algorytmu zaawansowanej kontroli stanu elementu krytycznego i jego zaawansowanej diagnostyki. Zaawansowana kontrola może zostać sprzęgnięta ze sterowaniem wtryskiwanej pary, co jest przedmiotem konkretnego praktycznego rozwiązania na obiekcie.

1.3. Układ pracy

Rozprawa posiada prosty podział na rozdziały. Rozdział 2, 3 i 4 są rozdziałami przygotowującymi narzędzie badawcze do konkretnego elementu krytycznego jakim w turbinie typu 400 MW jest stopień regulacyjny pary świeżej. W rozdziale 2 przedstawiono narzędzie obliczeniowe thermal-FSI w którym szczególną uwagę zwrócono na dopasowanie danych do konkretnych materiałów żarowytrzymałych i parametrów czynnika roboczego. W tym podejściu nie jest wymagany „współczynnik przejmowania ciepła”, co jest oczywistą zaletą, bowiem błędy w wyznaczeniu wartości i używaniu współczynnika wymiany ciepła prowadzą do dużych nieścisłości między rzeczywistym a modelowym polem temperatury. Ważnym jest też rozdział 4 w którym dokonujemy walidacji modelu *in situ* w oparciu o dane eksperymentalne krytycznych przebiegów.

Właściwa część rozprawy związana z wtryskiem pary jako sposobem kontroli stanu cieplnego elementu krytycznego rozpoczyna się w rozdziale 5. Przeprowadzono tu szereg koncepcji co do sposobu, miejsca i konstrukcji wtrysku, aby znaleźć rozwiązanie optymalne co do zmian konstrukcyjnych w geometrii kadłuba, sposobu doprowadzania pary wodnej, czy metody obliczeniowej zapewniającej wymaganą dokładność obliczeń wymiany ciepła.

W rozdziale 6, który jest zasadniczym dla pracy, pokazano symulacje różnych poza projektowych zmian obciążenie cieplnego tak aby przyspieszyć rozruch i odstawienie turbiny nawet do pół-godziny. Przeanalizowano różne możliwości strumienia pary chłodzącej w zależności od jej temperatury. Analizowano problem zarówno od strony przepływowej (CFD) jak i strony wytrzymałościowej (CSD). Skupiono się na kontrolowaniu elementów krytycznych stopnia radialno-promieniowego. Uwzględniono złożoną sytuację jaka jest kasacja luzów. W podsumowaniu przedstawiono algorytm wykorzystania uzyskanych przebiegów do opracowania analitycznych domknięć dla zaawansowanego BOTT-a.

Pracę kończą wnioski, przedstawione w rozdziale 7, oraz literatura zawierająca 124 pozycji.

1.4. Osadzenie problemu w dziedzinie naukowej

Niniejsza rozprawa mieści się w dyscyplinie *inżynieria mechaniczna* w specjalności: *budowa i eksploatacja bloków energetycznych*. Rozprawa wychodzi naprzeciw potrzebom energetyki borykającej się z szybkozmiennymi i nieprzewidywalnymi zmianami źródeł OZE. Rozprawa podejmuje temat aktualny - w sposób dość szybki do rozwiązania, nie podnoszący zbytnio kosztów eksploatacji a nie pozwalający na radykalne skrócenie żywotności bloków energetycznych. Z naukowego punktu widzenia postawionego w rozprawie zadanie nie da się rozwiązać metodami uproszczonymi, potrzebne są tu interdyscyplinarne narzędzia badawcze.

1.5. Metody badawcze

Rozprawa wykorzystuje nowoczesne narzędzie obliczeniowe jakim jest thermal-FSI, będące interdyscyplinarnym połączeniem obliczeniowej mechaniki płynów roboczych (tu para wodna) z obliczeniową mechaniką ciał stałych (tu konstrukcje żarowytrzymałych kadłubów i łopatek). Thermal-FSI będąc oryginalnym połączeniem CFD i CSD, stosuje w zakresie CFD metodę objętości skończonych (polihedralnych), a z zakresie CSD metodę elementów skończonych (8 węzłowych).

Rozwiązujący problem naukowy jest oryginalny w literaturze, i ma odniesienia jedynie w cząstkowych pomiarach i danych eksperymentalnych. W tym sensie całościowe ujęcie problemu

jest zadaniem złożonym, wymagającym specyficznych umiejętności i znajomości nowoczesnych narzędzi.

Rozwiązywany problem jest naukowo trudny ponieważ musi odnieść się do kompletu realistycznych warunków i nie dopuszcza uproszczeń ani w myśleniu ani w obliczeniach. Dlatego największą wartością przedstawianej rozprawy jest jej użyteczność i zastosowanie do obiektów kluczowych dla energetyki krajowej.

2. Model matematyczny dedykowany startom i odstawieniom urządzeń energetycznych

2.1. Ogólne zasady Thermal-FSI

Metoda obliczeniowa Fluid-Structure Interaction (Fluid-Solid Interaction (FSI)) jest metodą pozwalającą uwzględnić oddziaływanie płynu ze strukturą. Można wyróżnić następujące rodzaje oddziaływań [85,86]:

- Mass-FSI:

Sprężenie poprzez równanie masy, czyli jedno- i dwukierunkowa wymiana masy między płynem a ciałem stałym. Dotyczy przede wszystkim zagadnień związanych z korozją. Przykładem wykorzystania dwu-kierunkowego mass-FSI może być zniszczenie konstrukcji komory spalania turbiny gazowej za pomocą mechanizmu wodorowej korozji naprężeniowej połączonej z mechanizmem wysokotemperaturowej dyfuzji, gdzie niektóre produkty spalania przejmowane są przez obudowę komory spalania [87].

- Momentum-FSI:

Sprężenie poprzez równanie pędu, czyli jedno- i dwukierunkowa wymiana pędu między płynem a ciałem stałym. Ma bardzo szerokie zastosowanie w lotnictwie, energetyce, biomechanice itp.. Dwu-kierunkowe momentum-FSI, znajduje zastosowanie w zagadnieniach w których deformacje struktury wywołane przez przepływ widocznie wpływają na pole przepływu, np. odkształcanie się skrzydeł samolotu pod wpływem sił aerodynamicznych, flutter, przepływ przez zawory, naczynia krwionośne itp.

- Thermal-FSI:

Sprężenie poprzez równanie energii, czyli jedno- i dwukierunkowa wymiana energii cieplnej między płynem a ciałem stałym. Dwu-kierunkowe Thermal-FSI jest bardzo często spotykane w zagadnieniach maszyn przepływowych, w wymiennikach ciepła itp.

Przykładowy schemat analizy pokazany jest na Rys. 39.

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0$	Równanie zachowania masy	(2.1)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \text{div}(\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) + p \mathbf{I} = \text{div}(\mathbf{t}^c) + \rho \mathbf{b}$	Równanie zachowania pędu	(2.2)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \text{div}(\rho e \mathbf{v} + p \mathbf{v}) = \text{div}(\mathbf{t}^c \mathbf{v} + \mathbf{q}^c) + \rho S_e$	Równanie zachowania energii	(2.3)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div}(\rho \mathbf{v} k) = \text{div}(\mathbf{J}_k) + \rho S_k$	Równanie ewolucji energii turbulentnej energii k	(2.4)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \text{div}(\rho \mathbf{v} \varepsilon) = \text{div}(\mathbf{J}_\varepsilon) + \rho S_\varepsilon$	Równanie ewolucji dyssypacji energii ε	(2.5)
		
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0$	Równanie zachowania masy	(2.6)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \text{div}(\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \text{div}(\boldsymbol{\sigma}) + \rho \mathbf{b}$	Równanie zachowania pędu	(2.7)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \text{div}(\rho e \mathbf{v}) = \text{div}(\boldsymbol{\sigma} \mathbf{v} + \mathbf{q}^c) + \rho S_e$	Równanie zachowania energii	(2.8)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{e}^{pl}) + \text{div}(\rho \mathbf{e}^{pl} \otimes \mathbf{v}) = \rho S_{pl}$	Równanie wzmocnienia kinematycznego	(2.9)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \boldsymbol{\alpha}) + \text{div}(\rho \boldsymbol{\alpha} \otimes \mathbf{v}) = \rho S_\alpha$	Równanie odkształcenia plastycznego	(2.10)
$\frac{\partial}{\partial t}(\rho r) + \text{div}(\rho r \mathbf{v}) = \text{div}(\mathbf{J}_r) + \rho S_r$	Równanie wzmocnienia izotropowego	(2.11)

Rys. 39. Ideowy schemat jednostronnego sprzężenia Thermal-FSI [88]. Sprężenie następuje za pomocą temperatury.

W literaturze można spotkać dwa rodzaje analizy Thermal-FSI [89–91]: jednokierunkową FSI i dwukierunkową FSI. Różnią się one od momentum-FSI, gdzie w jednokierunkowych FSI, po obliczeniach CFD, rozwiązanie pola ciśnień i temperatur jest eksportowane do solvera CSD i na ich podstawie wyznaczane są naprężenia i przemieszczenia. W jednokierunkowym Thermal-FSI chłodzenie lub grzanie płynu przez ciało stałe realizowane jest z warunkami brzegowymi typu Neumanna.

W przypadku dwukierunkowej analizy Thermal-FSI, oba modele (CFD i CSD) są sprzężone ze sobą podczas całej symulacji poprzez równanie zachowania energii. Dokładnie rzecz ujmując, sprzężenie to ma miejsce na wspólnej powierzchni pomiędzy domeną ciała stałego i cieczy, gdzie przebywamy z kluczowym warunkiem brzegowym (2.12) [92]:

$$(\mathbf{q} + \mathbf{q}^t + \mathbf{q}^{rad} + \mathbf{q}^D) \cdot \mathbf{n}_{solid} + (\mathbf{q} + \mathbf{q}^t + \mathbf{q}^{ph}) \cdot \mathbf{n}_{fluid} = 0. \quad (2.12)$$

Obliczenia FSI mają wiele zalet w porównaniu z eksperymentem. Po pierwsze, model pozwala na ingerencję w strukturę analizowanego elementu. Bez zmiany modelu rzeczywistego można analizować wpływ różnych wariantów konstrukcyjnych elementu na jego działanie.

Kolejnym aspektem jest czas, w jakim możliwe jest określenie wpływu poszczególnych parametrów na strukturę i zjawiska zachodzące w badanym elemencie. Nie ma potrzeby budowania stanowiska badawczego z wyposażeniem do wykonywania analiz. Dzięki takiemu rozwiązaniu można szybko i tanio wykonać złożone analizy przepływowe i wytrzymałościowe.

Wadą modelu jest to, że jest on determinowany przez doświadczenie w zagadnieniach modelowania. Trzeba posiadać odpowiednią wiedzę zarówno z zakresu mechaniki płynów jak i ciała stałego oraz zależności między nimi, aby odwzorowanie rzeczywistego procesu było jak najdokładniejsze. Dodatkowo trzeba wykonać wiele czynności, takich jak sprawdzenie wpływu siatki na wyniki, dobór odpowiednich modeli turbulencji itp.

Ponadto, największą dokładność uzyskuje się wykonując eksperyment, następnie replikując go przy użyciu Thermal-FSI i w końcu rozszerzając analizy CFD/CSD do skalibrowanego modelu, w którym można zmieniać parametry.

W pracy wykorzystano jednostronne sprzężenie Thermal-FSI w celu określenia wpływu prowadzenia rozruchu i odstawienia na wartości pola naprężenia i odkształcenia. Pola temperatury i ciśnienia eksportowane są do solvera ciała stałego jako warunki brzegowe dla niestacjonarnej analizy CSD.

Należy zwrócić uwagę na terminologię przypisywaną poszczególnym rodzajom analiz Thermal – FSI. Sprzężenie jednokierunkowe odnosi się *stricte* do jednokierunkowego przeniesienia pola temperatury i/lub ciśnienia do solvera ciała stałego jako warunek brzegowy. W obrębie zaś samego solvera płynu, tj. analizy CFD, występuje przewodzenie ciepła od płynu do ciała stałego oraz od ciała stałego do płynu. Importowane pola temperatury odnoszą się nie tylko do powierzchni ciała stałego omywanego przez płyn ale również do temperatury wewnątrz ciała stałego, która zmienia się zgodnie z zadanymi własnościami materiałowymi w solverze CFD. Analiza CFD uwzględnia zmianę własności materiałowych wskutek zmiany temperatury. Pochylając się nad samą analizą CFD, należało w niej oprócz dyskretyzacji płynu wykonać również dyskretyzację ciała stałego celem uwzględnienia wpływu ciała stałego na przepływ i przepływu na ciało stałe. Tak więc dwukierunkowa wymiana ciepła występuje w obrębie solvera płynu, jednak jednokierunkowe sprzężenie odnosi się do połączenia między sobą solverów CFD i CSD.

Istnieje możliwość importowania temperatur z powierzchni ciał stałych (tzw. interface) i na ich podstawie wyznaczenie rozkładu pola temperatury wewnątrz ciała stałego w czasie (w solverze CSD) co stanowiłoby warunek brzegowy dla dalszych obliczeń wytrzymałościowych, jednak zabieg ten uznano za mniej dokładny i nie wzięto go pod uwagę.

Opis Lagrangowski i opis Eulerowski to dwa klasyczne opisy ruchu, które są szeroko stosowane w algorytmach mechaniki kontinuum. Obliczeniowa dynamika ciała stałego (CSD) wykorzystuje głównie algorytmy Lagrangowskie, podczas gdy obliczeniowa dynamika płynów (CFD) wykorzystuje głównie algorytmy Eulerowskie. Każdy węzeł siatki obliczeniowej podąża za powiązaną cząstką materiału podczas ruchu w algorytmach Lagrangian, co pozwala na łatwe śledzenie swobodnych powierzchni i interfejsów między różnymi materiałami. Nie są one jednak w stanie śledzić dużych zniekształceń. Z drugiej strony, w algorytmach Eulera siatka obliczeniowa jest stała, kontinuum porusza się względem siatki, a duże zniekształcenia mogą być obsługiwane stosunkowo łatwo, ale generalnie kosztem precyzyjnej definicji interfejsu i rozdzielczości szczegółów przepływu [20].

W Thermal – FSI kontakt termiczny na brzegu Σ (patrz rys. 40) zależy nie tylko od normalnego przepływu energii cieplnej, ale także od stycznego transportu tej energii. Jeśli do rozważań dodamy temperaturę powierzchni θ_2 odpowiedzialną za ten transport powierzchniowy, wówczas możemy

rozszerzyć klasyczny warunek brzegowy $\mathbf{q}_f^c \cdot \mathbf{n}_f + \mathbf{q}_s^c \cdot \mathbf{n}_s = 0$ na bardziej zaawansowany. Dodatkowo rozważymy warstwę termiczną (patrz Rys. 40), która staje się podczas kontaktu gorącego płynu z zimnymi ciałami stałymi opisywana przez ciekłą, ale skończoną warstwę opisywaną przez dwa mechanizmy. Pierwszym z nich jest termiczny skok Smoluchowskiego, opisany przez termiczny skok długości l_T^s i l_T^f działający odpowiednio od strony płynu i ciała stałego; a drugim jest ogólny transport energii cieplnej w makroskopowym sąsiedztwie warstwy kontaktowej, który jest opisany przez ogólne współczynniki przewodzenia α_f i α_s . Tak więc, biorąc pod uwagę powyższe motywacje, można zaproponować zaawansowane warunki brzegowe FSI w postaci transportu energii cieplnej w cienkiej warstwie termicznej dzielącej gorący płyn i zimne ciało stałe (2.13) [1, 20]:

$$\begin{aligned} \partial_t (\rho_2 c_{p2} \theta_2) + \text{div}_2 (\rho_2 c_{p2} \theta_2 \mathbf{I}_2 \mathbf{v}_2) + \text{div}_2 (\lambda_2 \text{grad}_2 \theta_2) + \Lambda_T^f (T_2^f - \theta_2) + \\ + \Lambda_T^s (T_2^s - \theta_2) + \alpha_f (T_f - T_2^f) + \alpha_s (T_s - T_2^s) + \\ + (\mathbf{f}_{mech}^f \cdot \mathbf{v}_{slip}^f + \mathbf{f}_{mech}^s \cdot \mathbf{v}_{slip}^s) + \mathbf{q}_f^c \cdot \mathbf{n}_f + \mathbf{q}_s^c \cdot \mathbf{n}_s = 0. \end{aligned} \quad (2.13)$$

W powyższym równaniu ρ_2 , c_{p2} to gęstość masy i pojemność cieplna warstwy termicznej, $\mathbf{v}_2$ to prędkość warstwy termicznej, która zwykle może być równa poślizgowi $\mathbf{v}_{slip}^f$, λ_2 - współczynnik przewodności cieplnej warstwy termicznej; $\Lambda_T^f = l_T^f / \lambda_f$ i $\Lambda_T^s = l_T^s / \lambda_s$ to współczynniki przeskoku Smoluchowskiego odpowiednio od strony płynu i ciała stałego; $(T_2^f - \theta_2)$ i $(T_2^s - \theta_2)$ to przeskok Smoluchowskiego pola temperatury; $(T_f - T_2^f)$ i $(T_s - T_2^s)$ to klasyczne temperatury pochodne transferu między dalekim polem T_s (ciało stałe) i T_f (płyn). Mechaniczne źródło energii powierzchniowej jest opisane przez siłę powierzchniową działającą na prędkość poślizgu. Wreszcie, w równaniu (2.13), klasyczny warunek termiczny FSI, $\mathbf{q}_f^c \cdot \mathbf{n}_f + \mathbf{q}_s^c \cdot \mathbf{n}_s = 0$, opisuje normalny przepływ energii cieplnej, gdzie całkowite strumienie ciepła są zwykle traktowane jako związane z: transportem dyfuzyjnym (Fouriera), transportem turbulentnym, radiacyjnym, dyfuzyjnym transportem masy, transportem niesprężystym i tak dalej (2.14, 2.15):

$$\mathbf{q}_f^c = \mathbf{q}_f + \mathbf{q}_f^{\text{tur}} + \mathbf{q}_f^{\text{rad}} + \mathbf{q}_f^{\text{diff}} + \dots (\text{fluid}), \quad (2.14)$$

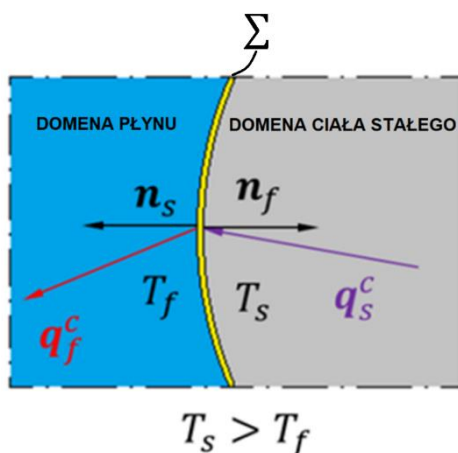
$$\mathbf{q}_s^c = \mathbf{q}_s + \mathbf{q}_s^{\text{tur}} + \mathbf{q}_s^{\text{rad}} + \mathbf{q}_s^{\text{non-e}} + \dots (\text{solid}). \quad (2.15)$$

W powyższych równaniach (2.14) i (2.15) najbardziej podstawowy jest nadal fourierowski tryb transportu opisany klasyczną liniową funkcją gradientu temperatury (2.16):

$$\mathbf{q}_s = \lambda_s \text{grad} T_s; \quad \mathbf{q}_f = \lambda_f \text{grad} T_f. \quad (2.16)$$

Należy zauważyć, że w klasycznym podejściu Thermal - FSI, co jest niczym innym jak „przybliżeniem pierwszego rzędu”, nie występuje skok termiczny Smoluchowskiego, a zatem temperatury płynu i ciała stałego w warstwie termicznej pokrywają się: $T_2^s = T_2^f$. Jeśli dodatkowo pominiemy transport powierzchniowy energii cieplnej spowodowany transportem ogólnym ($\alpha_s = \alpha_f = 0$), otrzymamy: $\mathbf{q}_f^c \cdot \mathbf{n}_f + \mathbf{q}_s^c \cdot \mathbf{n}_s = 0$. Jednak w przypadku CSD, gdy zakłada się, że temperatura płynu jest znana, równanie (20) redukuje się do $\alpha_f (T_f - T_s) + \mathbf{q}_s^c \cdot \mathbf{n}_s = 0$, i odwrotnie, w przypadku CFD, gdy zakłada się, że temperatura ciała stałego jest znana, równanie (2.13) redukuje się do $\alpha_s (T_s - T_f) + \mathbf{q}_f^c \cdot \mathbf{n}_f = 0$. Bezwymiarowe współczynniki α_s i α_f są znane w literaturze odpowiednio jako liczby Stanton i Biota. Należy zauważyć, że z numerycznego punktu widzenia równanie (2.13) jest bardzo trudne. Dodatkowo, w chwili obecnej, najnowocześniejszy termiczny FSI nie ma możliwości numerycznego rozwiązania pełnego bilansu energii w termicznej warstwie kontaktowej [16, 17]. Pierwszym tego powodem jest niewystarczający rozwój metody elementów

skończonych oraz metody objętości skończonych [3, 4]. W rzeczywistości obie metody są przygotowywane tylko w celu jednoczesnego rozwiązania tylko jednej części równania w następującej klasycznej postaci: $\mathbf{q}_f^c \cdot \mathbf{n}_f + \mathbf{q}_s^c \cdot \mathbf{n}_s = 0$ [14, 15, 22-24].



Rys. 40. Graficzne zilustrowanie metody Thermal – FSI. Sprężenie następuje poprzez całkowity strumień ciepła q^c [16, 17].

2.2. Model CFD

W zachowawczym (Eulerowskim) sformułowaniu zasady zachowania danej wielkości ϕ , rozpatrujemy dowolnie wybraną, umiejscowioną nieruchomo w przestrzeni objętość kontrolna Ω , ograniczona powierzchnią $\partial\Omega$. Zasada zachowania traktuje o tym, że całkowita zmiana danej wielkości ϕ , wewnątrz objętości kontrolnej jest równa ilości danej wielkości przenikającej przez brzeg $\mathbf{F}(\phi)$, nazywanej strumieniem, oraz produkcja/destrukcją S danej wielkości i dana jest wzorem (2.17) [93–95].

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \phi d\Omega = - \oint_{\partial\Omega} \mathbf{F} \cdot \mathbf{n} dS + \int_{\Omega} S d\Omega \quad (2.17)$$

gdzie:

- dS jest powierzchniowym elementem z wektorem normalnym $\mathbf{n}$
- ϕ jest wielkością dowolną, tzn. skalar, bądź wektorem, wówczas strumień
- $\mathbf{F}$ – strumień - jest odpowiednio wektorem lub tensorem.

Strumień $\mathbf{F}$ można podzielić na:

- część konwekcyjną $\mathbf{F}^C(\phi) = \phi \mathbf{U}$ – związaną z transportem danej wielkości poprzez ruch makroskopowy płynu z prędkością $\mathbf{U}$
- część dyfuzyjną $\mathbf{F}^D(\phi)$ – reprezentuje makroskopowy efekt transportu danej wielkości poprzez chaotyczny ruch cząstek
- część sprężystą $\mathbf{F}^V(\phi)$ – związana z deformacją struktury sprężystej pod wpływem sił płynu

2.2.1. Równanie zachowania masy

Dla płynu jednofazowego równanie zachowania masy w Eulerowskiej formie przyjmuje zapis (2.18):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \phi d\Omega = - \oint_S (\rho \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (2.18)$$

I traktuje o tym, że zmiana masy w czasie, we wnętrzu rozpatrywanej objętości kontrolnej, musi być równa masie przekraczającej brzeg danej objętości kontrolnej.

2.2.2. Równanie zachowania pędu

Zmiana pędu objętości płynu powodowana jest przez impuls sił działających na nią. A więc, dla umiejscowionej nieruchomo w przestrzeni objętości kontrolnej, całkowita zmiana pędu, którą możemy zapisać jako sumę zmiany pędu we wnętrzu objętości kontrolnej oraz pędu przekraczającego jej brzeg, jest równa siłom działającym na rozpatrywaną objętość kontrolną płynu: powierzchniowym oraz masowym (zewnątrznym). Co można zapisać jako (2.19)

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \mathbf{U} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} [(\rho \mathbf{U}) \otimes \mathbf{U}] \cdot \mathbf{n} dS = \oint_{\partial\Omega} \mathbf{f}_s \cdot \mathbf{n} dS + \int_{\Omega} \rho \mathbf{f}_e d\Omega \quad (2.19)$$

Gdzie:

- $\mathbf{f}_e$ – siły masowe, do których zaliczyć można siłę grawitacji, siłę Coriolisa, siłę odśrodkową itp.,
- $\mathbf{f}_s$ – siły powierzchniowe, działające bezpośrednio na brzeg objętości kontrolnej pochodzą od ciśnienia panującego wokół rozpatrywanego elementu płynu oraz od naprężeń normalnych i stycznych powstałych w wyniku sił lepkości, dane równaniem (2.20)

$$\mathbf{f}_s = -p\mathbf{I} + \boldsymbol{\tau} \quad (2.20)$$

gdzie $\mathbf{I}$ jest tensorem jednostkowym drugiego rzędu, natomiast $\boldsymbol{\tau}$ określany jest tensorem naprężeń lepkich

2.2.3. Równanie zachowania energii

Jako całkowitą zmianę energii wewnętrznej płynu przepływającego przez nieruchomą objętość kontrolną rozumie się zmianę energii wewnątrz objętości kontrolnej oraz zmianę energii poprzez transport z płynem przez jej brzeg. Biorąc pod uwagę ten fakt, dodatkowo uwzględniając przedstawienie ciepła wymianianego przez element płynu jako (2.21)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\rho E \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS = \\ & = \oint_{\partial\Omega} (k \text{ grad} T) \cdot \mathbf{n} dS + \int_{\Omega} \rho q_h d\Omega - \oint_{\partial\Omega} (\rho \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS + \\ & + \oint_{\partial\Omega} (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS + \oint_{\partial\Omega} \rho \mathbf{f}_e \cdot \mathbf{U} d\Omega \end{aligned} \quad (2.21)$$

Gdzie:

- $\vec{q}_D = -\mathbf{k} \cdot \text{grad} T$ – dyfuzyjny strumień ciepła, w którym $\mathbf{k}$ jest tensorem przewodności cieplnej
- q_h - źródła ciepła reprezentujące radiacyjną wymianę ciepła oraz źródła ciepła pochodzące od reakcji chemicznych

2.2.4. Model turbulencji

W pracy posłużono się modelem turbulencji $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport) ze względu na połączenie w nim zalet modelu $k-\epsilon$ i $k-\omega$ oraz wprowadzenie dodatkowego członu ograniczającego nadprodukcję energii kinetycznej i turbulencji w obszarach silnych dodatnich gradientów ciśnienia.

Model turbulencji $k-\omega$ SST to popularny model używany do symulacji turbulentnego przepływu. Oto ogólna postać równań tego modelu w zapisie Eulerowskim:

równanie ewolucji dotyczące energii turbulentnej k (2.22):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (2.22)$$

równanie ewolucji dotyczące dyssypacji energii ω (2.23):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \\ - \beta^* \rho \omega k \end{aligned} \quad (2.23)$$

Gdzie:

- k – kinetyczna energia turbulencji,
- ω – specyficzna energia dyssypacyjna energii
- μ_t – lepkość turbulentna
- μ – lepkość dynamiczna
- P_k – produkcja kinetycznej energii turbulencji
- $\sigma_k, \sigma_\omega, \beta, \beta^*$ – stałe modelu
- F_1 – funkcja modelu

Autor zdaje sobie sprawę z możliwości wykorzystania innego modelu turbulencji np. $k-\epsilon$, jednak odnosząc się do dokładności symulacji i czasu obliczeń wybór zaproponowanego modelu turbulencji wydaje się być uzasadniony.

Dodatkowo w wielu dziełach zastosowano model z dużą skutecznością w porównaniu z eksperymentem m.in. [96–100], co stanowi o słuszności wybranego modelu turbulencji.

2.3. Model CSD

W przypadku analizy CSD rozwiązywane były następujące równania:

2.3.1. Równanie zachowania masy

Równanie zachowania masy dane jest wzorem (2.24)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (2.24)$$

Gdzie ρ to gęstość materiału a $\mathbf{v}$ to prędkość materiału

2.3.2. Równanie zachowania pędu

Równanie zachowania pędu dane jest wzorem (2.25):

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \text{div} \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{f} \quad (2.25)$$

Gdzie $\boldsymbol{\sigma}$ to tensor naprężeń Cauchy'ego a $\mathbf{f}$ to gęstość sił zewnętrznych

2.3.3. Równanie zachowania energii

Równanie zachowania energii dane jest wzorem (2.26):

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E \mathbf{v}) = \text{div}(\boldsymbol{\sigma} \mathbf{v}) + \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{f} \quad (2.26)$$

Gdzie:

- E to gęstość energii wewnętrznej związana z deformacjami materiału
- $\boldsymbol{\sigma}$ to tensor naprężeń Cauchy'ego opisujący rozkład naprężeń w materiale
- ρ to gęstość materiału
- $\mathbf{v}$ to prędkość materiału
- $\mathbf{f}$ to gęstość sił zewnętrznych

2.3.4. Hipoteza Hubera Misesa Henckyego

Wspomnijmy, że kwestia najlepszej miary wyężenia materiałowego w naprężonym i zdeformowanym ciele stałym jest zadaniem naukowym, które jest zwykle rozwiązywane w ramach tak zwanego "podejścia energetycznego". Podejście to, wywodzące się z koncepcji zaproponowanej przez J. W. Maxwella w 1862 r., mówi, że wielkość "wysiłku materiałowego" jest lepiej opisana przez poziom energii wewnętrznej Φ niż wyłącznie przez naprężenia σ_{ij} lub odkształcenia ε_{ij} . W 1885 r. Beltrami zaproponował wprowadzenie krytycznego poziomu energii wewnętrznej K , który jest maksymalnie możliwy i nie może zostać przekroczony, a następnie w 1904 r. Huber zaproponował swoją hipotezę dotyczącą rozkładu Φ na dwie energie. Myśląc o dalszym rozwijaniu tego podejścia, odpowiedniego dla ram "Thermal-FSI", należy wziąć pod uwagę oryginalną linię rozumowania przedstawioną w następujący sposób (2.27)-(2.34) [31]:

- Beltrami (1885):

$$\Phi = \sigma_{ij} \varepsilon_{ji} = \Phi(\sigma_{ij}, T) = \Phi(\varepsilon_{ij}, s) \leq K \quad (2.27)$$

- Huber (1904):

$$\Phi = \Phi_v + \Phi_f \leq K \quad \text{and} \quad \Phi_f \leq K \quad (2.28)$$

- Mises (1914), Hencky (1924):

$$\Phi_f \leq K \quad (2.29)$$

- Schleicher (1926)

$$\Phi = \Phi_v(v^*) + \Phi_f(v^*) \leq K \quad (2.30)$$

- Burzyński (1928)

$$\Phi = \eta_v \Phi_v + \Phi_f \leq K, \quad \eta_v = \omega + \delta/p \quad (2.31)$$

- Zawadzki (1956)

$$\Phi = \Phi_v + \Phi_f + \eta_{th} \Phi_{th} \leq K \quad (2.32)$$

- Pęcherski (2011)

$$\Phi = \eta_v \Phi_v + \eta_f \Phi_f \leq K \quad \eta_f = 1 + \alpha [1 - e^{-\beta(1+\cos(3\theta))}] \quad (2.33)$$

- Huang (2016)

$$\Phi = \Phi_v + \Phi_f + \eta_{th} \Phi_{surf} \leq K \quad (2.34)$$

W literaturze, energia krytyczna K jest różnie definiowana. Najczęściej jest determinowana przez granicę plastyczności przy próbie jednoosiowego rozciągania.

$$K = \sqrt{2E k_r} \quad ; \quad 0.01 < K < 0.30 \quad [\text{MJ/m}^3 = \text{MPa}]$$

Na przykład, dla $k_t = 700 \text{ MPa}$, $E = 2.1 \text{ GPa}$, otrzymujemy $K = 0.23 \text{ MJ/m}^3$.

W powyższej "linii rozumowania" gęstość energii wewnętrznej Φ jest krok po kroku modyfikowana przez różnych autorów; na przykład ostatnio Huang [101], mówiąc o gęstości energii odkształcenia (SED) pękających ciał, dodali część Φ_{surf} związaną z energią napięcia powierzchniowego zaproponowaną przez Griffitha. W powyższym, $\Phi_v, \Phi_f, \Phi_{th}, \Phi_{surf}$ są różnymi wkładami do wewnętrznej gęstości energii (np. objętościowej, dystorsyjnej, termicznej, powierzchniowej), a współczynniki $\eta_v, \eta_f, \eta_{th}, \eta_{th}$ są "poprawkami" do odpowiedniej części energii (patrz: [102,103]).

W ramach Thermal-FSI rozwijana jest koncepcja "wytężenia termicznego" [79,104], która opiera się na oryginalnych danych eksperymentalnych opracowanych przez W. Duddę [105,106]. Jest to swego rodzaju rozszerzenie hipotezy Burzyńskiego na obszar wysokich i bardzo wysokich temperatur.

W 1903 roku Huber zaproponował energetyczną miarę naprężenia ekwiwalentnego, które jest określone za pomocą energii odkształcenia elastycznego (2.35) [107]:

$$u = \int \Phi dv = \int \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dv \equiv \int \sigma_{eq} \varepsilon_{eq} dv \quad (2.35)$$

$$dv = dxdydz \quad (2.36)$$

W zakresie naprężenia (2.37):

$$u = \int \Phi dv = \int \frac{1}{2} C_{ijkl} \sigma_{ij} \sigma_{kl} dv \equiv \int \frac{1}{2E} \sigma_{eq} \sigma_{eq} dv \quad (2.37)$$

Pierwotnie jego równanie na gęstość energii było wyrażone za pomocą trzech głównych naprężeń (2.38):

$$\Phi = \frac{1}{2} H (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3)^2 + \frac{1}{3} G \{ (\lambda_1 - \lambda_2)^2 + (\lambda_2 - \lambda_3)^2 + (\lambda_3 - \lambda_1)^2 \} = \Phi_v + \Phi_f \quad (2.38)$$

gdzie $H = E/3(1 - 2\nu)$, $G = E/2(1 + \nu)$ są współczynnikami Helmholtza i Kirchhoffa.

Ważne jest, że energia może być podzielona na komponenty objętości i ścinania: $\Phi_v + \Phi_f$, gdzie energia ścinająca określona jest jako (2.39):

$$\Phi_f = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \frac{1}{2G} J_{2s} = \frac{1}{3G} q^2 = \frac{3}{4G} \tau_n^2 = \frac{1}{6G} \sigma_{MH}^2 \quad (2.39)$$

Tutaj kluczowy niezmiennik naprężenia pojawia się po raz pierwszy (2.40):

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{3J_{2s}} = \sqrt{\frac{3}{2} \mathbf{s} \cdot \mathbf{s}} ; q = \sqrt{2J_{2s}} = \sqrt{\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}} ; \tau_n = \sqrt{\frac{2}{3}J_{2s}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}}$$

Gdzie:

$$\mathbf{s} = \boldsymbol{\sigma} - I_{\sigma} \mathbf{I} \quad (2.40)$$

jest odchyleniem naprężenia. W literaturze Europy Zachodniej istnieją różne notacje, zwróćmy więc

uwagę na relacje między niezmiennikami: $\sqrt{3J_{2s}}, \sqrt{2J_{2s}}$ i $\sqrt{\frac{2}{3}J_{2s}}$ (2.41-2.44):

$$J_{2s} = \frac{3}{2} \tau_{oct}^2 = \frac{1}{2} q^2 = \frac{1}{3} \sigma_i^2 \quad (2.41)$$

$$\sigma_i = \sigma_{HMH} = \sqrt{3J_{2s}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.42)$$

$$q = \sqrt{2J_{2s}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.43)$$

$$\tau_{oct} = \tau_n = \sqrt{\frac{2}{3}J_{2s}} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.44)$$

Nazwy tych niezmienników to odpowiednio: "intensywność naprężeń", "intensywność Pragera", "niezmiennik oktaedryczny".

Naprężenia zredukowane Hubera-Misesa-Hencky'ego dane są wzorem (2.45):

$$\sigma_{HMH} = \frac{1 + \nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.45)$$

gdzie,

ν -liczba Poisson'a

E - moduł Young'a

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - główne naprężenia

Warunek bezpiecznego stanu mechanicznego przyjmuje funkcję (2.46):

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{xx} - \sigma_{zz})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (2.46)$$

Ze względu na złożoność analizy Thermal-FSI z uwzględnieniem hipotezy Burzyńskiego zdecydowano się na wyznaczenie poziomu naprężenia w analizowanej konstrukcji za pomocą hipotezy Hubera-Misesa-Henckego (H-M-H). Autor zdaje sobie sprawę z możliwości uzyskania bardziej dokładnych wyników za pomocą hipotezy Burzyńskiego, jednak na potrzeby pracy doktorskiej hipoteza H-M-H jest w zupełności wystarczająca.

3. Weryfikacja modelu Thermal – FSI

3.1. Przegląd literaturowy weryfikacji analizy Thermal - FSI

Metoda Thermal – FSI rozwijana jest od wielu lat a niektóre z jej zastosowań opisano m.in. w pracach [108–111].

W pracy [108] zbadano wpływ średnicy otworu typu pin-through-hole (PTH) na proces lutowania falowego. Badanie opierało się na wykorzystaniu sprzężonych symulacji termicznych i konstrukcyjnych. Stworzono modele 3D PTH i płytki drukowanej (PCB), które posłużyły do przeprowadzenia analizy przepływu kapilarnego roztopionego lutu (63SnPb37). Do analizy przepływu zastosowano solver FLUENT, wykorzystując technikę objętości płynów (VOF), podczas gdy solver ABAQUS posłużył do określenia naprężeń von Misesa i przemieszczeń komponentów w procesie lutowania. Połączenie obliczeń obu solverów zostało zrealizowane za pomocą oprogramowania MpCCI, które umożliwia wymianę danych w czasie rzeczywistym.

Przeanalizowano sześć różnych stosunków średnic PTH ($0,1 < d/D < 0,97$) w celu określenia optymalnego profilu wypełnienia i minimalizacji naprężeń termicznych. Wyniki symulacji zostały zweryfikowane eksperymentalnie. Profil roztopionego lutu dla stosunku $d/D = 0,2$ uzyskany w symulacji został porównany z profilem rzeczywistego lutu. Wyniki wykazały wysoką zgodność, a różnica w objętości lutu między symulacją a eksperymentem wynosiła jedynie 7,13%. To potwierdziło dużą dokładność metody sprzężenia MpCCI i jej skuteczność w modelowaniu problemów FSI w procesie lutowania.

Podsumowując, badanie wykazało, że stosunek średnic $d/D = 0,2$ jest optymalnym wyborem, ponieważ zapewnia równomierne wypełnienie otworu i niskie naprężenia termiczne, minimalizując ryzyko wystąpienia defektów. Wyniki eksperymentalne były zgodne z wynikami symulacji, co podkreśla wiarygodność zastosowanych metod modelowania.

W pracy [109] w ramach analizy Thermal FSI zbadano właściwości aerodynamiczne i strukturalne dyszy serpentynowej w silnikach turbowentylatorowych. W badaniach zastosowano dwustronną luźno sprzężoną metodologię, łączącą zaawansowane narzędzia CFD (FLUENT) i CSD (ABAQUS). Taka kombinacja umożliwiła jednocześnie modelowanie przepływu i odkształceń strukturalnych, uwzględniając interakcje pomiędzy tymi zjawiskami. Proces wymiany danych między solverami w czasie rzeczywistym realizowano za pomocą oprogramowania MpCCI, co pozwoliło na szczegółowe odwzorowanie mechanizmu sprzężenia pomiędzy ciśnieniem a odkształceniem strukturalnym.

Przeprowadzono szczegółową analizę wpływu kluczowych parametrów geometrii dyszy na proces FSI, takich jak grubość ścianek, przejście kołowo-prostokątne oraz konfiguracja S-kształtna. Wyniki umożliwiły wyjaśnienie mechanizmów odkształcenia strukturalnego oraz ich wpływu na charakterystyki przepływu wewnątrz dyszy.

Wyniki symulacji zostały porównane z danymi literaturowymi dotyczącymi aeroelastyczności skrzydeł Agard 445.6, co potwierdziło poprawność i wiarygodność zastosowanej metodologii. Porównania współczynnika ciśnienia oraz prędkości przepływu uzyskanych numerycznie i eksperymentalnie wykazały wysoką zgodność, mieszczącą się w dopuszczalnym zakresie błędów.

W symulacjach zastosowano model turbulencji SST, który charakteryzuje się zdolnością do precyzyjnego odwzorowania przepływów z dużymi gradientami ciśnienia, szczególnie w rejonach

turbulencji ściennej. Model ten był kluczowy dla poprawnego uchwycenia zjawisk przepływowych występujących w dyszy serpentynowej.

Podsumowując, przeprowadzone badania dostarczyły kompleksowych danych dotyczących wpływu geometrii dyszy na interakcję ciecz-struktura, co może zostać wykorzystane do optymalizacji konstrukcji i poprawy jej efektywności.

W pracy [110] wykorzystano model sprzężonego oddziaływania płyn–struktura–ciepło (FSI–Thermal)

w zewnętrznych maszynach zębatych (EGM). Model ten uwzględnia wymianę ciepła, deformację termoelastyczną oraz efekty termoelektrohydrodynamiczne (TEHD) w filmie smarującym i komponentach stałych, takich jak koła zębate i tuleje boczne.

Model opiera się na równaniach Reynolds'a (dla płynu), równaniach energii (dla przewodzenia ciepła) oraz równaniach równowagi sił (dla deformacji strukturalnej). Użyto metody objętości skończonych (FVM) do dyskretyzacji równań i algorytmów sprzężenia.

W celu dokładnego odwzorowania geometrii interfejsu smarowania wykorzystano adaptacyjne 3D modelowanie siatkowe, które umożliwia dynamiczne aktualizowanie siatek dla każdej iteracji sprzężonego modelu.

Model został zweryfikowany eksperymentalnie poprzez porównanie przepływu przecieków i pomiarów grubości filmu smarującego w rzeczywistych maszynach zębatych. Eksperymenty opierały się na nowatorskiej metodzie pośredniego pomiaru grubości filmu z wykorzystaniem czujników pojemnościowych.

Wyniki eksperymentalne i symulacyjne wykazały ogólną zgodność pod względem jakościowym i ilościowym w przewidywaniu grubości filmu smarującego oraz lokalizacji obszarów o niskiej grubości filmu. Szczególnie dobre dopasowanie zaobserwowano dla wysokich i średnich warunków ciśnieniowych, chociaż niskie warunki ciśnieniowe wykazały pewne rozbieżności.

W symulacjach model przewidywał dokładniej zwiększoną grubość filmu oraz wyższe wartości przepływów przecieków w warunkach większej prędkości i niższego ciśnienia, co jest zgodne z efektami TEHD (większa deformacja cieplna przy wyższych prędkościach).

W pracy doktorskiej M.Froissarta [111] walidacja metody Thermal FSI przeprowadzona została w dwóch kluczowych etapach. Pierwszy z nich polegał na zbudowaniu modelu numerycznego komory spalania Rolls-Royce Tay, a następnie porównaniu wyników symulacji przepływu zimnego powietrza z danymi eksperymentalnymi. Analiza przepływu w tej geometrii wykazała dużą zgodność z wynikami eksperymentalnymi w zakresie profili prędkości w przekroju kontrolnym. Drugi etap walidacji obejmował modelowanie łopatk kierowniczej NASA C3X. W tym przypadku przeprowadzono porównanie rozkładów temperatur i ciśnień w warunkach przepływu gorącego gazu. Największą dokładność uzyskano, stosując model turbulencji k- ω SST, który został następnie zastosowany w dalszych analizach Thermal FSI.

Wyniki uzyskane za pomocą metody Thermal FSI wykazały przewagę nad tradycyjnymi, rozdzielnymi analizami CFD (dynamika płynów) i CSD (mechanika ciała stałego). Zintegrowane podejście umożliwiło uwzględnienie sprzężenia parametrów przepływu (np. współczynnika przejmowania ciepła) z właściwościami termicznymi i mechanicznymi analizowanych komponentów.

Na przykład, porównanie rozkładów temperatur w linerze ceramicznym (CMC) między metodami CFD i Thermal FSI ujawniło istotne różnice, szczególnie w regionach przyściennych. Wynika

to z faktu, że metoda Thermal FSI uwzględnia sprzężenie cieplne pomiędzy przepływem a strukturą ciała stałego. Eksperymentalne pomiary współczynnika rozszerzalności cieplnej materiału CMC w warunkach laboratoryjnych potwierdziły, że współczynnik ten charakteryzuje się nieliniowością, co zostało uwzględnione w modelach numerycznych.

W szczególności, zastosowanie kryterium wytrzymałościowego Tsai-Wu do analizy trwałości komponentów pozwoliło na identyfikację obszarów najbardziej podatnych na uszkodzenia w pobliżu płomienia. W tych miejscach współczynnik odwrotności zapasu bezpieczeństwa Tsai-Wu przekraczał wartość 1, co wskazuje na możliwość lokalnych pęknięć. Wyniki te, choć nie dyskwalifikują projektu prototypowego, są istotne dla dalszej optymalizacji konstrukcji i potwierdzają dokładność zastosowanej metody.

Walidacja metody Thermal FSI oraz porównanie wyników eksperymentalnych z numerycznymi dowiodły, że podejście zintegrowane umożliwia bardziej precyzyjne przewidywanie zachowania termomechanicznego komponentów w porównaniu do oddzielnych analiz CFD i CSD. Wyniki badań wspierają tezę, że metoda Thermal FSI jest niezbędnym narzędziem do projektowania wysoko obciążonych termicznie elementów, takich jak linery ceramiczne w komorach spalania.

4. Walidacja modelu Thermal – FSI na podstawie rzeczywistej awarii stopnia promieniowo – osiowego

W pracy doktorskiej, jako walidację modelu łopatk turbin parowej omywanej przez parę, zastosowano analizę przypadku rzeczywistej awarii łopatk w bloku parowym o analogicznych parametrach operacyjnych. Pomimo braku możliwości przeprowadzenia eksperymentalnej weryfikacji w warunkach laboratoryjnych, wykorzystano dostępne zdjęcia uszkodzonej łopatk, dane dotyczące przebiegu awarii oraz patenty i dane literaturowe, co umożliwiło szczegółowe odwzorowanie geometrii oraz warunków pracy turbiny.

Przeprowadzone obliczenia numeryczne z zakresu analizy sprzężonego pola ciepłno-przepływowego (Thermal-FSI) pozwoliły na identyfikację mechanizmów prowadzących do uszkodzenia, zgodnych z rzeczywistym przypadkiem awarii. Wyniki symulacji wskazały, że zaproponowany model łopatk jest w stanie odwzorować kluczowe zjawiska fizyczne, które prowadziły do pęknięcia łopatk w rzeczywistości.

W związku z tym, rzeczywisty przypadek awarii został potraktowany jako eksperymentalna walidacja modelu. Zarówno zgodność lokalizacji uszkodzenia, jak i analiza mechanizmów prowadzących do awarii potwierdzają poprawność przyjętych założeń modelowych i metodologii obliczeniowej. Taka forma walidacji, choć nietypowa, umożliwia ocenę wiarygodności modelu w oparciu o dane z rzeczywistych warunków eksploatacyjnych turbiny parowej.

Walidacja modelu jest niezbędna i kluczowa w aspekcie określenia jego przydatności do analiz stanów pozaprojektowej pracy turbiny. Na podstawie walidacji i kalibracji modelu na przykładzie rzeczywistym możliwe było przeprowadzenie dalszych analiz a ich wyniki uznawać można za wiarygodne.

Wykonanie obliczeń sprawdzających dostarczyło również informacji odnośnie możliwości wystąpienia awarii na stopniu promieniowo – osiowym podczas normalnej pracy turbiny. Ten aspekt jest kluczowy w obliczu chęci wprowadzenia pozaprojektowych zmian w jednostce.

4.1. Geometria poddana analizie

Analizowana geometria obejmuje wycinek kadłuba wewnętrznego wraz z pojedynczą łopatką promieniową oraz otaczającą domeną płynu. Zastosowanie wycinka zamiast pełnej geometrii wirnika wynika z chęci ograniczenia kosztów obliczeniowych przy jednoczesnym zachowaniu reprezentatywności modelu. Wybór fragmentu turbiny pozwala na zmniejszenie liczby elementów siatki, co skraca czas obliczeń, a jednocześnie zapewnia wystarczającą dokładność wyników dla oceny wpływu parametrów siatki na przebieg symulacji.

W badaniach skoncentrowano się na analizie części wysokoprężnej turbiny (WP), a nie średnioprężnej (SP). Decyzja ta wynika z faktu, że turbiny średnioprężne były już szeroko analizowane, m.in. przez firmę Siemens [39,112], natomiast brak jest wystarczających opracowań dotyczących wpływu geometrii kadłuba wewnętrznego i łopatk promieniowej w części wysokoprężnej. W związku z tym, niniejsza analiza ma na celu uzupełnienie tej luki badawczej.

Na podstawie dostępnej literatury wykonano trójwymiarowy model ciała stałego, na który składa się:

- część korpusu wewnętrznego WP turbiny,

- jedna łopatką promieniową,
- domena płynu.

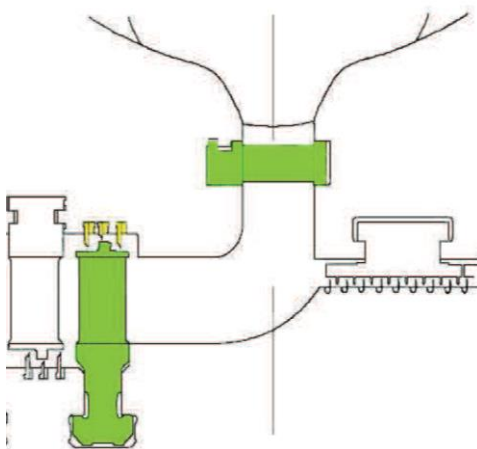
Korpus wewnętrzny części WP rozpatrywany w analizie stanowi pełną bryłę z wrębami pod łopatkę promieniową, 1 łopatkę kierowniczą oraz uszczelnienie wału. Na podstawie odpowiednich wymiarów średnicy wału i danych literaturowych [113] oszacowano ilość łopatek stacjonarnych stopnia promieniowo – osiowego na 66. Na tej podstawie posłużono się wycinkiem 1/66 korpusu wewnętrznego.

W przypadku łopatki, z/w na brak rzeczywistej geometrii, odwzorowano ją na podstawie rysunków z publikacji [67] oraz patentu [66], w którym oprócz kształtu „stopki” i „bandaży” łopatki występuje również kształt profilu pióra łopatki. Samo odwzorowanie nie jest kopią geometrii rzeczywistej. Autor świadomie dopuszcza wymiary mogące się różnić w stosunku do rysunków patentowych i rzeczywistej geometrii.

Ilość łopatek w wieńcu została wyznaczona na podstawie średnicy wału, która była głównym wymiarem odniesienia. Informacje nt. średnicy wału uzyskano z pracy [34]. W kolejnym etapie dopasowano do wirnika kadłub wraz z wrębami pod stopień promieniowy, co posłużyło za wyznaczenie średnicy osadzenia palisady promieniowej. Posiadając kształt stopki, podzielono palisadę na równe części.

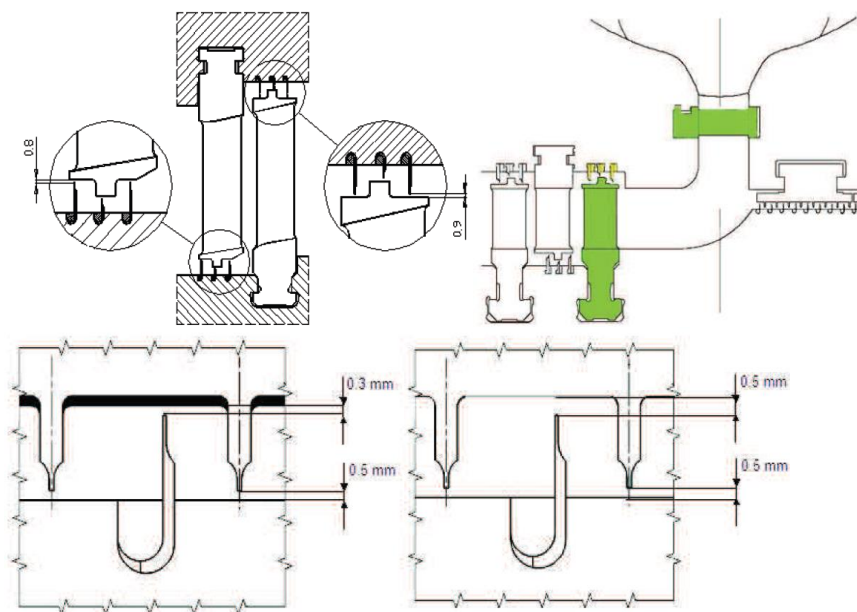
Dodatkowo samo mocowanie łopatki we wrębach w kadłubie wewnętrznym nieznacznie odbiega od rzeczywistego przypadku. Powołując się na [67], widać, że łopatką mocowaną jest bez widocznego luzu osiowego dla najdalszego ząbka stopki łopatki występuje zaś duży luz osiowy od strony bandażowej. Dodatkowo wartości luzów nie zostały podane w literaturze z tego względu autor rozprawy wyznaczył wartości luzów zarówno osiowych jak i promieniowych na podstawie odwzorowania rzutów geometrii z dostępnymi wartościami luzów w programie graficznym. Luz obwodowy z/w na analizę jednej łopatki został pominięty.

Na bazie dostępnych opracowań, publikacji i patentów (przytoczonych w poprzednich rozdziałach), odwzorowano łopatkę promieniową stopnia promieniowo – osiowego oraz geometrię kadłuba wewnętrznego. Widok na osadzenie łopatki promieniowej w kadłubie wewnętrznym widnieje na Rys. 41.



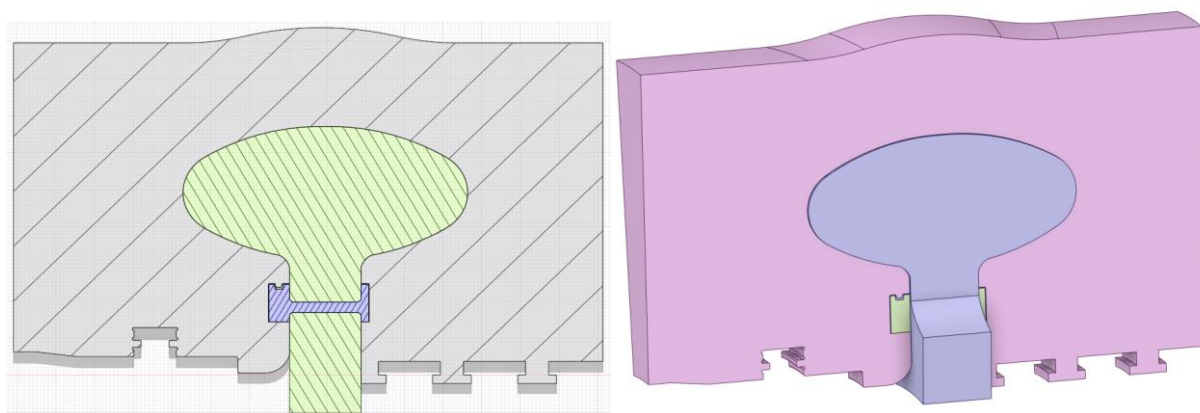
Rys. 41. Widok na osadzenie łopatki promieniowej i wirnikowej stopnia promieniowo – osiowego w kadłubie wewnętrznym w Elektrowni Bełchatów

Ze względu na brak informacji odnośnie luzów zastosowanych pomiędzy łopatką promieniową a wrębem w kadłubie wewnętrznym, przyjęto wartości odniesione z Rys. 42.

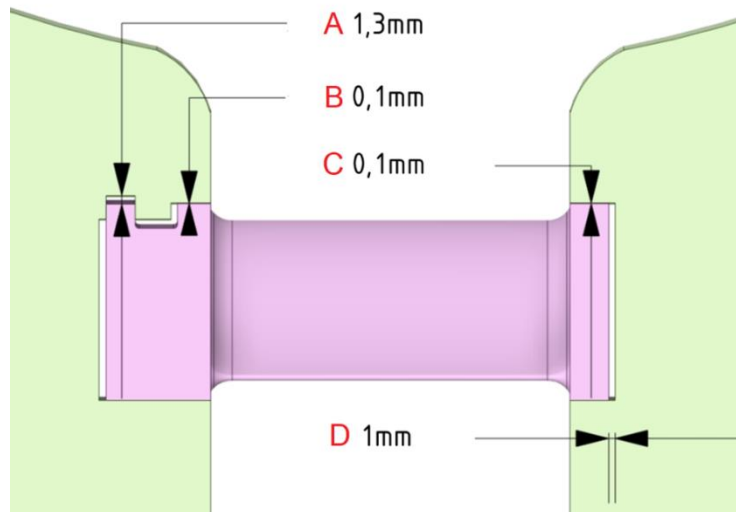


Rys. 42. Wartości luzów pomiędzy uszczelnieniami a korpusem wewnętrznym i wałem dla turbiny 18K390 [67]

Na podstawie szkiców wykonano geometrię ciała stałego i płynu. Graficzne przedstawienie domeny ciała stałego i płynu widnieje na Rys. 43.



Rys. 43. Widok na trójwymiarową domenę płynu i ciała stałego wykonaną na potrzeby walidacji modelu Thermal – FSI



Rys. 44. Dobór luzów konstrukcyjnych na podstawie odwzorowania grafiki z Rys. 42

W przypadku luzu pomiędzy zębkiem mocowania stopki łopatkki u podstawy a wrębem w kadłubie wewnętrznym jego wartość wynosi 0 – geometrie się ze sobą stykają, jest to świadomy zabieg wykonany w związku z kilkoma aspektami:

- informacją od inżyniera ruchowego z Elektrowni w której występują turbiny ze stopniem promieniowo – osiowym odnośnie luzów stosowanych przy tej konstrukcji,
- odwzorowaniem geometrii z rysunków dostępnych w literaturze, gdzie można zauważyć, że luz występujący w tym miejscu jest pomijalnie mały.
- dopasowaniem się mocowania stopki do wrębu w kadłubie wewnętrznym po pewnym czasie eksploatacji.

Chcąc określić najbardziej zbliżone do rzeczywistości warunki przepływowe dla jednej łopatki, domena płynu obejmuje część łopatki poprzedzającej i część łopatki występującej po analizowanej. Patrząc pod kątem napływu pary na łopatkę promieniową zaproponowana geometria uwzględnia wpływ okolicznych zmian przepływu spowodowany sąsiednimi łopatkami.

4.2. Dyskretyzacja

Domena płynu i ciała stałego do analizy CFD jest dyskretyzowana przy użyciu siatki wielościennej. Zastosowano automatyczną adaptację warstwy granicznej. Całkowita liczba elementów wynosi 2 mil-liony, co pokazano na rysunku 8. Warstwy graniczne są konstruowane za pomocą opcji płynnego przejścia w ANSYS Meshing, z trzema liczbami warstw, współczynnikiem przejścia 0,272 i szybkością wzrostu 1,2.

Aby zdyskretyzować domenę płynu w programie Fluent, przestrzeń obliczeniowa jest dzielona na małe, dyskretne elementy geometryczne, które tworzą siatkę. Siatka ta służy jako podstawa do rozwiązywania równań opisujących przepływ płynu w analizowanej przestrzeni, przy użyciu metod numerycznych, takich jak metoda objętości skończonych (FVM). Każdy element siatki odpowiada małemu fragmentowi domeny obliczeniowej, a równania przepływu są rozwiązywane indywidualnie dla każdego elementu, co pozwala na obliczenie rozkładów wartości, takich jak prędkość, ciśnienie, temperatura i inne parametry, w całej przestrzeni.

Siatka wielościenna z warstwą graniczną jest wybierana do rozwiązania problemu przepływu w analizowanej domenie. Siatki wielościenne są uważane za bardzo korzystne w symulacjach przepływu płynów, ponieważ łączą zalety siatek sześciościennych i czworościennych, jednocześnie minimalizując ich wady. Dzięki większej liczbie ścian na element, siatki wielościenne lepiej nadają się do wychwytywania gradientów w zmiennych przepływu, co skutkuje zwiększoną dokładnością obliczeniową.

Dodatkowo, w porównaniu do siatek czworościennych, siatki wielościenne wymagają mniejszej liczby elementów, co pozwala na szybsze obliczenia przy niższym zapotrzebowaniu na zasoby obliczeniowe przy zachowaniu wysokiej jakości wyników. Siatki wielościenne wykazują również lepszą zbieżność rozwiązania i bardziej równomierny rozkład elementów w przestrzeni obliczeniowej, co czyni je preferowanym wyborem do zaawansowanych symulacji przepływu płynów.

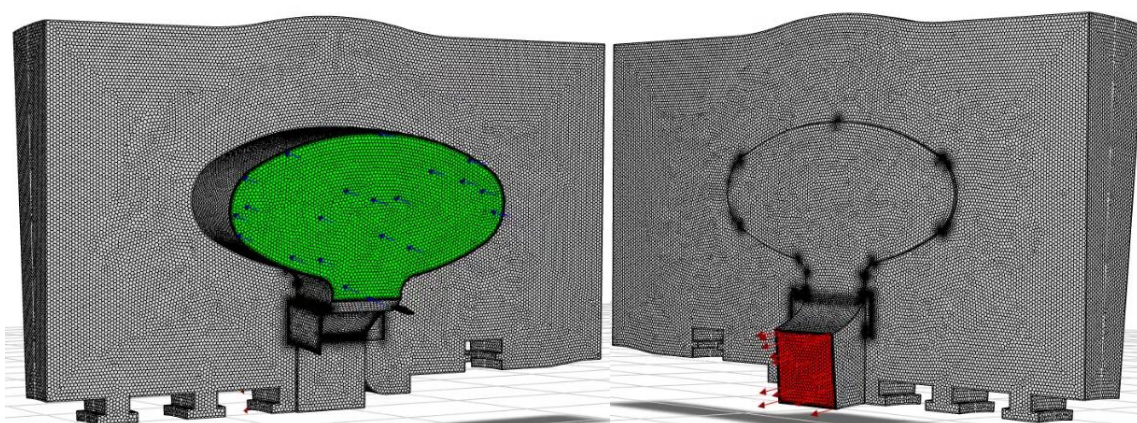
Zalety siatek wielościennych i ich zastosowania, wraz z obliczeniami wykonanymi przy użyciu siatek wielościennych, zostały szeroko opisane w badaniach [48-51]. Siatki te znane są z doskonałej dokładności numerycznej, zmniejszonej liczby komórek w porównaniu do siatek czworościennych i lepszych współczynników zbieżności w symulacjach obliczeniowej mechaniki płynów (CFD). Siatki wielościenne zapewniają zrównoważone połączenie elastyczności geometrii i wydajności obliczeniowej, co czyni je doskonałym wyborem do złożonych symulacji, zwłaszcza Thermal-FSI.

4.3. Badanie niezależności siatki

Badanie niezależności siatki jest kluczowym etapem analizy numerycznej, mającym na celu weryfikację wpływu zagęszczenia siatki obliczeniowej na uzyskiwane wyniki symulacji. Odpowiednio dobrana siatka pozwala na uzyskanie dokładnych wyników przy minimalnym nakładzie obliczeniowym, co jest istotne zarówno z punktu widzenia dokładności, jak i efektywności obliczeń.

W niniejszym rozdziale przeprowadzono analizę niezależności siatki dla geometrii kadłuba wewnętrznego z łopatką promieniową oraz otaczającą ją domeną płynu. Celem badania było określenie, przy jakiej gęstości siatki wyniki symulacji stabilizują się, co pozwala na wybór optymalnego modelu siatkowania do dalszych analiz.

Docelowa siatka do analizy Thermal-FSI przedstawiona została na Rys. 45.

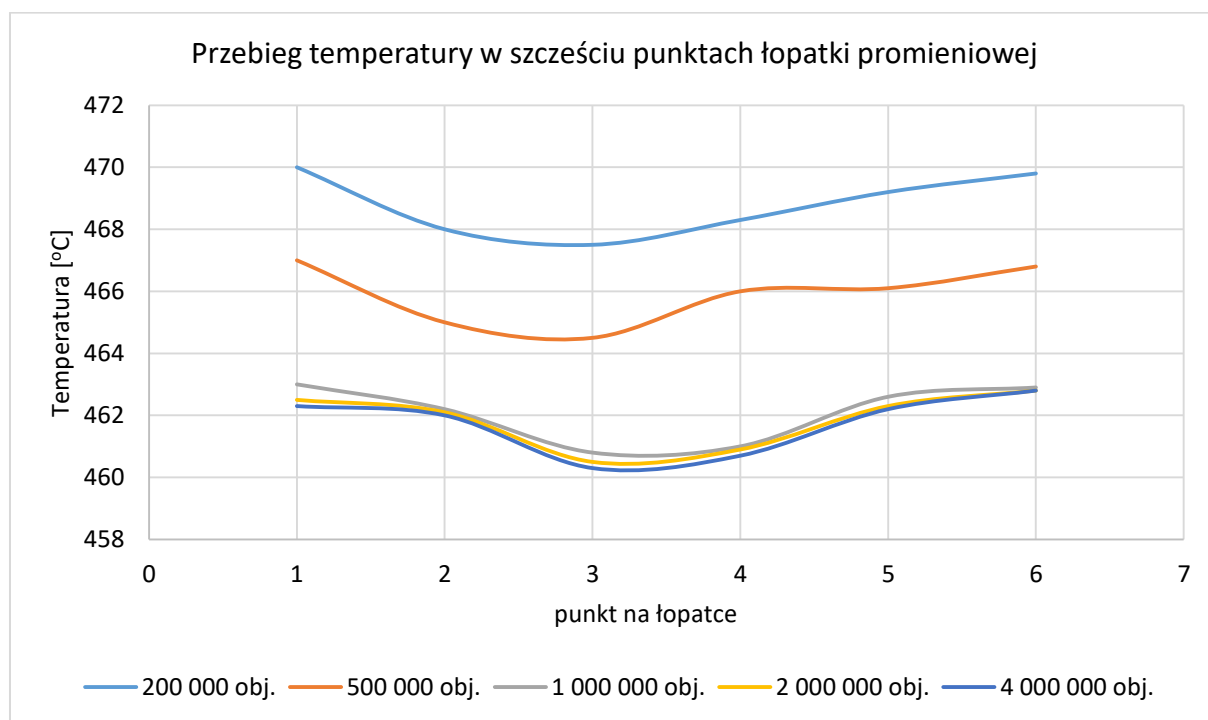


Rys. 45. Zdyskretyzowana geometria ciała stałego i płynu dla analizy CFD. Wlot oznaczony kolorem zielonym, wylot kolorem czerwonym.

Badanie niezależności siatki zostało przeprowadzone przy użyciu czterech siatek z 4 milionami, 2 milionami, 1 milionem, 0,5 miliona i 0,2 miliona objętości. W każdym przypadku

zastosowano warstwę przyścienną. Wyniki dla ilości objętości 1,2 i 4 milionów nie wykazały znaczących zmian poza dlatego wybrano siatkę z liczbą objętości 2mln jako optymalna do dalszej analizy, ze względu na równowagę między dokładnością a wydajnością obliczeniową. Niezależność siatki opierała się na rozkładzie temperatury w przekroju środkowym łopatkę w stanie stacjonarnym. Temperatura została odczytywana na sześciu punktach. Wyniki zaprezentowano na Rys. 46.

Do analizy CSD wykorzystano siatkę o elementach sześciennych w ilości 400 000 elementów.

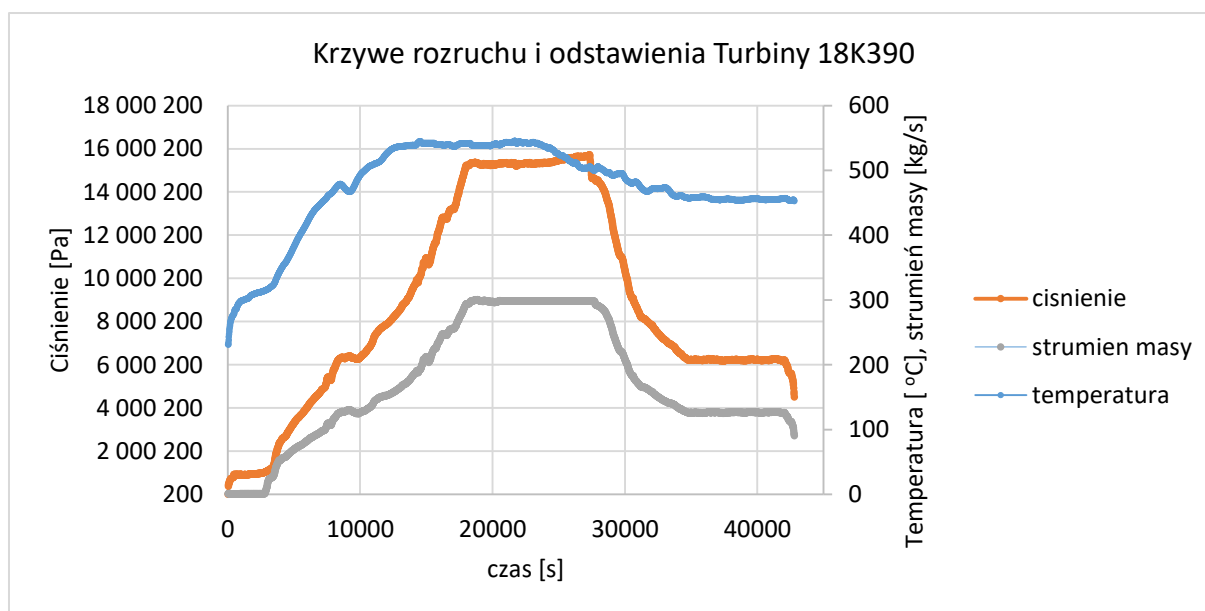


Rys. 46. Przebiegi temperatury wzdłuż przekroju łopatkę dla różnych wartości ilości objętości skończonych

4.4. Warunki brzegowe do analizy CFD

Na podstawie przebiegu temperatury podczas rozruchu [34] wykonano cykl obciążenia termicznego zaprezentowany na Rys. 47. Temperatura zadana została jako temperatura wlotowa do części analizowanej geometrii. Do badań parametrycznych pominięto fakt powolnego prowadzenia rozruchu do temperatury ok 250°C i chłodzenia powietrzem od 300°C. Jako temperaturę początkowo ustalono wartość 250 °C jednorodną w całej geometrii.

Płaszczyzna wlotowa i wylotowa przedstawiona została na Rys. 45.



Rys. 47. Krzywa rozruchu i odstawienia analizowanej jednostki

Ze względu na brak informacji literaturowych odnośnie warunków wylotowych z geometrii, ustalono je na podstawie zgodności masy przepływającej przez analizowany wycinek kanału przepływowego. Znajomość strumienia masy zmiennego w czasie posłużyła do zdefiniowania różnicy ciśnień pomiędzy wlotem a wylotem z geometrii. Mając do dyspozycji temperaturę, oraz ciśnienie na wlocie zdefiniowano ciśnienie wylotowe z geometrii, przy którym strumień masy zgadzał się z rzeczywistym przepływem.

W przypadku analizy CFD jako krok czasowy symulacji zadano 5 sekund. W takim przypadku dla analizy rozruchu otrzymano :

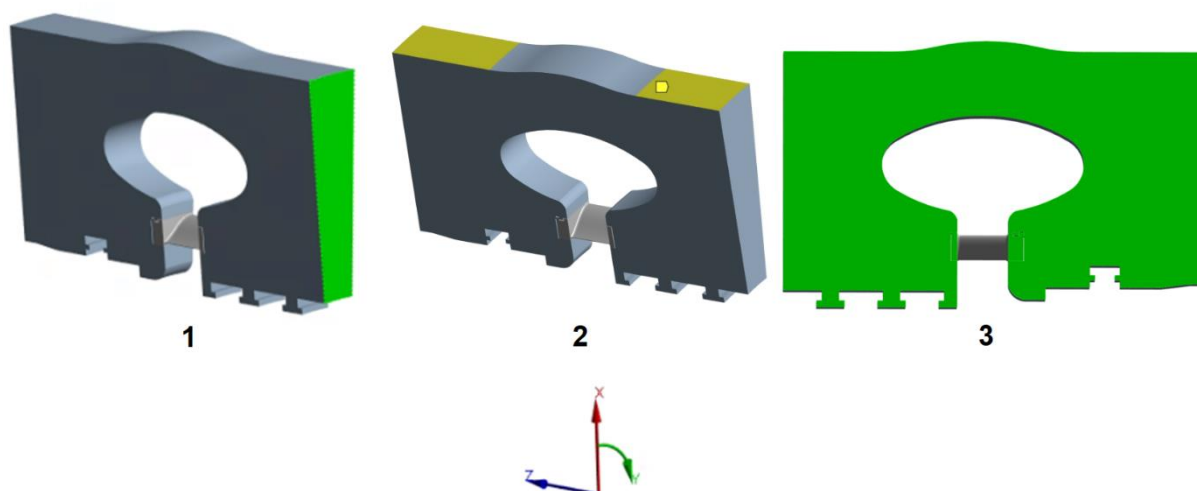
- rozruch 44 000s: 8 800 kroków czasowych.

Dla każdego kroku czasowego zastosowano 25 iteracji. W trakcie analizy uzyskano residua na poziomie 10^{-5} .

4.5. Warunki brzegowe do analizy CSD

Utwierdzenie łopatk w kadłubie oraz utwierdzenie kadłuba zostało zaprezentowane na Rys. 48. Wszystkie kontakty łopatk promieniowej z kadłubem wewnętrznym zadano jako tarcie.

Obudowa zewnętrzna i obudowy dławnic są wykonane ze staliwa typu Stg30T. Obudowa zewnętrzna ma poziomy kołnierz łączący, dzielący obudowę na dwie połowy, utrzymywane razem za pomocą hydraulicznie dokręcanych śrub płaszczyzny połączenia. Dodatkowo występują pierścienie dociskowe, których wpływ uwzględniono blokując geometrię w kierunku promieniowym – żółte powierzchnie na Rys. 48.



Rys. 48. Utwierdzenie geometrii do analizy CSD. 1 – odebranie punktu swobody w kierunku osi OZ, 2 – odebranie punktu swobody w kierunku osi OX, 3 – odebranie punktu swobody w kierunku osi OY.

Na podstawie danych literaturowych ustalono nazwy materiałów zastosowanych w analizowanym przypadku. Kadłub wewnętrzny to odlew z wysokostopowego staliwa martenzytycznego Stg9T. Łopátka promieniowa wykonana jest ze staliwa St12T [67]. Z powodu trudności ze zdobyciem zadowalających danych na temat stali Stg9T autor wykorzystał w analizach staliwo martenzytyczne Stg10T, które również wykorzystywane jest jako materiał kadłubów wewnętrznych turbin dużych mocy a jej własności są porównywalne ze staliwem Stg9T. W porównaniu ze staliwem Stg9T staliwo Stg10T cechuje się przede wszystkim wyższą wartością granicy wytrzymałości na rozciąganie i granicy plastyczności [114].

Materiały z których został wykonany kadłub wewnętrzny i łopátka przedstawia Tabela 2. Parametry stali St12T oraz Stg10T przedstawia odpowiednio Tabela 6 -

Tabela 9 w załączniku 1.

Tabela 2. Materiały łopátki promieniowej i kadłuba wewnętrznego [67,105,115,116]

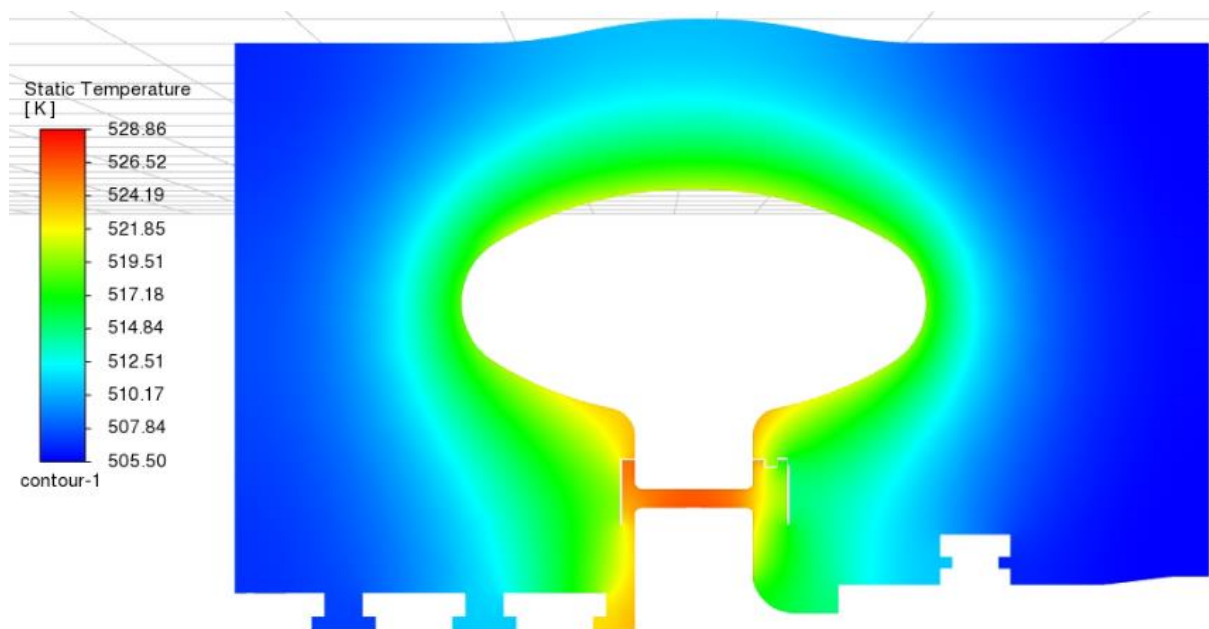
Domena	Materiał
Kadłub wewnętrzny	Stg10T
Łopátka kierownicy	St12T

4.6. Wyniki CFD

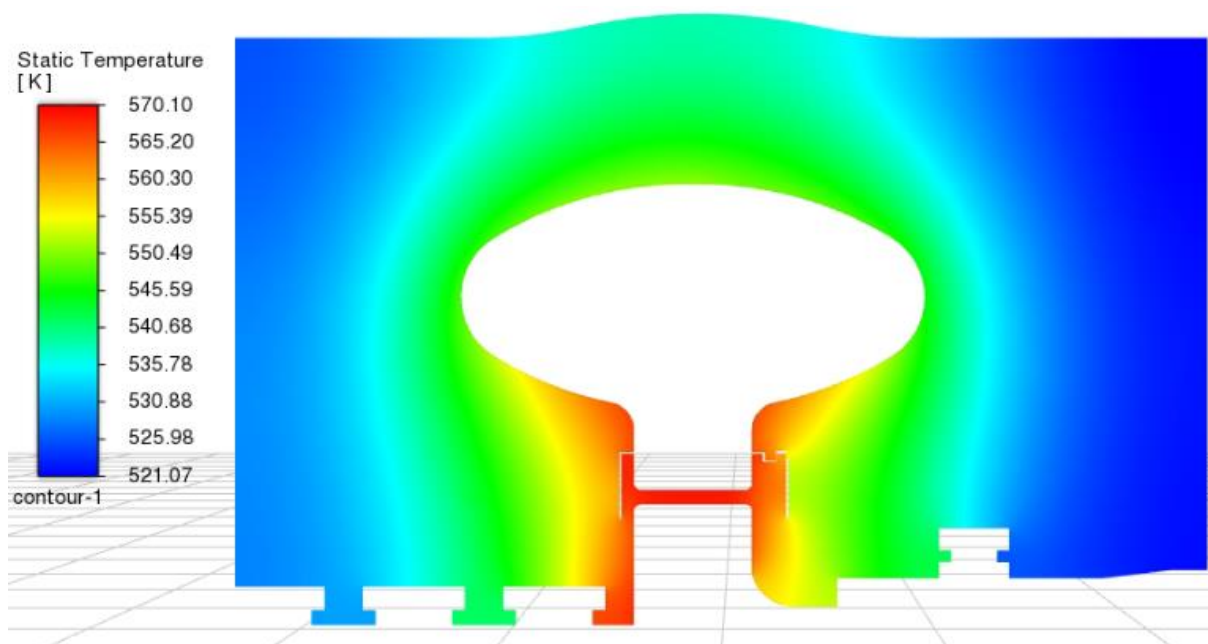
W ramach przeprowadzonej analizy numerycznej głównym celem symulacji CFD było uzyskanie rozkładu temperatury w ciele stałym, który następnie został zaimportowany do solvera odpowiedzialnego za obliczenia wytrzymałościowe. Skupiono się zatem na wymianie ciepła między płynem a konstrukcją, przy czym wyniki przepływu nie były przedmiotem szczegółowej analizy, a jedynie narzędziem umożliwiającym określenie warunków termicznych.

Ze względu na charakter badań, wyniki przedstawione w niniejszym rozdziale ograniczają się do wizualizacji pól temperatury w kilku wybranych krokach czasowych. Pozwala to na obserwację dynamiki nagrzewania oraz ewentualnych różnic w rozkładzie temperatury w kluczowych obszarach konstrukcji. Takie podejście umożliwia kompleksową analizę wpływu warunków termicznych na dalsze etapy obliczeń w solverze ciała stałego, stanowiąc fundament dla oceny wytrzymałościowej analizowanej geometrii.

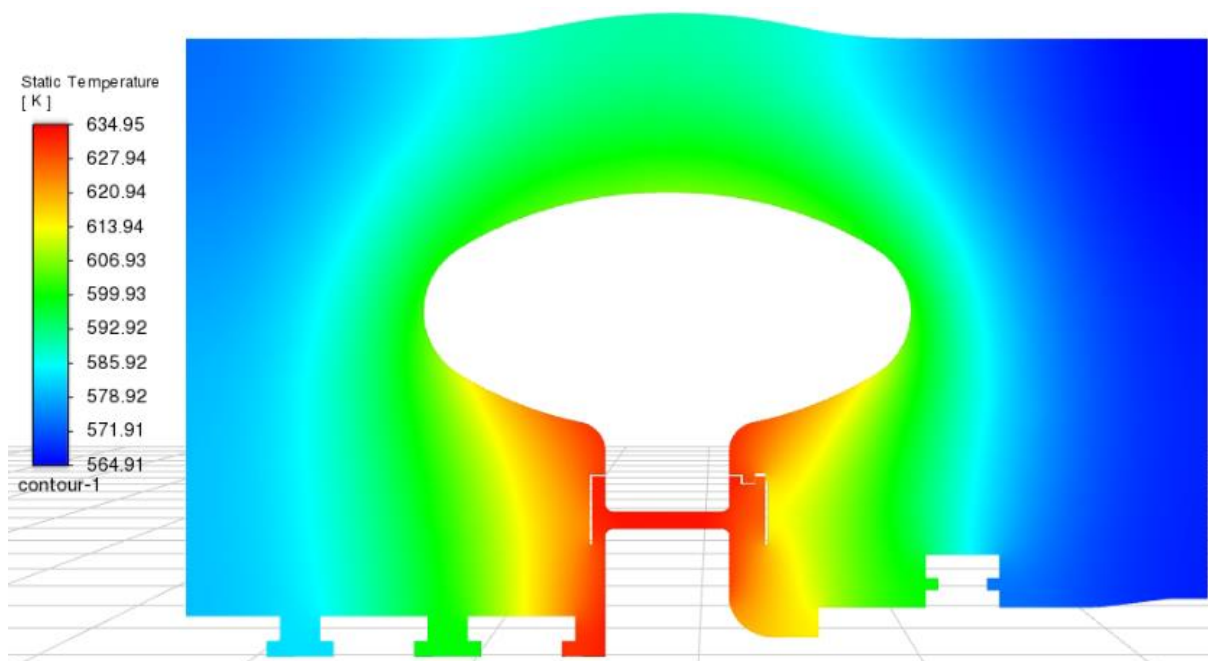
Wyniki analizy CFD przedstawiono na Rys. 49 - Rys. 55.



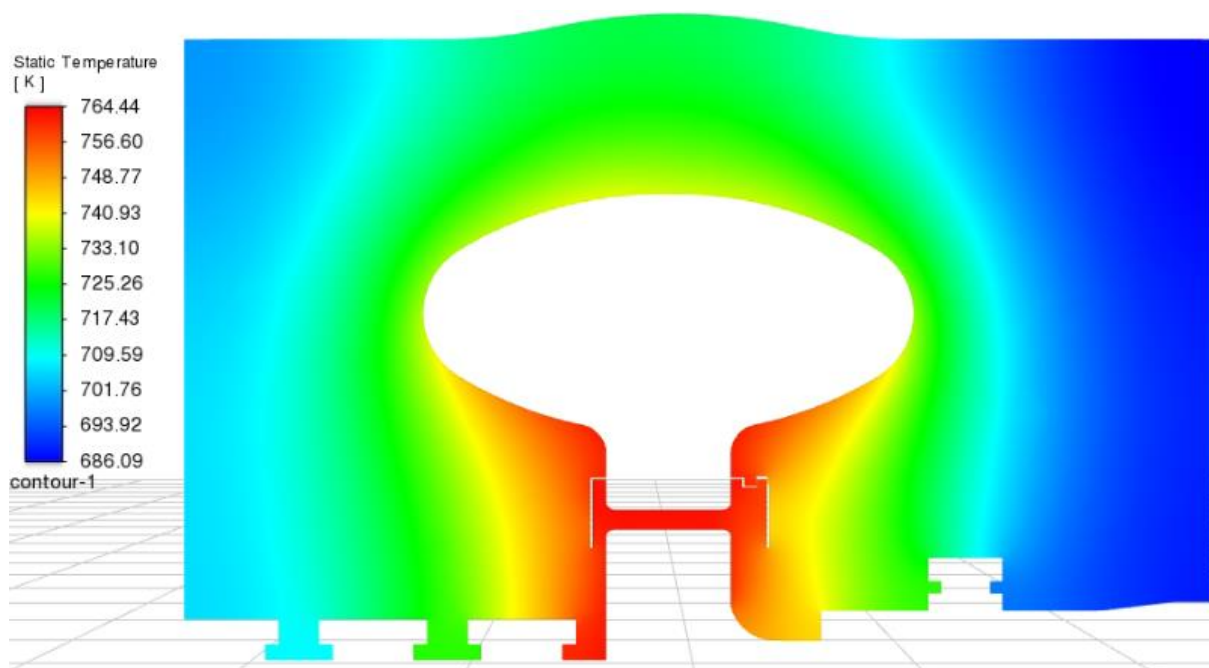
Rys. 49. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 1500s obciążenia cieplnego



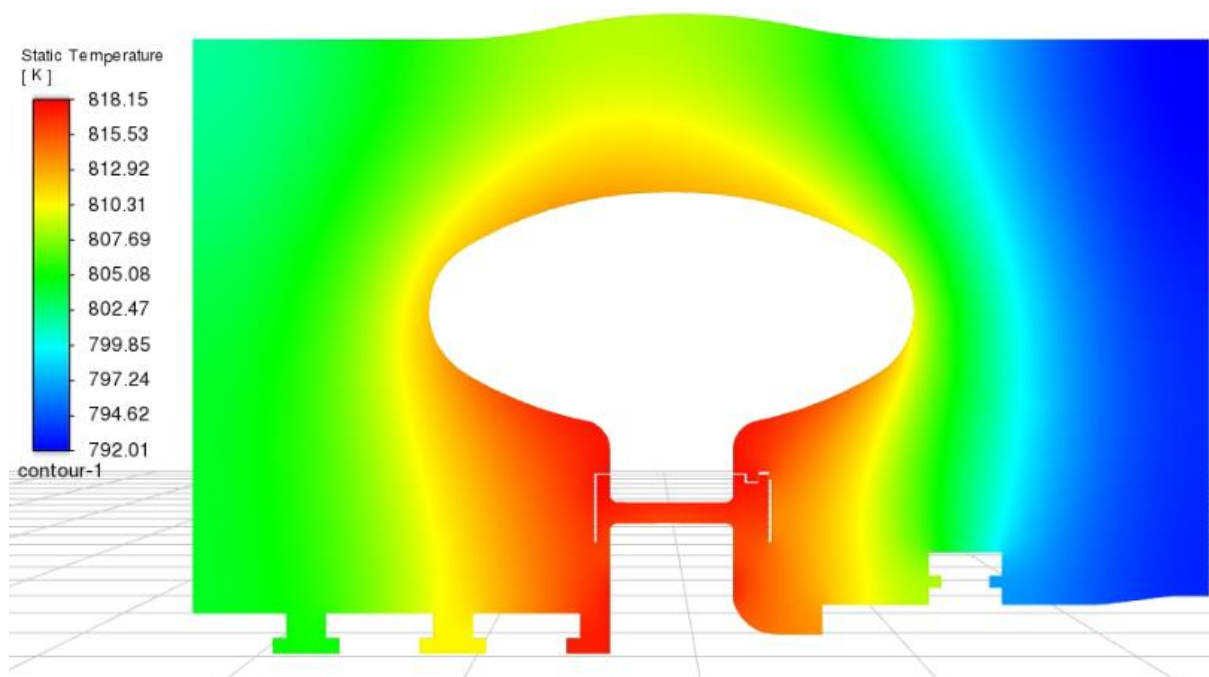
Rys. 50. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 4500s obciążenia cieplnego



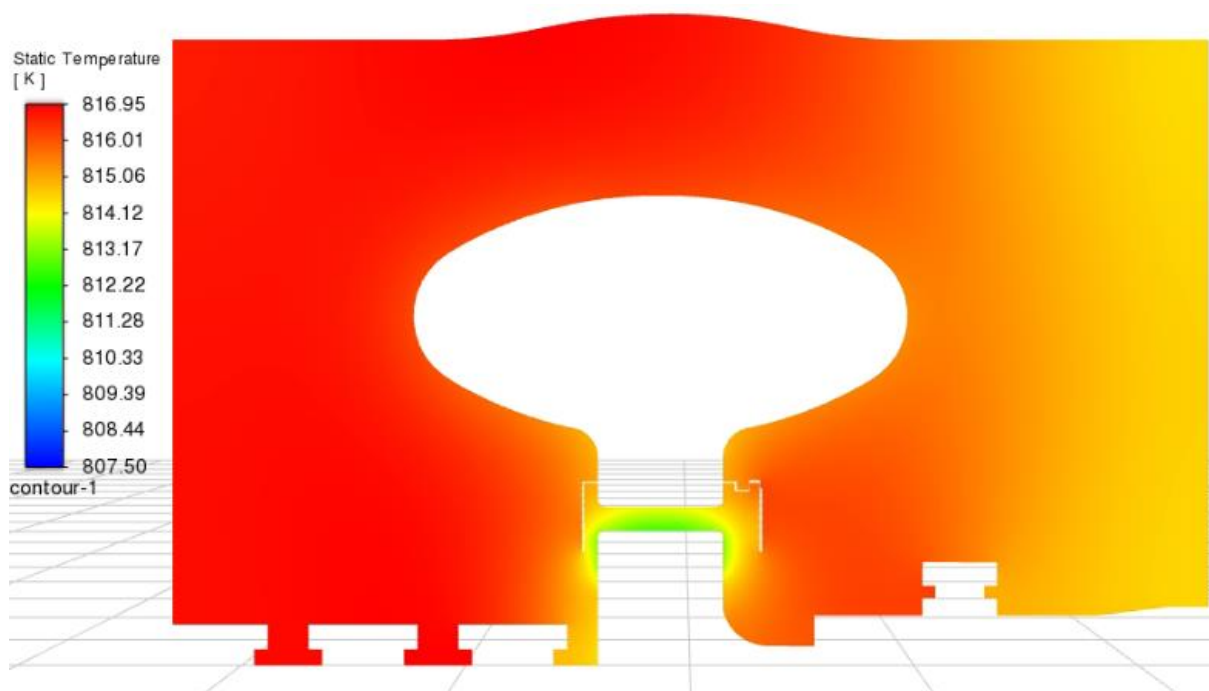
Rys. 51. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 9000s obciążenia cieplnego



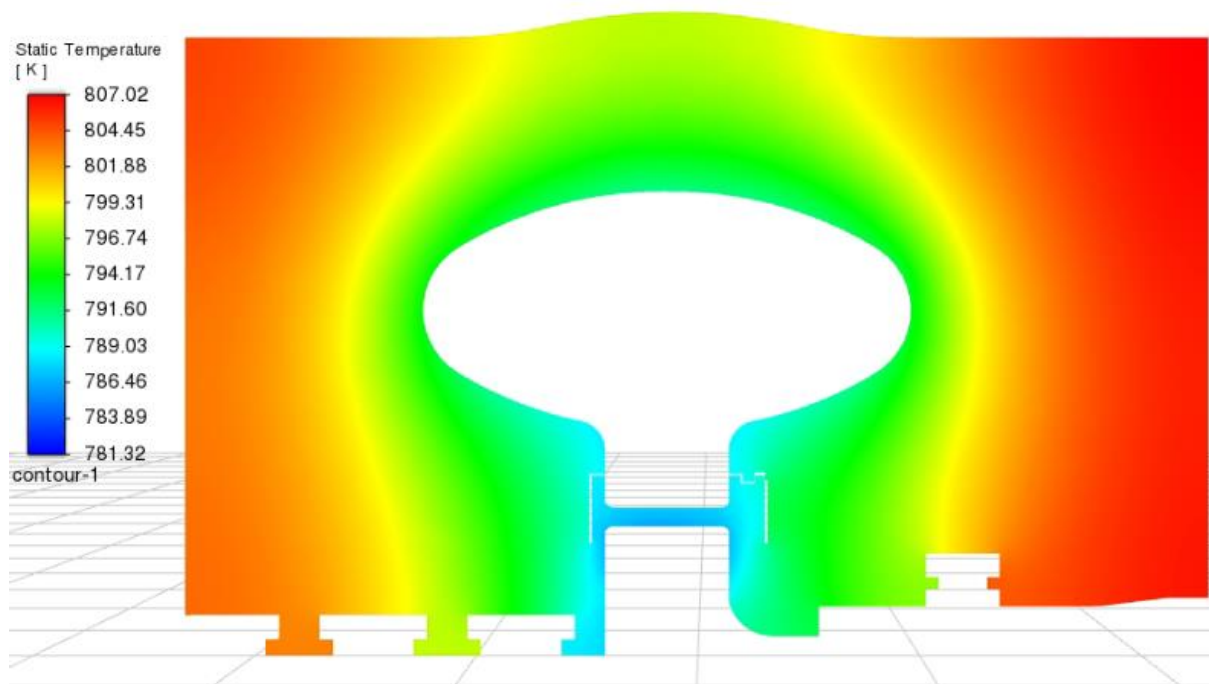
Rys. 52. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 18000 s obciążenia cieplnego



Rys. 53. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 27000s obciążenia cieplnego



Rys. 54. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 36000s obciążenia cieplnego



Rys. 55. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 44000 s obciążenia cieplnego

Na początkowych etapach obciążenia cieplnego, przedstawionych na Rys. 49 (1500 s), widać wyraźne gradienty temperatury w obszarze styku łopatki i kadłuba. Wysoka różnica temperatur między tymi elementami sugeruje intensywną wymianę ciepła, przy czym kadłub pozostaje względnie chłodniejszy od łopatki. Na rysunkach Rys. 50 i Rys. 51, odpowiadających kolejnym przedziałom czasowym 4500 i 9000 sekund, zauważalne jest dalsze nagrzewanie elementów, jednak nadal dominują lokalne gradienty temperatury, szczególnie w obszarach styku i wewnętrznych warstwach kadłuba.

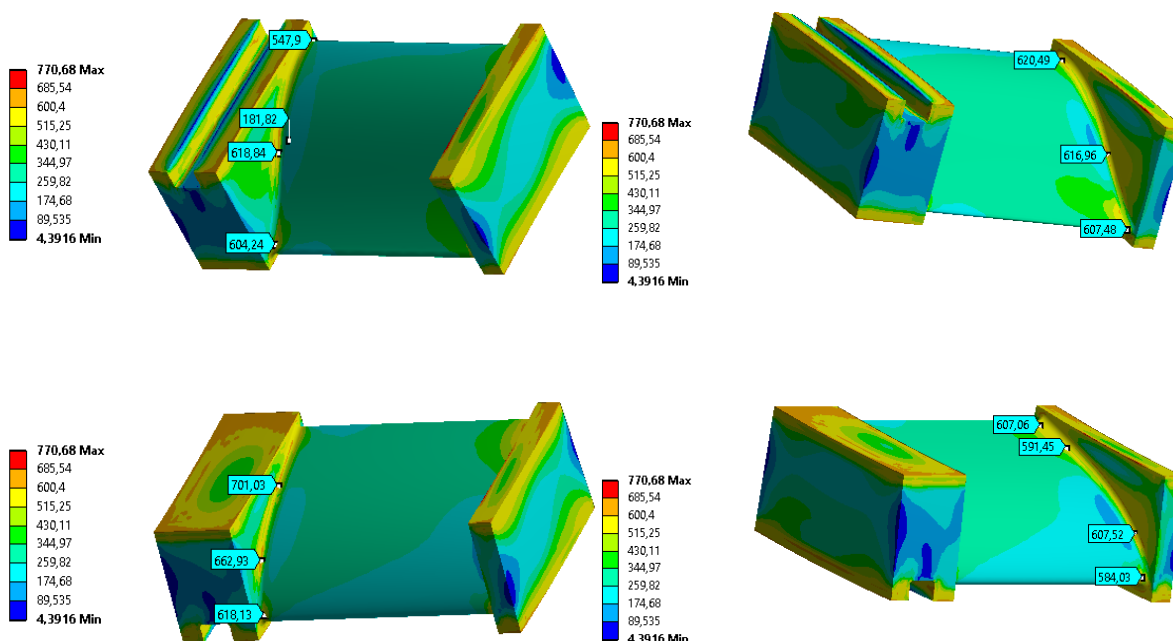
W miarę upływu czasu, co ilustrują Rys. 52 i Rys. 53 (18000 i 27000 s), następuje stopniowe wyrównywanie temperatury w układzie. Choć wciąż widoczne są różnice temperaturowe, szczególnie w obrębie materiałów o różnej przewodności cieplnej, widać, że ciepło rozprzestrzenia się bardziej równomiernie. W tych przedziałach czasowych można już przewidywać powstawanie naprężeń termicznych, które mogą mieć wpływ na trwałość konstrukcji.

Na Rys. 54 i Rys. 55, odpowiadających 36000 i 44000 sekund, system osiąga stan bliski równowagi termicznej. Gradienty temperatury są mniej wyraźne, a różnice między łopatką a kadłubem ulegają dalszemu zmniejszeniu. W tym stadium dominującym mechanizmem transportu ciepła staje się przewodzenie w obrębie materiałów, a wpływ konwekcji na powierzchniach jest już znacznie mniejszy w porównaniu z początkowymi etapami nagrzewania.

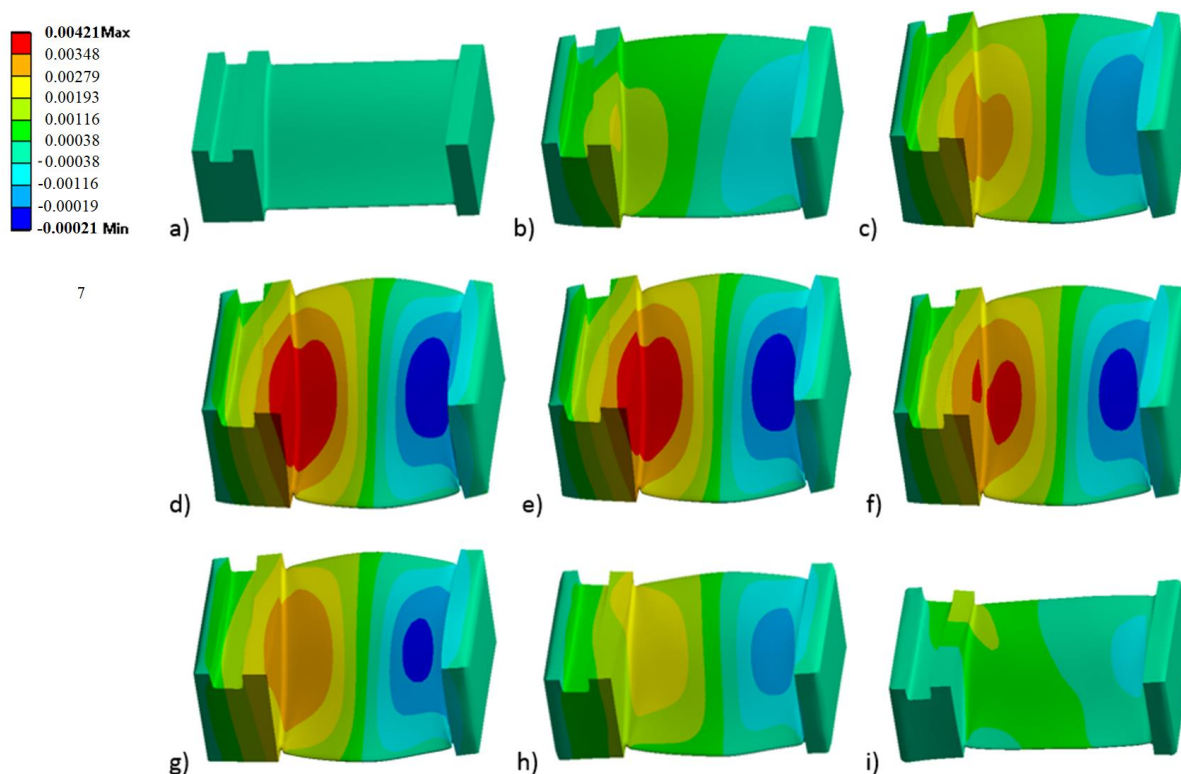
Podsumowując, analiza pokazuje dynamiczny rozwój pola temperatury w czasie, co ma istotne znaczenie dla oceny trwałości termicznej łopatki i kadłuba wewnętrznego turbiny parowej. Wyniki te pozwalają na dalsze badania naprężeń cieplnych oraz przewidywanie rozszerzalności termicznej, co jest kluczowe dla optymalizacji konstrukcji oraz jej wytrzymałości w warunkach eksploatacyjnych.

4.7. Wyniki CSD

Rozdział przedstawia wyniki analizy wytrzymałościowej łopatki promieniowej podczas cyklu rozruchu i odstawienia turbiny.



Rys. 56. Pola termicznych naprężeń zredukowanych σ_{HMH} po ok. 2 godz. od rozpoczęcia symulacji ($T_{par} = 450^{\circ}\text{C}$). Obserwuje się wysokie wartości naprężeń. Największe naprężenia pojawiają się w miejscach, gdzie pióro łopatki zbliża się do punktu zamocowania.



Rys. 57. Pola przemieszczeń osiowych u_a w zależności od czasu: a) po 0 godzin, b) po 0.5 godziny, c) po 1,5 godzinach, d) po 2 godzinach, e) po 3 godzinach, f) po 4,5 godzinach, g) po 9 godzinach, h) po 10.5 godzinach, i) po 12 godzinach. [mm]

Rys. 56 przedstawia rozkład naprężeń termicznych w obszarze stopki łopatk. Największe naprężenia pojawiają się w miejscach, gdzie pióro łopaty zbliża się do punktu zamocowania.

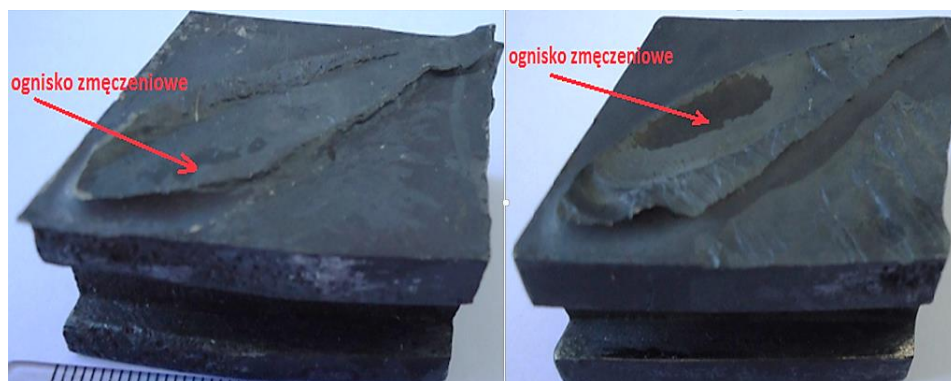
Rysunek 57 przedstawia pola osiowych przemieszczeń u_{au} badanego elementu w kolejnych odstępach czasu. Wartości przemieszczeń osiowych są przedstawione za pomocą skali barwnej od wartości minimalnej -0,082861 mm (kolor niebieski) do maksymalnej 0,13021 mm (kolor czerwony). Kolejne obrazy (a–i) przedstawiają zmiany stanu odkształcenia elementu w wyniku działania obciążeń w następujących momentach czasu:

- a) początkowy stan niezdeformowany po 0 godzinach,
- b) po 0,5 godziny,
- c) po 1,5 godzinach,
- d) po 2 godzinach – zauważalny wzrost deformacji,
- e) po 3 godzinach – maksymalne wartości przemieszczeń osiowych,
- f) po 4,5 godzinach,
- g) po 9 godzinach,
- h) po 10,5 godzinach – stopniowy powrót do stanu początkowego,
- i) po 12 godzinach – niemal całkowity powrót do stanu wyjściowego.

Na podstawie przedstawionych wyników można zauważyć cykliczny charakter przemieszczeń osiowych elementu w analizowanym okresie, świadczący o występowaniu cyklicznych lub przejściowych obciążeń termomechanicznych.

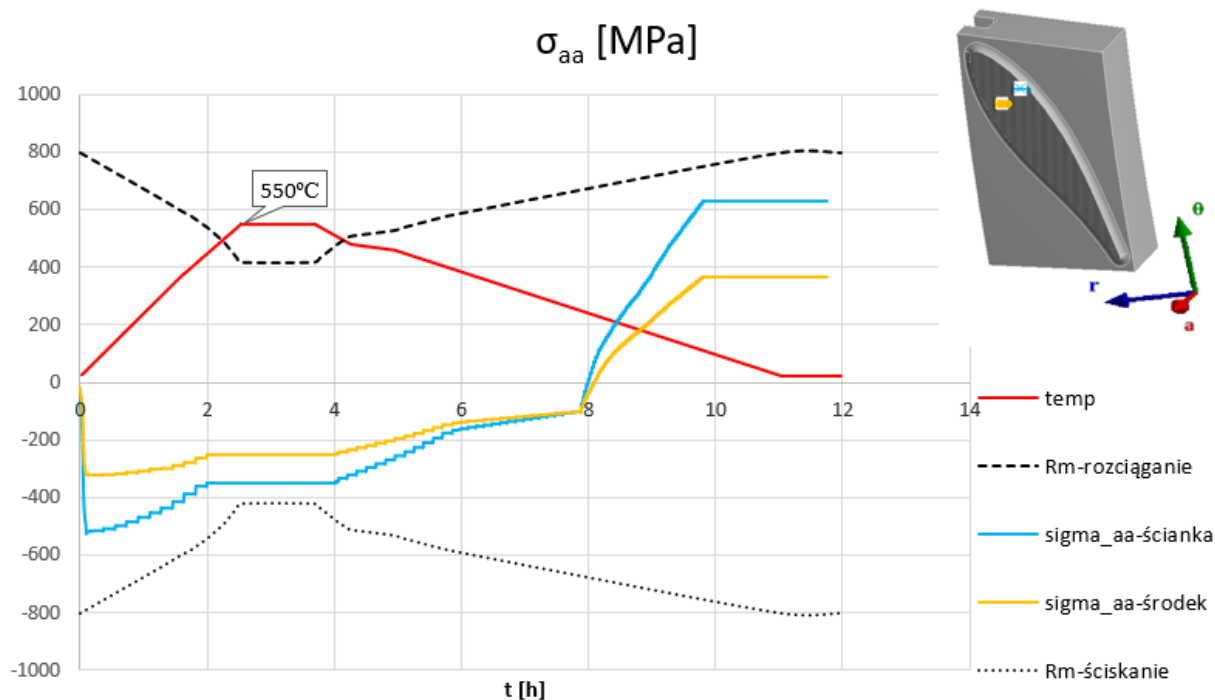
Te zjawiska mogą prowadzić do powstawania zmęczeniowych pęknięć w tym obszarze co zostało przedstawione na Rys. 58 , na którym widnieje łopátka promieniowa po awarii. Z tego też względu analizowano przebiegi naprężenia i przemieszczenia w dwóch punktach –

w punkcie gdzie zaobserwowano ognisko zmęczeniowe oraz na powierzchni pióra w tym samym przekroju.

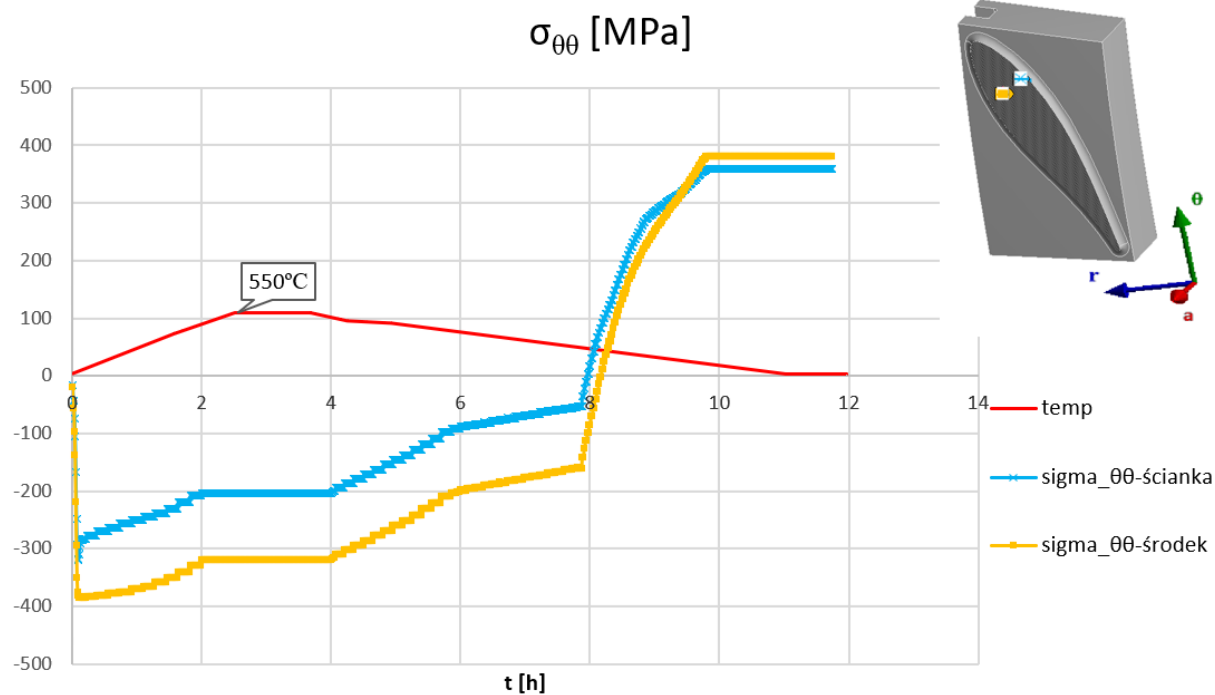


Rys. 58. Widok na ogniska zmęczeniowe w piórach łopatek promieniowych stopnia promieniowo – osiowego.

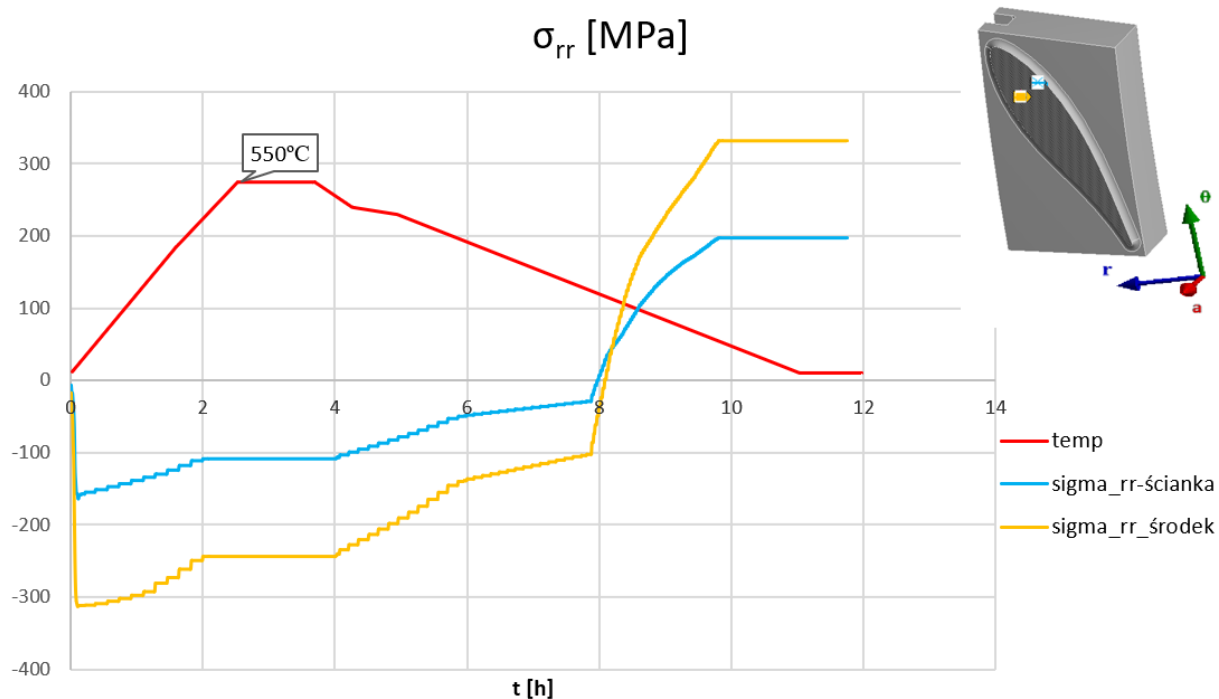
Wykresy na Rys. 59 – Rys. 64 prezentują zmiany naprężenia w różnych kierunkach (osiowe, promieniowe, obwodowe) oraz przemieszczenia w zależności od czasu. Wartości te są kluczowe dla zrozumienia zachowania się łopatki w trakcie cyklicznej zmiany obciążeń termicznych i mechanicznych. Szczególnie naprężenia osiowe i obwodowe wskazują na potencjalne miejsca pęknięć, które mogą pojawić się w wyniku zmęczenia materiału.



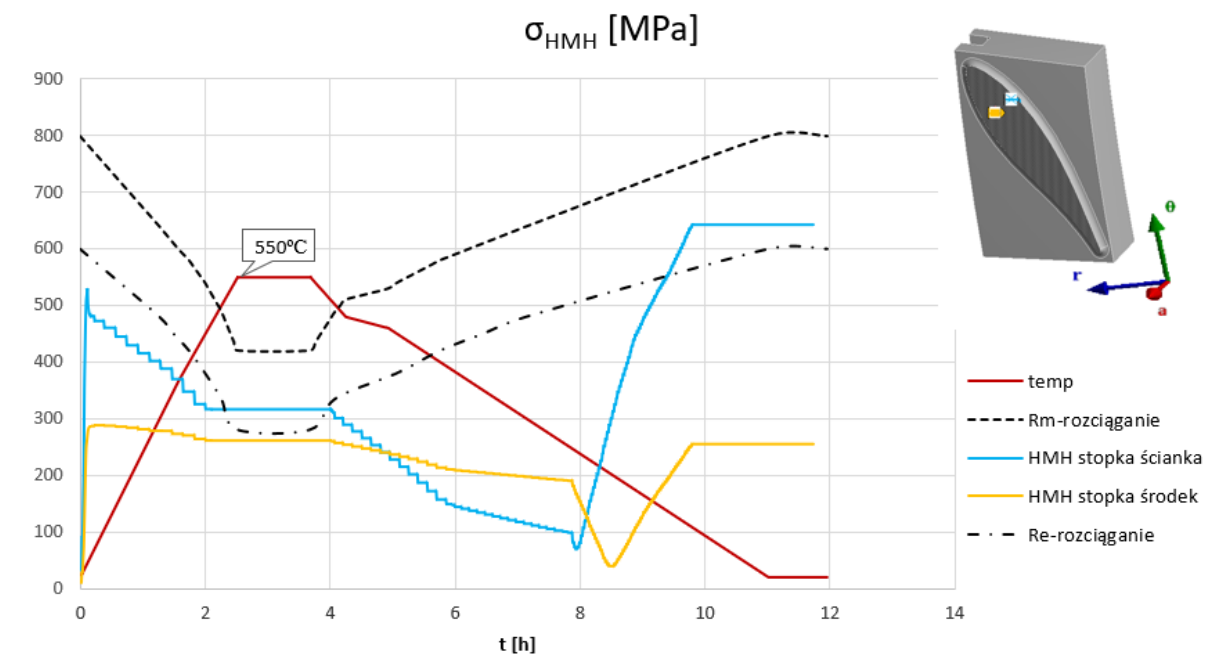
Rys. 59. Wykres naprężeń osiowych σ_{aa} w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.



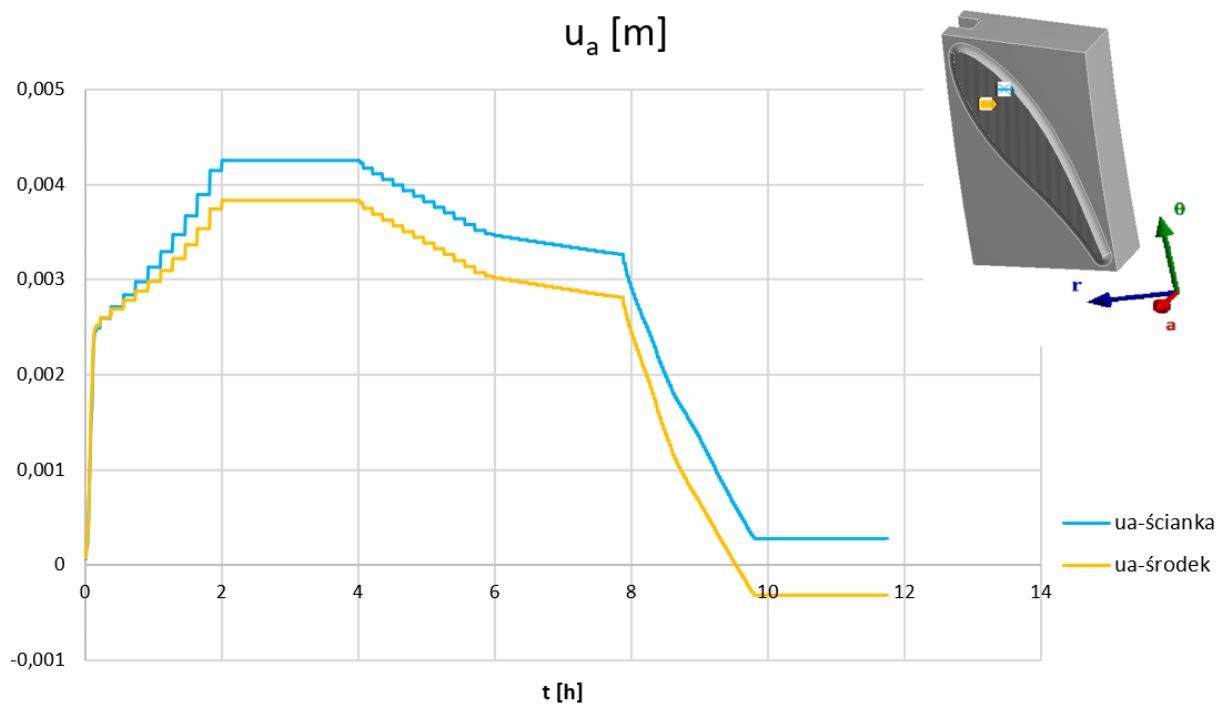
Rys. 60. Wykres naprężeń obwodowych $\sigma_{\theta\theta}$ w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatkki.



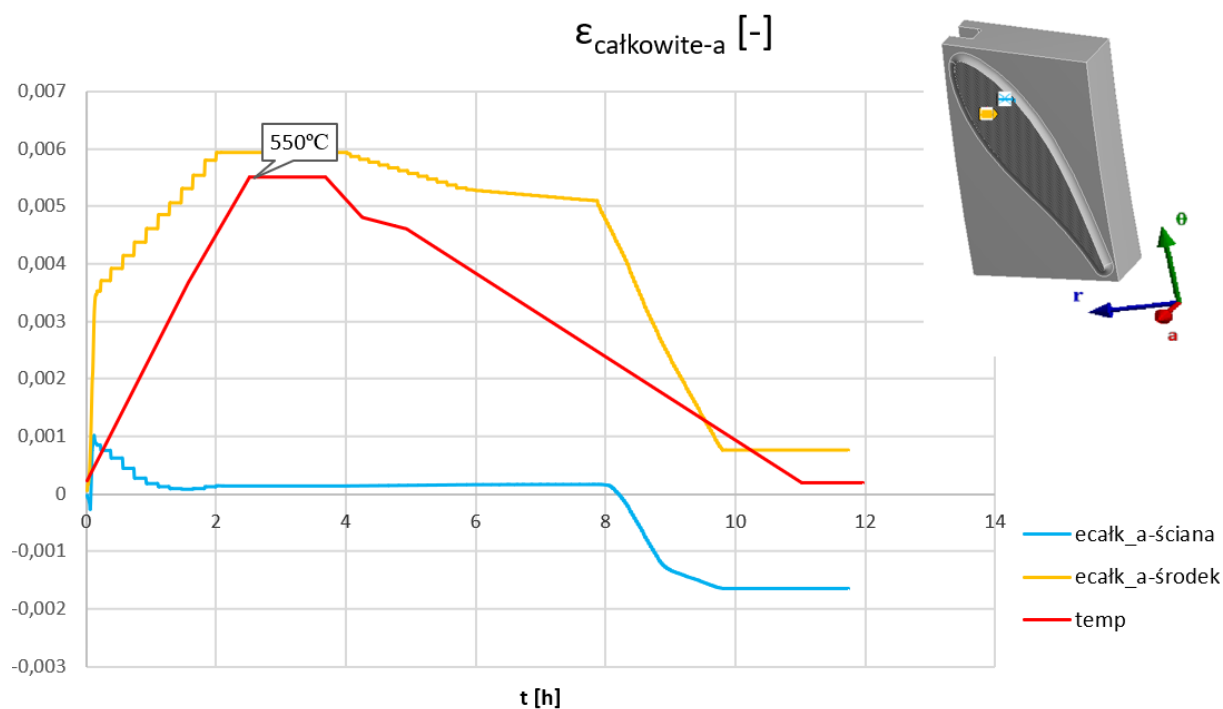
Rys. 61. Wykres naprężeń promieniowych σ_{rr} w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatkki.



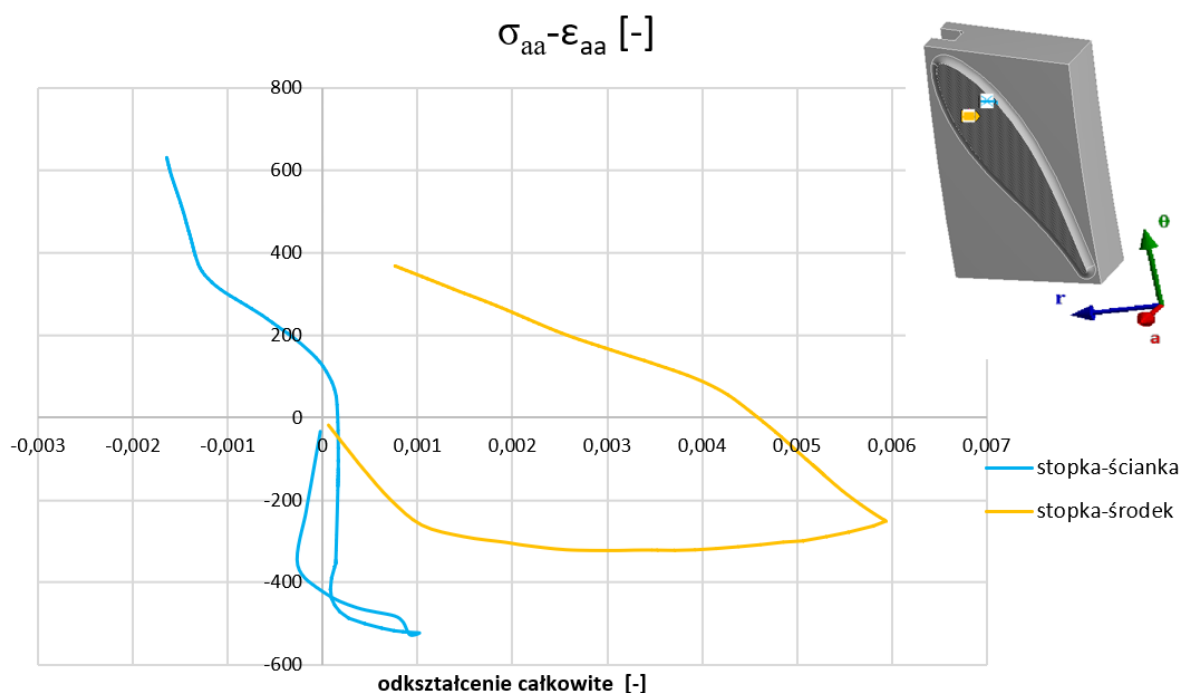
Rys. 62. Wykres naprężeń zredukowanych σ_{HMH} w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopaty.



Rys. 63. Wykres przemieszczeń osiowych u_a w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopaty.



Rys. 64. Wykres osiowych odkształceń całkowitych $\epsilon_{całkowite-a}$ w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopaty.



Rys. 65. Pętla naprężenie-odkształcenie po jednym cyklu obciążeń przy kasacji luzów promieniowych.

Wykres Rys. 65 przedstawia zjawisko cyklicznego obciążania i odkształcania materiału łopatek. Pętla naprężenie-odkształcenie wskazują na zmęczenie materiału, co jest kluczowym wskaźnikiem ryzyka awarii przy wielokrotnym rozruchu i odstawieniu turbiny.

Wyniki symulacji oraz analiz wykazują, że łoputki promieniowe stopnia promieniowo-osowego w turbinach narażone są na znaczne naprężenia termiczne, szczególnie w miejscach ich

zamocowania. Największe naprężenia zlokalizowane są w obszarze stopek łopatek, gdzie dochodzi do intensywnego nagrzewania się i chłodzenia materiału w wyniku cyklicznych operacji rozruchowych i odstawień turbiny. Obserwowane naprężenia mogą prowadzić do zmęczeniowych pęknięć materiału, co zostało potwierdzone na podstawie wykresów naprężeń zredukowanych i osiowych.

Analiza wykresów naprężeń zredukowanych Rys. 62 pokazuje, że wartości naprężeń w tym obszarze są na tyle wysokie, że mogą prowadzić do deformacji i uszkodzeń mechanicznych, szczególnie w dłuższym okresie eksploatacji.

Pętle naprężenie-odkształcenie (Rys. 65) pokazują, że materiał łopatek jest narażony na zmęczenie, co może prowadzić do poważnych uszkodzeń, zwłaszcza przy częstych cyklach zmian temperatury. Zmienne naprężenia termiczne, zwłaszcza podczas rozruchów i odstawień, mogą być kluczowym czynnikiem prowadzącym do awarii.

Przy tej formie blokowania wielkim niedostatkiem konstrukcyjnym jest „wychodzenie krawędzi pióra” na brzeg blokowany Rys. 57 – tu powstają duże naprężenia rozciągające i możliwość rozerwania krawędzi.

4.8. Podsumowanie analizy Thermal – FSI odwzorowania numerycznego awarii stopnia promieniowo - osiowego

Wnioski z analizy sugerują, że stopień promieniowy wykazuje oznaki awaryjności, oraz istnieje potencjalne ryzyko wystąpienia podobnych problemów w przyszłości. Regularne monitorowanie i modyfikacje techniczne są kluczowe, aby zminimalizować to ryzyko i zapewnić długotrwałą, bezpieczną eksploatację turbin.

Podsumowując:

1. Zagrożenie zmęczeniowe: Wyniki analizy wskazują, że łopatki promieniowo-osiowe są narażone na cykliczne zmęczenie materiału w wyniku naprężeń termicznych i mechanicznych. W szczególności największe ryzyko pęknięć występuje w obszarze stopek łopatek, co sugeruje potrzebę wzmocnienia tych miejsc.
2. Naprężenia podczas rozruchu i odstawienia: Procesy rozruchowe i odstawienia turbiny generują znaczne naprężenia, które mogą prowadzić do deformacji łopatek. Szczególnie niebezpieczne są cykliczne zmiany naprężeń, które mogą powodować zmęczenie materiału.
3. Konieczność optymalizacji konstrukcji: Wyniki symulacji sugerują potrzebę wprowadzenia modyfikacji konstrukcyjnych, takich jak wzmocnienie bandaży i stopek łopatek, aby zmniejszyć naprężenia w miejscach ich mocowania. Konieczne jest również monitorowanie tych naprężeń podczas pracy turbiny, aby zapobiegać awariom.
4. Potencjalne awarie: Wyniki badań potwierdzają, że istnieje ryzyko wystąpienia awarii stopnia promieniowo-osiowego, szczególnie w wyniku zmęczeniowego pękania łopatek. Wdrożenie regularnych inspekcji i monitorowania naprężeń może pomóc w minimalizacji tego ryzyka.
5. Wyniki symulacji termiczno-wytrzymałościowej jasno wskazują, że obszary wykazujące największe wartości naprężeń oraz deformacji osiowych pokrywają się z miejscami, w których w warunkach rzeczywistej eksploatacji turbiny zaobserwowano zmęczeniowe uszkodzenia materiału.
6. Szczególnie wysokie naprężenia pojawiają się w obszarach styku pióra ze stopką łopatki, gdzie zaobserwowano intensywne cykliczne naprężenia termiczne, wynikające ze zmiennych warunków temperaturowych podczas rozruchów i odstawień urządzenia.

7. Numerycznie odwzorowane lokalizacje ognisk wysokich naprężeń pokrywają się z miejscami, gdzie wystąpiły realne pęknięcia zmęczeniowe, co świadczy o dużej wiarygodności modelu numerycznego oraz poprawnym odwzorowaniu warunków eksploatacyjnych.
8. Analiza pól przemieszczeń osiowych oraz naprężeń zredukowanych wykazuje, że w okresach przejściowych (szczególnie około 2–4,5 godzin od rozpoczęcia symulacji) występują maksymalne odkształcenia i naprężenia, które mogą stanowić kluczową przyczynę inicjacji uszkodzeń zmęczeniowych materiału łopatk.
9. Stwierdzono również, że istotnym problemem konstrukcyjnym jest zjawisko „wychodzenia krawędzi pióra” na brzeg blokowany, co skutkuje powstawaniem dużych naprężeń rozciągających, sprzyjających inicjacji uszkodzeń mechanicznych w postaci pęknięć.
10. Uzyskane pętle naprężenie-odkształcenie potwierdzają, że materiał jest silnie eksploatowany cyklicznymi obciążeniami termomechanicznymi, co może prowadzić do degradacji strukturalnej, a w konsekwencji do poważnych awarii turbiny przy długoterminowej eksploatacji.

Wyniki wskazują na zgodność modelu z występującymi w rzeczywistości awariami na stopniu promieniowo – osiowym a przeprowadzona analiza thermal FSI pozwala na wskazanie krytycznych miejsc, które należy objąć szczególnym nadzorem podczas eksploatacji oraz uwzględnić w przyszłych modyfikacjach konstrukcyjnych lub optymalizacji procesu pracy turbiny.

5. Określenie założeń konstrukcyjno -przepływowo – wytrzymałościowych do Analizy Thermal – FSI pozaprojektowych zmian obciążenia łopatki promieniowej

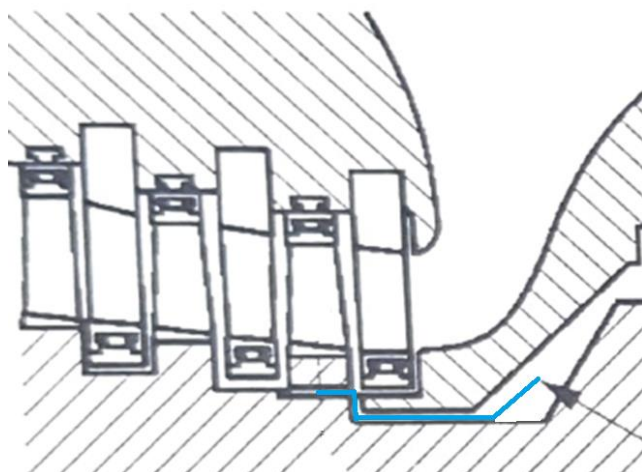
Na podstawie porównania „eksperymentu” z wynikami analizy Thermal – FSI stwierdzono, że model działa poprawnie oraz przewiduje rzeczywiste zachowanie się łopatki we wrębach kadłuba wewnętrznego turbiny. Autor dokonał oceny jakościowej a nie ilościowej z/w na brak rzeczywistej geometrii oraz dostępu do danych pomierzonych.

W procesie weryfikacji modelu zastosowano jakościowe porównanie uzyskanych wyników z rzeczywistymi miejscami występowania pęknięć na badanej geometrii. Takie podejście wynikało z ograniczeń związanych z dostępnością danych – brakowało szczegółowych wymiarów rzeczywistej geometrii, a także dokładnych informacji dotyczących historii awarii na podobnej jednostce czy warunków pracy elementów konstrukcyjnych. Jedynym dostępnym źródłem informacji były uzyskane fotografie dokumentujące występowanie uszkodzeń w rzeczywistej konstrukcji. Wobec tego wyniki modelu porównano z rozmieszczeniem pęknięć widocznych na zdjęciach, co pozwoliło na oszacowanie zgodności symulacji z rzeczywistymi warunkami eksploatacyjnymi.

5.1. Wybór miejsca doprowadzenia pary chłodzącej dla części WP turbiny reakcyjnej ze stopniem promieniowo – osiowym

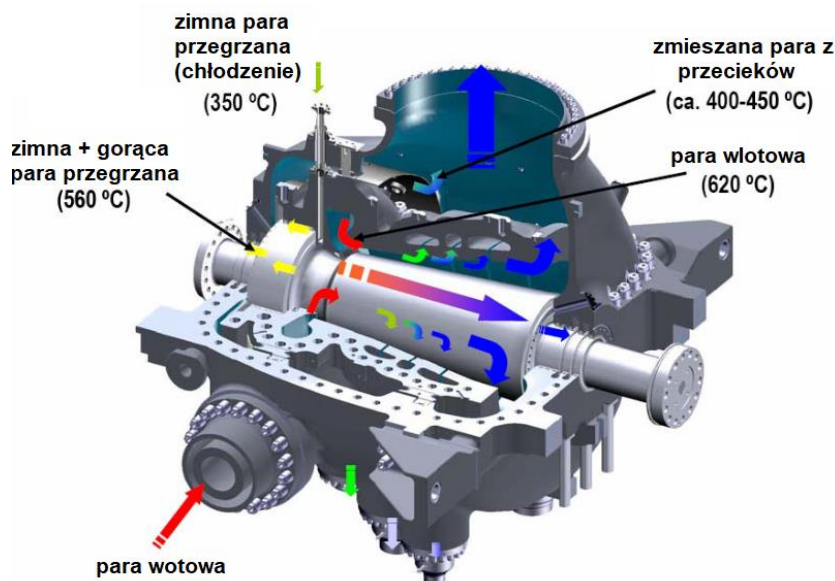
Analizując dostępne w literaturze rozwiązania i propozycje doprowadzenia pary chłodzącej na pierwszy plan wysuwa się chłodzenie przedniej części turbiny reakcyjnej WP/SP za pomocą wprowadzenia pary o niższych parametrach w okolicach wlotu pary świeżej. Parę doprowadza się w taki sposób, by przed wymieszaniem z głównym strumieniem pary schłodzona została największa powierzchnia metalu. W pracy skupiono się na łopacie promieniowej, dlatego chłodzenie jej powierzchni będzie kluczowe w relacji ze sposobem doprowadzenia pary o niższych parametrach.

Jedno z rozwiązań chłodzenia przedniej części turbiny WP zaprezentowano na Rys. 66 zaś części SP na Rys. 67.



Rys. 66. System chłodzenia łopatek w turbinie reakcyjnej, doprowadzenie pary do pierwszego stopnia odbywa się przez dławnice WP [35]

Para chłodząca omywa powierzchnię wirnika w obszarze wlotu pary świeżej, po czym płynie kanałami u podstawy łopatek wirnikowych. Rozwiązanie to umożliwia jednocześnie schładzanie wirnika, części korpusu wewnętrznego WP oraz pierwszych stopni WP.



Rys. 67. System chłodzenia części SP turbiny SIEMENS [40]. W przypadku chęci przełożenia rozwiązania na część WP turbiny stopień promieniowy nie ulegałby chłodzeniu z/w na doprowadzanie pary chłodzącej przez część wysokociśnieniową uszczelnienia wału.

W przypadku części SP (wg [35,40]) para chłodząca doprowadzana jest w okolice wlotu przy dławnicy przedniej. W zaproponowanej metodzie chłodzony jest wirnik i dławnica przednia.

Ze względu na analizę jednostki ze stopniem promieniowo - osiowym należało określić, w którym miejscu powinna zostać doprowadzona para chłodząca, by jej wpływ na warunki ruchowe i napężenie termiczne był jak najlepszy.

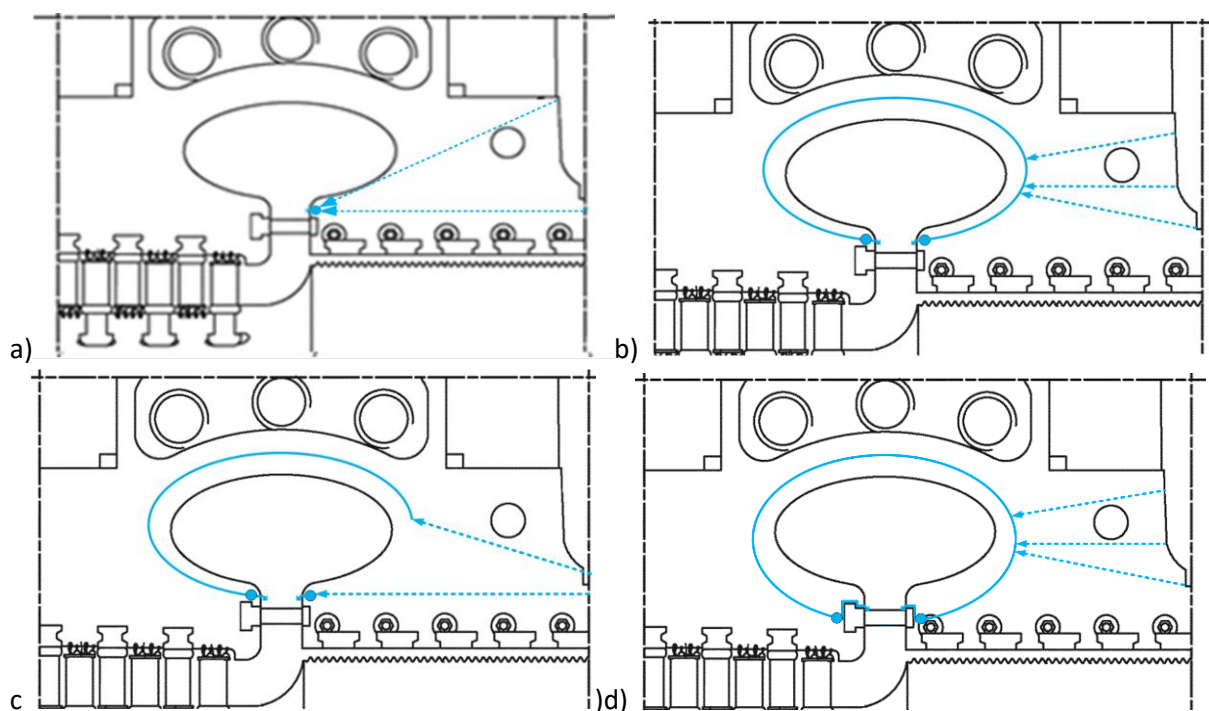
Patrząc na konstrukcję turbiny WP a głównie jej przednią część ze stopniem promieniowo - osiowym, w przedniej części parę można doprowadzić w miejscach wskazanych na Rys. 68.

Para chłodząca może zostać pobierana z niższych części kotła. W przypadku omawianego bloku, najniższa temperatura pary z niskiej części kotła posiada wartość około 300 °C [117], odpowiada to temperaturze nasycenia pary przy danym ciśnieniu. W omawianym przypadku mamy do czynienia z kotłem przepływowym bez walczaka, dlatego też nie jest się w stanie osiągnąć niższych wartości temperatury. W przypadku kotła, gdzie występuje walczak, mamy do czynienia z niższymi wartościami temperatury z/w na panujące w nim niższe ciśnienie.

Ciśnienie pary chłodzącej będzie zawsze wyższe aniżeli ciśnienie pary dolotowej do turbiny ze względu na występujące w kotle straty ciśnienia [113].

Dodatkowo do omówienia pozostała kwestia poboru pary chłodzącej podczas rozruchu. Wiadomym jest, że w początkowej fazie rozruchu para pobierana będzie z magistrali zbiorczej. Następnie, gdy obsługa turbozespołu uzna, że turbina jest wygrzana (nie obserwuje się wody w specjalnych przeziernikach) można doprowadzać parę z za kotła. W tym momencie zmieniające się obciążenie kotła determinować będzie zmianę odpowiednich parametrów pary, tj. ciśnienia i temperatury [118]. Wskutek wzrostu mocy kotła równocześnie wzrastać będzie ciśnienie w niższych częściach kotła skąd pobierana będzie para chłodząca. W rozważanym rozwiązaniu para z niskiej części kotła cechuje się wartością ciśnienia na poziomie 200 bar [119]. Występuje więc tutaj konieczność doprowadzenia pary chłodzącej do stacji redukcyjnej w celu obniżenia jej ciśnienia do

wymaganych wartości. Dodatkowo jest rzeczywistym utrzymanie prawie stałej temperatury pary chłodzącej za stacją redukcyjną pomimo narastania ciśnienia pary przed stacją redukcyjną.



Rys. 68. Proponowane miejsca doprowadzenia pary chłodzącej do łopatki promieniowej a) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę do jednego kolektora, b) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę chłodzącą do kolektorów nad łopatką promieniową, c) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę do kolektorów nad łopatką promieniową, d) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę chłodzącą do kolektorów znajdujących się na poziomie stopki i bandaży łopatki promieniowej.

Jednym ze sposobów doprowadzenia pary chłodzącej do głównego kanału przepływowego jest wykonanie frezowania w na płaszczyźnie podziału. Kadłub wewnętrzny składa się z dwóch połówek i dzięki temu można wykonać wiele modyfikacji na płaszczyźnie podziału za pomocą frezowania. Drugim sposobem jest doprowadzenie pary chłodzącej do kolektorów za pomocą wykonania nawiertów wskroś kadłuba wewnętrznego do kolektorów. Modyfikacje głównie odnoszą się do sposobu doprowadzenia pary o niższych wartościach temperatury do kolektorów wykonanych w kadłubie wewnętrznym. Należy zwrócić uwagę na fakt, że wprowadzenie prostopadłe pary do kadłuba może być kłopotliwe z/w na występowanie pierścieni dociskowych w bliskiej okolicy teoretycznego miejsca doprowadzenia pary chłodzącej oraz poprzez konieczność wykonania nawiertu w kadłubie wewnętrznym w kierunku prostopadłym (Rys. 69).

Autor zaproponował 4 teoretycznie możliwe do wykonania zmiany w kadłubie wewnętrznym, celem doprowadzenia pary chłodzącej.

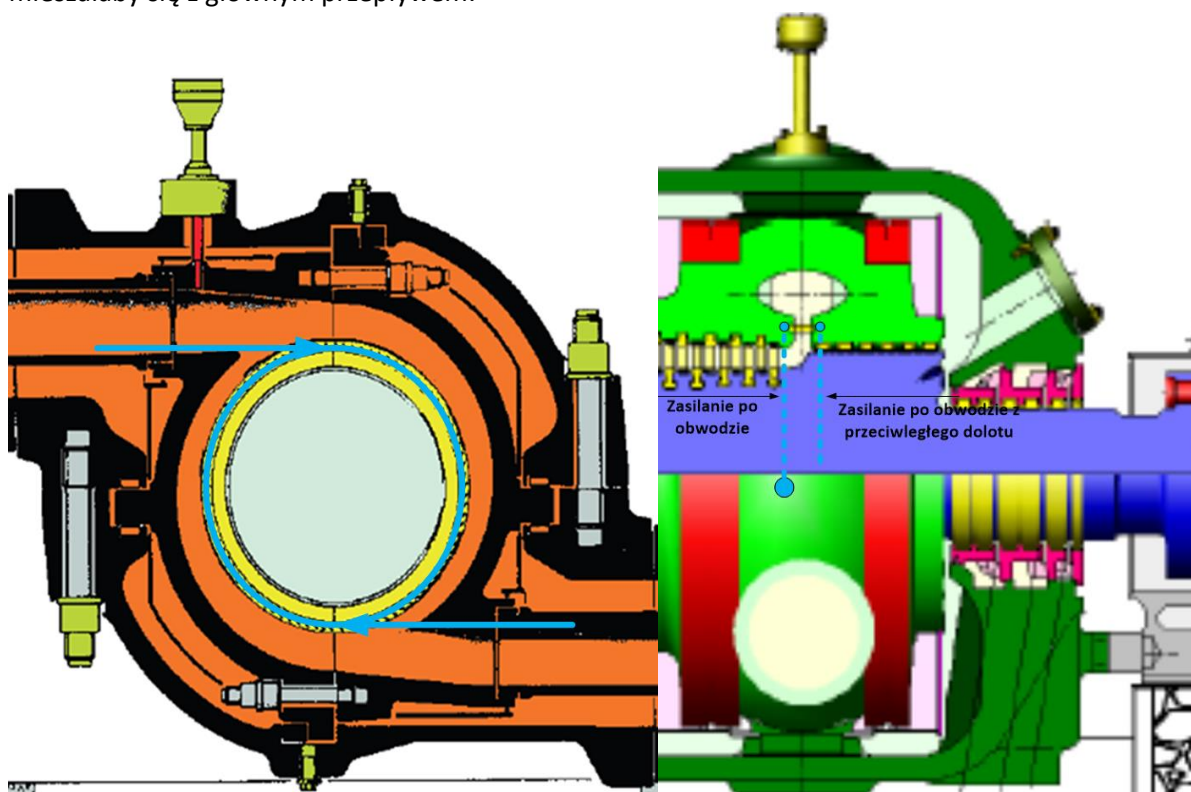
A – doprowadzenie pary chłodzącej poprzez wykonanie frezu w części kadłubów wewnętrznych WP. Frez prowadziłby do wydrążonego obwodowo kolektora od strony kanału przepływowego, przez który para wypływałaby i byłaby porywana przez główny strumień pary świeżej. Para o mniejszej wartości temperatury omywałaby piórko łopatki promieniowej i część kadłuba wewnętrznego a następnie mieszałyby się ze strumieniem pary świeżej.

B – doprowadzenie za pomocą wydrążonych obwodowo kolektorów nad łopatką promieniową oraz frezu w kadłubach wewnętrznych lub nawiertu wskroś kadłuba wewnętrznego. W tej propozycji para

do każdego kolektora mogłaby być doprowadzona dwoma rurociągami zasilającymi analogicznie do sposobu zasilania parą świeżą lub za pomocą wykonanego frezu w dwóch częściach kadłuba. Takie doprowadzenie pary chłodzącej mogłoby zagwarantować bardziej równomierne chłodzenie pióra łopatk promieniowej.

C – Kombinacja frezu od strony dławnic w kadłubie WP i doprowadzenia pary nad łopatką promieniową za pomocą frezu lub nawiertu wskroś kadłuba.

D – Doprowadzenie za pomocą wydrążonych obwodowo kolektorów w miejscu wrębów pod łopatkę kierowniczą oraz frezu w kadłubach wewnętrznych lub nawiertu wskroś kadłuba wewnętrznego. Rozwiązanie analogiczne do rozwiązania B, jednak w tym przypadku para chłodząca oprócz oddziaływania na pióro, oddziałuje również na stopkę i bandaż łopatk. Para o wyższym ciśnieniu przepływałaby w luzach (pomiędzy łopatką a kadłubem wewnętrznym) i następnie trafiała do głównego kanału przepływowego, chłodząc dodatkowo na swojej drodze pióro łopatk, po czym mieszałyby się z głównym przepływem.



Rys. 69. Lokalizacja pierścieni dociskowych oraz kierunku teoretycznego nawiertu w kadłubie wewnętrznym dla doprowadzenia pary chłodzącej do kolektorów

Na podstawie analizy czterech wymienionych wyżej sposobów doprowadzenia pary chłodzącej, autor zdecydował się na wybór 4 rozwiązania. Wydaje się ono bardziej skomplikowane pod względem przepływowym, tak pod względem zmian konstrukcyjnych ogranicza się do wykonania czterech pogłębień we wrębach w kadłubie wewnętrznym oraz dwóch nawiertach bądź czterech frezach doprowadzających parę do kolektorów.

W rozważaniach konstrukcyjnych na pierwszy plan nasuwa się wpływ doprowadzenia pary na dystrybucję temperatury w kadłubie wewnętrznym. Należałoby określić lokalnie chłodzenie kadłuba na drodze pary o niższej temperatury i analogicznie ogrzewanie pary chłodzącej przez kadłub.

Jakkolwiek autor zdaje sobie sprawę z możliwości występowania innych rozwiązań, które mogłyby się sprawdzić w tym zagadnieniu oraz dostrzega problemy i możliwości wykonania doprowadzenia pary chłodzącej do kolektorów, tak rozważania te pozostawione zostały dalszym pracom z/w na to iż celem rozprawy nie jest optymalizacyjne badanie rozwiązań konstrukcyjnych, tylko ideowe możliwości wykorzystania chłodzenia parą o niższej wartości temperatury.

5.2. Dobór luzów konstrukcyjnych

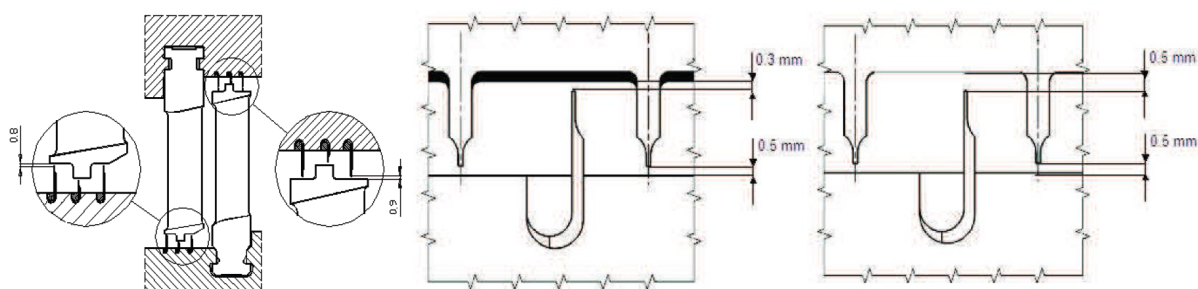
Wartości luzów nie zostały podane w literaturze z tego względu wyznaczono wartości luzów zarówno osiowych jak i promieniowych na podstawie obliczeń. Podejście to różni się od zastosowanego w rozdziale 3.2.1 gdzie luz określono na podstawie odwzorowania graficznego. Różnica w podejściu wynika z wiedzy iż zastosowany luz jest za mały i prowadzi do zakleszczania się łopatk w wrębach w kadłubie wewnętrznym. Luz obwodowy z/w na analizę jednej łopatki został pominięty.

W wykonanym modelu założono luz zgodnie z obliczeniami wydłużenia termicznego dla najwyższej przewidywanej wartości temperatury.

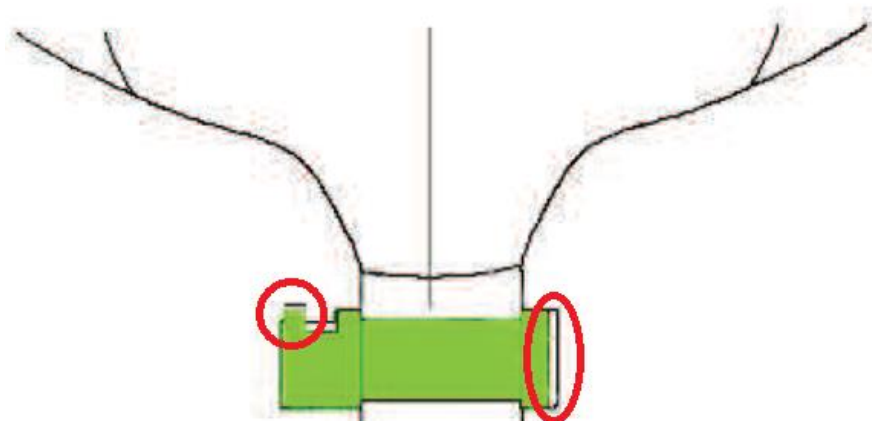
Dodatkowo, luz jest potrzebny dla celów analizy wtrysku pary chłodzącej. W przypadku przylegania stopki do kadłuba osiowo, para chłodząca nie miałaby miejsca na swobodny przepływ pomiędzy łopatką a kadłubem do głównego kanału przepływowego.

Autor zdaje sobie sprawę z odbiegających od rzeczywistości luzów zarówno promieniowych i osiowych, jednak te wyznaczone na podstawie obliczeń OD są jak najbardziej uzasadnione. Kolejnym aspektem jest brak możliwości posłużenia się rzeczywistą wartością luzów z/w na utajnienie danych. Istnieje możliwość odwzorowania wartości luzu na podstawie rycin z literatury, co uczyniono dla „walidacji eksperymentalnej” jednak dokładność takiego odwzorowania cechuje się pewną wartością błędu.

Wartości luzów łopatki promieniowej można by odwzorować na podstawie wartości luzów podanych na Rys. 70 i odnieść do reszty geometrii tak jak w przypadku „walidacji eksperymentalnej” jednak samo odwzorowanie rycin jak ich skalowanie generuje pewien błąd dokładności wspomniany wyżej.



Rys. 70. Wartości luzów pomiędzy uszczelnieniami a korpusem wewnętrznym i wałem dla turbiny 18K390, które posłużyły do odwzorowania luzów łopatki promieniowej dla „walidacji eksperymentalnej” [67]



Rys. 71. Oznaczenie luzów między kadłubem wewnętrznym a łopatką promieniową, czerwonymi okręgami oznaczono minimalną wartość luzu przy dalszym ząbku stopki oraz widocznym dużym luzem pomiędzy bandażem a korpusem wewnętrznym [67].

Luzy zarówno osiowe jak i promieniowe wyznaczono na podstawie dylatacji termicznej kadłuba i łopatki względem siebie określonej wzorami (5.1-5.3). Wartość luzów przedstawiono na Rys. 72.

$$\Delta L_k = L_k - L_{k0} = \alpha_k L_0 \Delta t_k \quad 5.1$$

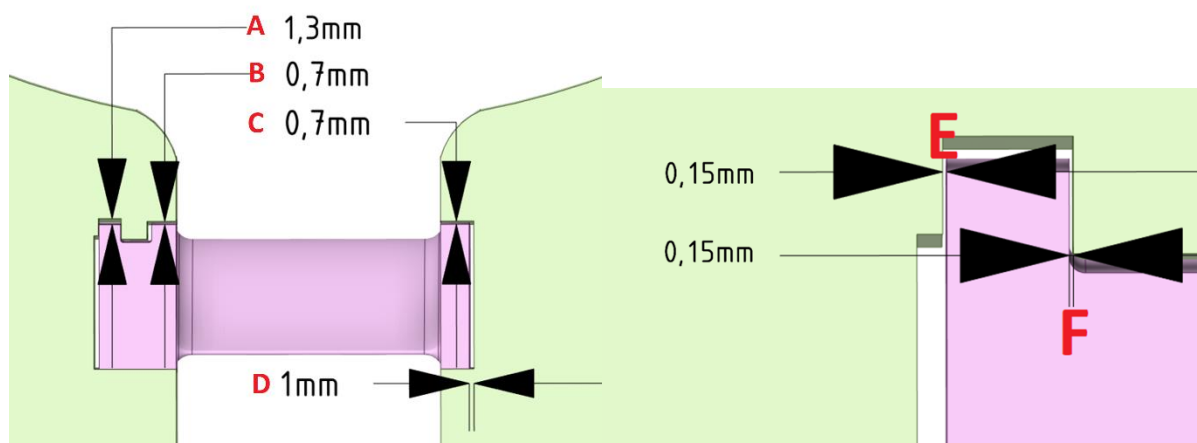
gdzie:

$$\Delta t_k = t_k - t_0 \quad 5.2$$

Analogicznie dla łopatki

$$\Delta L_l = L_l - L_{l0} = \alpha_l L_0 \Delta t_l, \quad \Delta t_l = t_l - t_0 \quad 5.3$$

Dane materiałowe zarówno użyte w analizach jak i do wyznaczenia luzów opisane zostały podane w Załączniku 1.



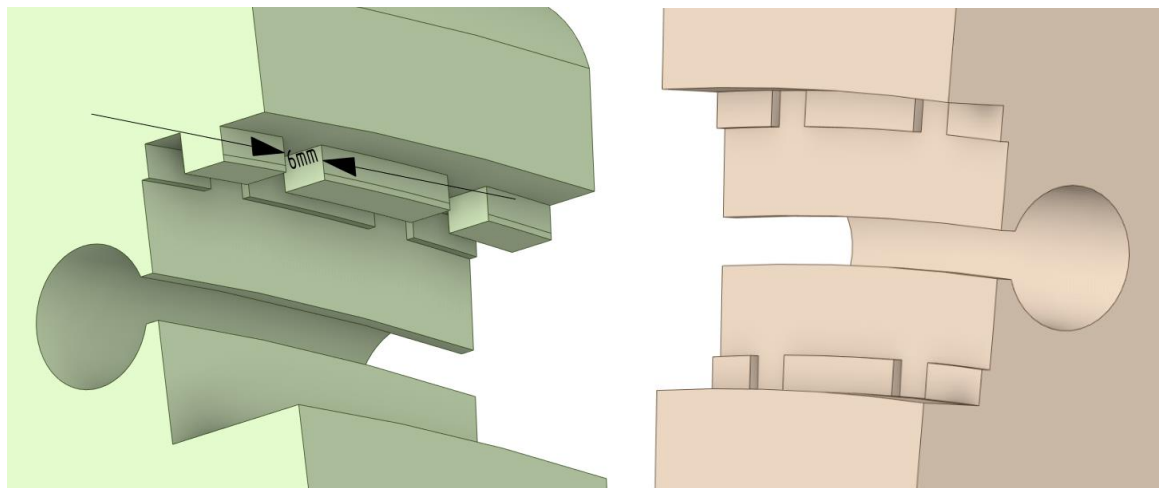
Rys. 72. Wartość luzów uzyskanych na podstawie obliczeń OD

Wartości luzu D przedstawionego na Rys. 72 jest większa, niż wynika to z obliczeń jednak analizując zarówno konstrukcje patentowe jak i stopień promieniowy części WP turbiny 18K390, w których luz osiowy przy bandażu cechuje się wysoką wartością, zdecydowano się również na zwiększenie luzu względem obliczeń.

5.3. Wtrysk pary chłodzącej

Jako sposób doprowadzenia pary o niższych parametrach wybrano ideę d) przedstawioną na Rys. 68, jednak koncepcja ta została poddana dodatkowym analizom uszczegóławiającym. Sama idea nie odpowiada na pytania dotyczące charakteru chłodzenia łopatki promieniowej. Analizując ten problem, w pracy dokonano analizy 3 podrodzajów wtrysków pary chłodzącej dla wiodącej idei D. W celu określenia najlepszego (pod kątem przepływowym) rodzaju wtrysku pary chłodzącej należałoby przeprowadzić szerokie analizy optymalizacyjne, jednak na potrzeby pracy doktorskiej, w której autor ogranicza się sprawdzenia samej idei stosowania wtrysku pary chłodzącej odnośnie kontroli naprężenia termicznego, sprawdzenie 3 rozwiązań konstrukcyjnych wtrysku uznaje się za wystarczające. Rozważane konstrukcje kolektorów tj. typ I, typ II i typ III przedstawiono na Rys. 74 - Rys. 76.

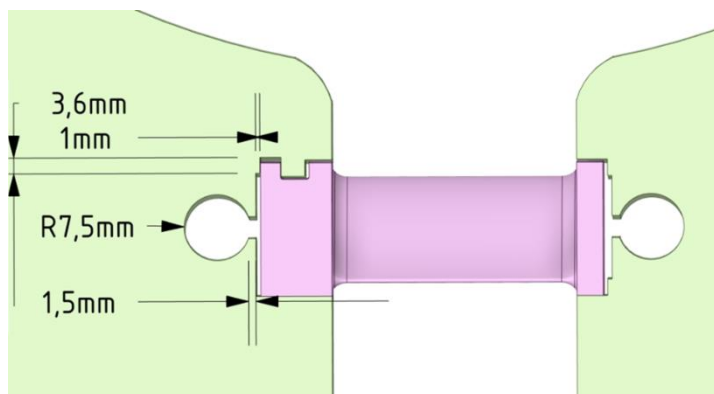
W celu wykluczenia możliwości blokowania się przepływu przy stopce oraz bandażu łopatki promieniowej wskutek zakleszczenia się łopatki promieniowej, zastosowano dodatkowe wycięcia we wrębach w kadłubie wewnętrznym zaprezentowane na Rys. 73. Również w tym przypadku można byłoby przeprowadzić obszerne analizy optymalizacyjne kształtu wcięć, jednak autor zdecydował się na dwa wycięcia (o długości 6mm każde) na długości stopki i bandaża jednej łopatki promieniowej.



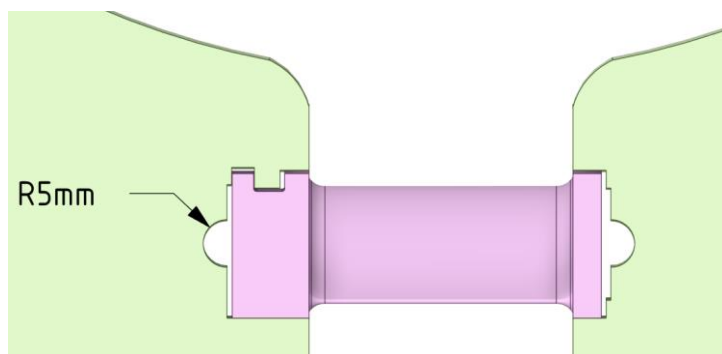
Rys. 73. Wycięcia w kadłubie wewnętrznym służące intensyfikacji przepływu pary chłodzącej. Oznaczona wartość 6mm jest analogiczna we wcięciach zarówno od strony stopki jak i bandaża.

W przypadku bandaża zastosowano wybrzuszenie u góry oraz u dołu bandaża z odpowiednią przestrzenią przez którą w przypadku zakleszczenia się łopatki para chłodząca będzie mogła przedostać się do głównego kanału przepływowego. Zabieg ten zastosowano dla każdego z analizowanych konstrukcji kolektorów.

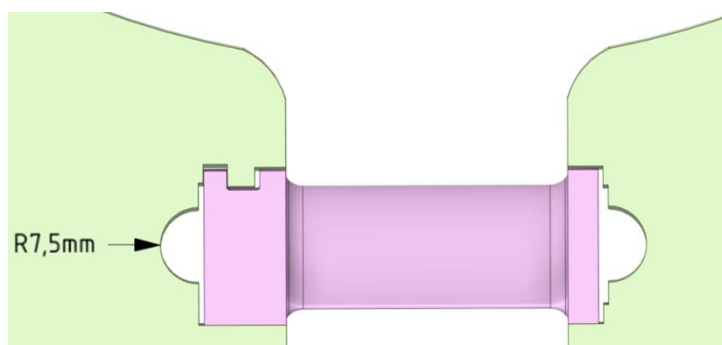
Wartości luzów dla każdej z geometrii są tożsame z wartościami luzów przedstawionych na Rys. 72.



Rys. 74. Kolektor typ I.



Rys. 75. Kolektor typ II.



Rys. 76. Kolektor typ III.

Sprawdzenie kilku rodzajów kolektorów powodowane było chęcią uzyskania informacji nt. przybliżonego kształtu kolektora, który można byłoby zastosować na rzeczywistej jednostce. Analizie poddano 3 typy kolektorów:

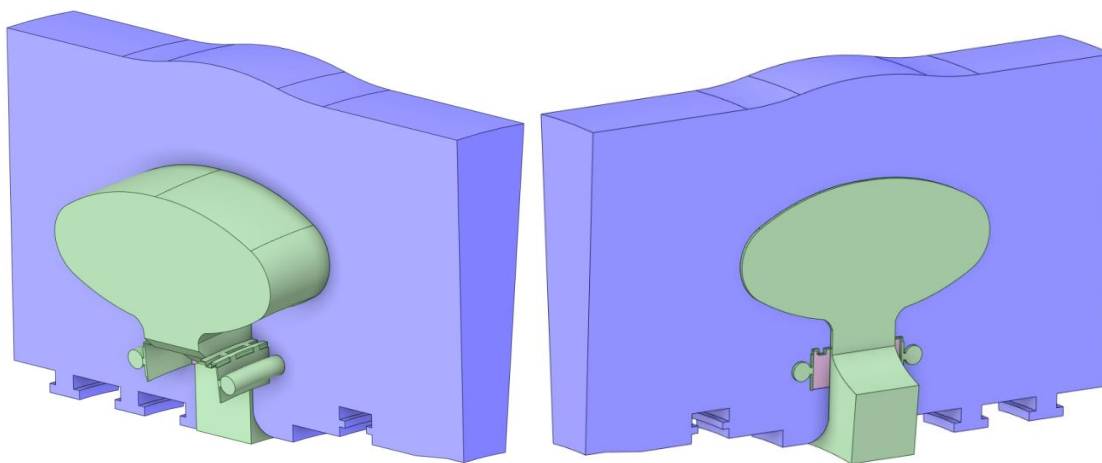
- I typ (Rys. 74) – wydrążenie w kadłubie po obwodzie kolektorów o średnicy 7,5mm wraz z prostopadłym przejściem o długości 1,5mm do wrębów w kadłubie pod łopatkę promieniową.
- II typ (Rys. 75) – wydrążenie w kadłubie po obwodzie kolektora o średnicy 5mm bezpośrednio połączonego z wrębami w kadłubie wewnętrznym pod łopatkę promieniową.
- III typ (Rys. 76) – wydrążenie o średnicy 7,5mm bezpośrednio połączonego z wrębami w kadłubie wewnętrznym pod łopatkę promieniową.

Kolejnym aspektem jest sam wtrysk pary chłodzącej i wiążące się z nim zjawiska. W przypadku rzeczywistym, ze względu na pulsacje ciśnienia dolotowego do kolektora oraz możliwe

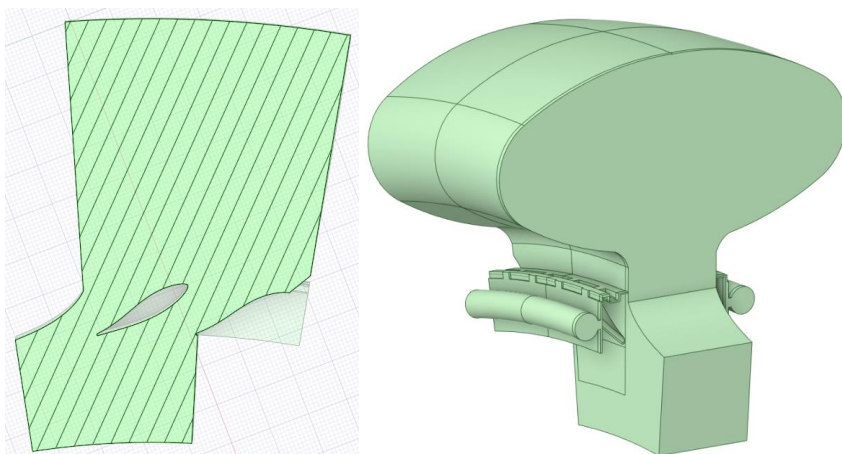
niejednorodności ciśnienia po obwodzie, możliwe jest występowanie przesunięć osiowych łopatk, które wpływać mogą na przepływ pary chłodzącej pomiędzy kadłubem a łopatką. Możliwe jest występowanie docisku łopaty z jednej strony, co blokowałoby przepływ i doprowadziłoby do niejednorodnego chłodzenia stopnia promieniowego. Sama para o niższych parametrach może lokalnie wpływać na przepływ w dalszej części kanału przepływowego jednak w aspekcie ilości dodatkowej pary jej wpływ powinien być znikomy.

Nie zakłada się przesunięć łopatek powodowanych wtryskiem pary chłodzącej w kierunku promieniowym, ponieważ główny strumień masy pary będzie dociskał łopatkę w wystarczającym stopniu, by ta wskutek osiowego oddziaływania dodatkowego wtrysku pary nie zmieniała położenia w kierunku promieniowym.

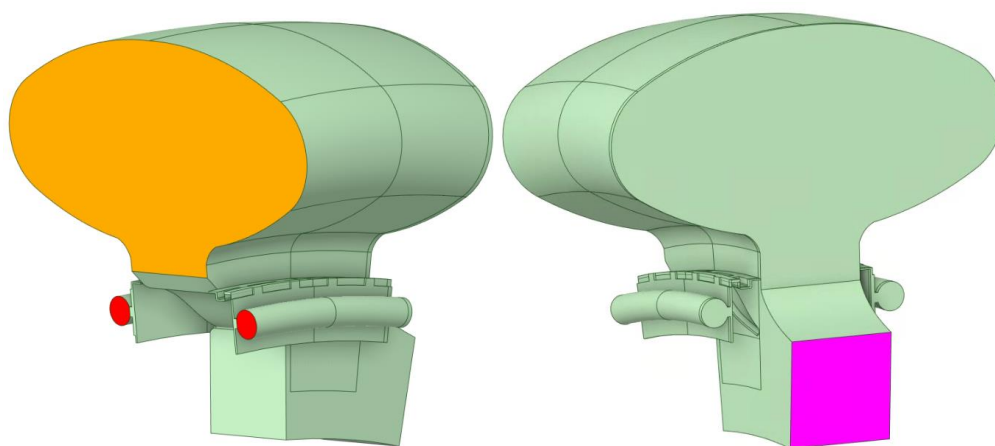
Przechodząc do samej geometrii płynu, autor zaproponował kształt wycinka kanału przepływowego zobrazowany na Rys. 77 i Rys. 78. Analogicznie jak w przypadku „walidacji eksperymentalnej” chcąc określić najbardziej zbliżone do rzeczywistości warunki przepływowe dla jednej łopaty, domena płynu obejmuje część łopaty poprzedzającej i część łopaty następującej po analizowanej. Patrząc pod kątem napływu pary na łopatkę promieniową zaproponowana geometria uwzględnia wpływ okolicznych zmian przepływu spowodowany sąsiednimi łopatkami. Początkowo została wykonana geometria uwzględniająca wpływ kształtu wirnika na przepływ (Rys. 80), który za łopatką promieniową zmienia kierunek dostosowując się do kanału przepływowego, jednak ze względu na zaproponowany wylot z domeny płynu, który różni się od rzeczywistego, postanowiono uprościć kanał przepływowy ścinając część płynu, która ograniczona jest wałem turbiny. W celu dokładniejszego odwzorowania warunków przepływowych należałoby wydłużyć kanał przepływowy aż do pierwszej łopaty wirnikowej, jednak zabieg ten wydłużyłby czas obliczeń. Zaproponowany kształt kanału przepływowego w dostatecznym stopniu oddaje charakter zjawisk zachodzących w obrębie łopaty promieniowej, na której w głównej mierze skupia się praca.



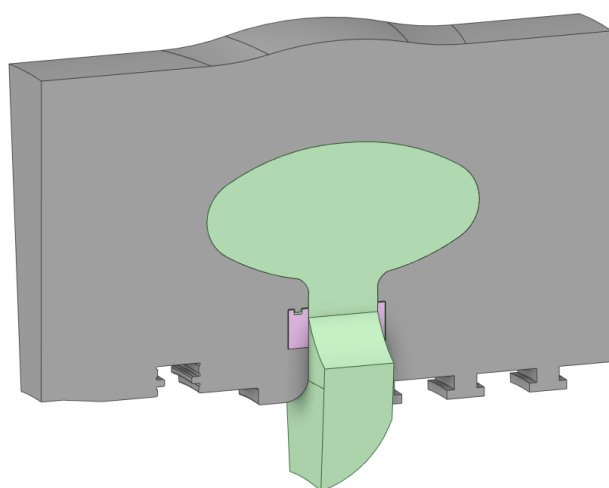
Rys. 77. Kanał przepływowy (fiolet) wraz z domeną ciała stałego dla geometrii z kolektorem typ I



Rys. 78. Widok na kanał przepływowy analizowanej geometrii z kolektorem typ I



Rys. 79. Wlot (kolor pomarańczowy), wloty do kolektorów (kolor czerwony), wylot (kolor różowy) z domeny płynu dla geometrii z kolektorem typ I



Rys. 80. Pierwotna domena płynu ograniczona wałem turbiny.

5.4. Dane materiałowe do analiz Thermal-FSI

W analizach wykorzystano rzeczywiste wartości poszczególnych własności materiałowych dane funkcją temperatury. Dane zestawione w tabelach od 3 do 6 w rozdziale 3.2.1 zaimplementowano do kodu CFD oraz CSD odwzorowując zmianę właściwości materiału wskutek zmian temperatury. Użycie stałych wartości poszczególnych własności nie dostarczyłoby wystarczających informacji nt. zachodzących zjawisk w ciele stałym podczas zmian temperatury płynu.

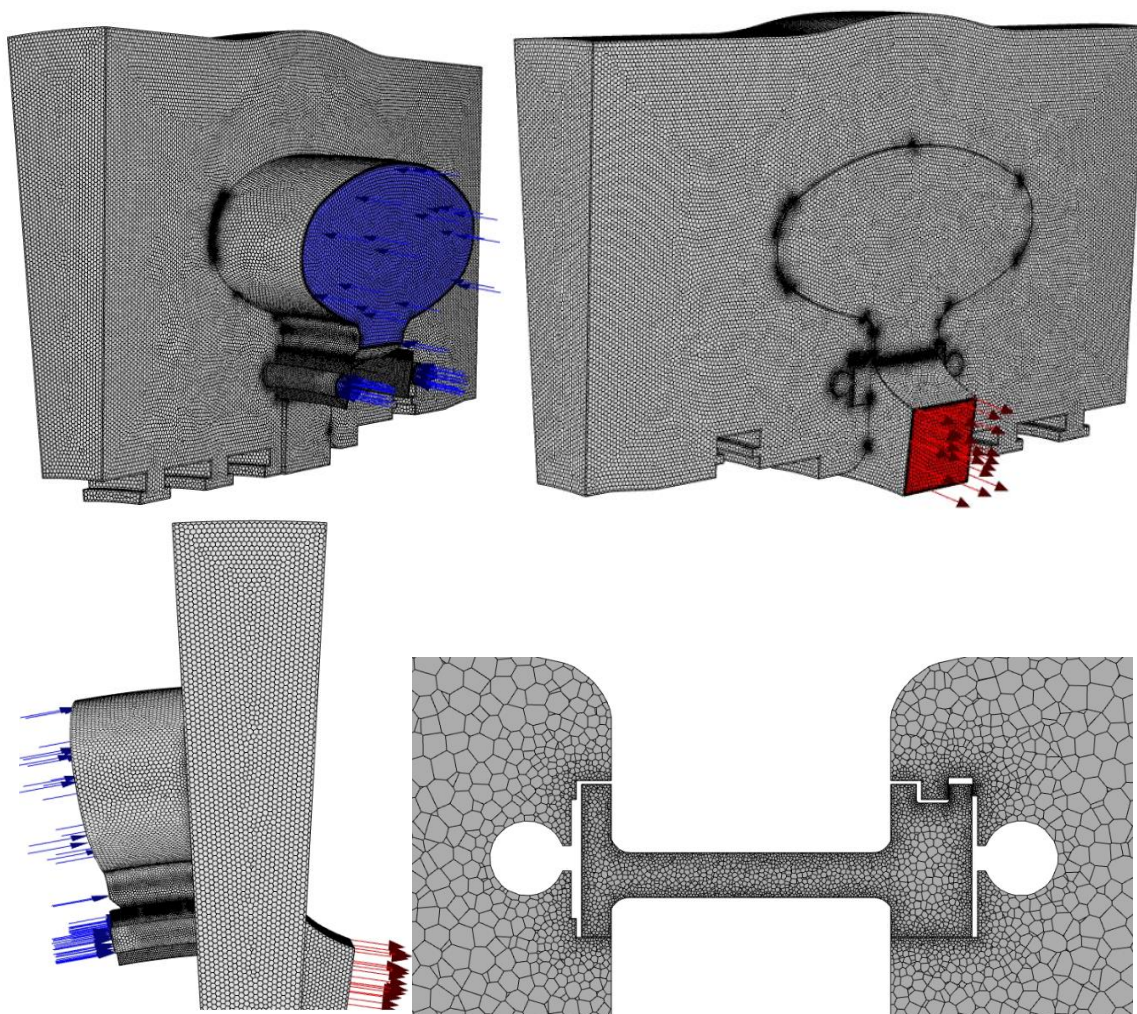
5.5. Dyskretyzacja domeny płynu

Dyskretyzacja została przeprowadzona zgodnie z teorią Metody Objętości Skończonych (MOS). Szczegółowy opis w/w metody można uzyskać m.in. w pracy [120].

W przypadku geometrii użytej do szeregu analiz Thermal-FSI wykorzystano metodologię tożsamą z tą użytą do dyskretyzacji geometrii służącej do „walidacji eksperymentalnej”. Zastosowano te same własności siatki. Różnice pojawiają się w aspekcie zmiany luzów pomiędzy łopatką promieniową a wrębem w kadłubie wewnętrznym. Z tego względu należało wykonać dyskretyzację dwóch geometrii:

- referencyjnej: bez zmian konstrukcyjnych doprowadzenia pary chłodzącej przez kadłub, z nowymi luzami;
- zmodyfikowanej o zmiany konstrukcyjne związane z doprowadzeniem pary chłodzącej stopień promieniowy.

Zdyskretyzowana domena płynu i ciała stałego wykorzystana do analizy CFD widnieje na Rys. 81



Rys. 81. Zdyskretyzowana domena płynu i ciała stałego geometrii zmodyfikowanej (typ I) użyta do analiz CFD

W przypadku analizy CFD liczba objętości skończonych wyniosła 2,3mln.

5.6. Analiza niezależności siatki

W celu zapewnienia wiarygodności wyników analiz numerycznych przeprowadzono badanie niezależności siatki. Z uwagi na fakt, iż metodologia tego badania została szczegółowo omówiona w rozdziale 2.1, w niniejszej sekcji ograniczono się do przedstawienia kluczowych parametrów siatek zastosowanych w analizach CFD.

Badano siatki o ilości objętości skończonych odpowiednio:

- 500 000,
- 800 000,
- 1 200 000,
- 2 300 000,
- 3 500 000.

Siatka numeryczna wykorzystywana w obliczeniach CFD składa się z 2,3 objętości skończonych, co zapewnia odpowiednią rozdzielczość w obszarach o istotnych gradientach przepływu.

Dzięki doborowi odpowiednio zagęszczonych siatek uzyskano kompromis pomiędzy dokładnością wyników a kosztami obliczeniowymi, co pozwoliło na efektywne przeprowadzenie analiz numerycznych.

5.7. Analiza doboru ciśnienia pary chłodzącej i kolektora

Należało określić wartość ciśnienia pary chłodzącej w stosunku do pary świeżej, które zagwarantuje zarówno jej przepływ przez kanały między kadłubem wewnętrznym a łopatką promieniową jak i dostateczne omywanie pióra łopatki promieniowej. Sprawdzono wartości ciśnienia pary chłodzącej odpowiednio o 1.01, 1.02, 1.03, 1.04 i 1.05 raza większe od ciśnienia pary świeżej dla najwyższej wartości temperatury przy dostarczeniu pary chłodzącej o wartości temperatury o 100°C niższej w stosunku do pary świeżej. Należy nadmienić, że głównym celem analizy było określenie wartości ciśnienia pary, które gwarantuje dostateczny poziom chłodzenia łopatki promieniowej. Dane wsadowe do analizy doboru ciśnienia pary chłodzącej przedstawia Tabela 3.

Tabela 3. Wartości parametrów ciśnienia pary dla analizy doboru ciśnienia pary chłodzącej dodać wartości ciśnienia. Pw – ciśnienie wlotowe nominalne, T1 – temperatura pary świeżej, T2 – temperatura pary chłodzącej

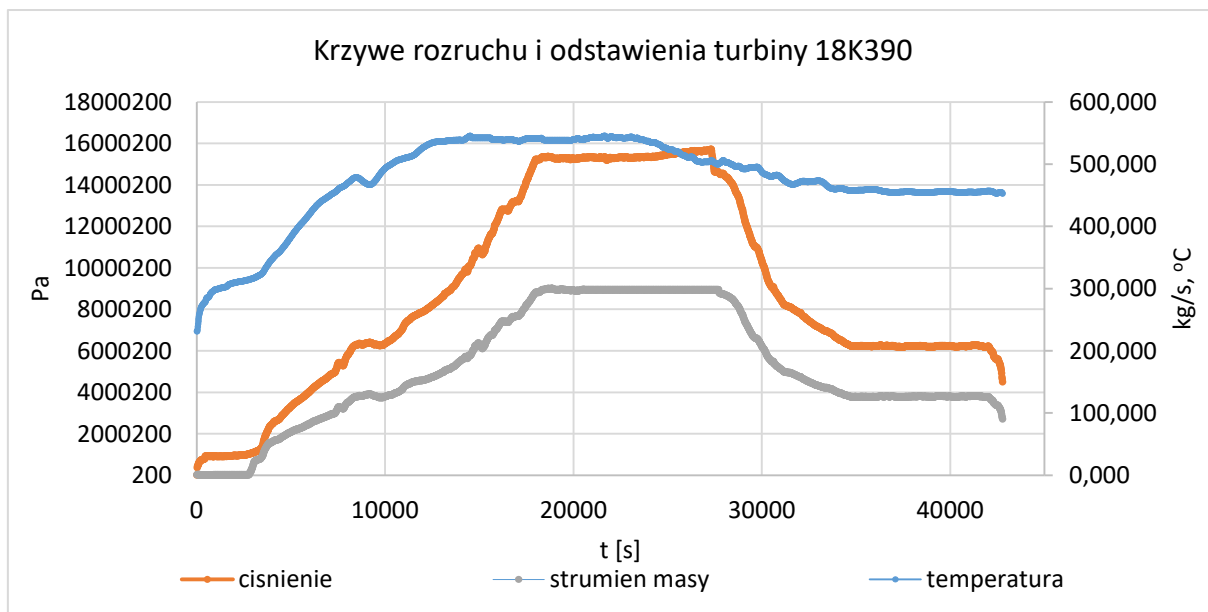
Ciśnienie pary [MPa]	1,01Pw		1,02Pw		1,03Pw		1,04Pw		1,05Pw	
Temperatura [°C]	T1	T2	T1	T2	T1	T2	T1	T2	T1	T2
	540	440	540	440	540	440	540	440	540	440

Analizie poddano trzy rodzaje kolektorów. Dla każdego kolektora przeprowadzono 5 obliczeń przepływowych zgodnie z zadawanym ciśnieniem i temperaturą pary chłodzącej w Tabela 3.

Ciśnienie pary chłodzącej dobrano na podstawie pól prędkości w kolektorach, prędkości wylotowej do kanału przepływowego, efektu chłodzenia łopatki oraz temperatury wymieszanej pary w głównym kanale przepływowym przy poszczególnych wartościach ciśnienia pary chłodzącej. Jako efekt chłodzenia łopatki autor określa pole temperatury występujące na stronie nadciśnieniowej i podciśnieniowej pióra łopatki promieniowej.

Sprawdzono dwa stany ustalone pracy turbiny wg. krzywej rozruchowej przedstawionej na Rys. 82. Porównywano warunki przepływu w geometriach zmodyfikowanych i geometrii referencyjnej. Na podstawie analiz statycznych wyznaczono optymalną geometrię zmodyfikowaną dla wtrysku pary chłodzącej

Wyniki przedstawione zostay na Rys. 83 - Rys. 93.



Rys. 82. Krzywa rozruch - odstawienie analizowanej turbiny

Stan ustalony w pełni obciążonej turbiny 540°C oraz stan ustalony po zrzucie mocy 450°C. Dla w/w stanów sprawdzono 4 wartości ciśnienia pary chłodzącej a wyniki porównano ze stanami ustalonymi geometrii referencyjnej (bez wtrysku pary chłodzącej).

W przedstawianiu wyników skupiono się wyłącznie na przepływie z ciśnieniem pary chłodzącej równym 1.04Pw, dlatego wyniki przedstawiono jedynie dla jednego przypadku. Wybór tej wartości podyktowany został najlepszymi warunkami przepływu pary chłodzącej. Z tego też względu prezentowane będą wyniki jedynie dla ciśnienia 1.04Pw eliminując konieczność prezentowania nadmiernej liczby wykresów i ilustracji dla pozostałych wartości ciśnienia. Dzięki temu zabiegowi zachowano przejrzystość analizy, unikając powielania podobnych wyników, co ułatwia interpretację i wyciąganie wniosków dotyczących zachowania badanego układu w warunkach przepływu.

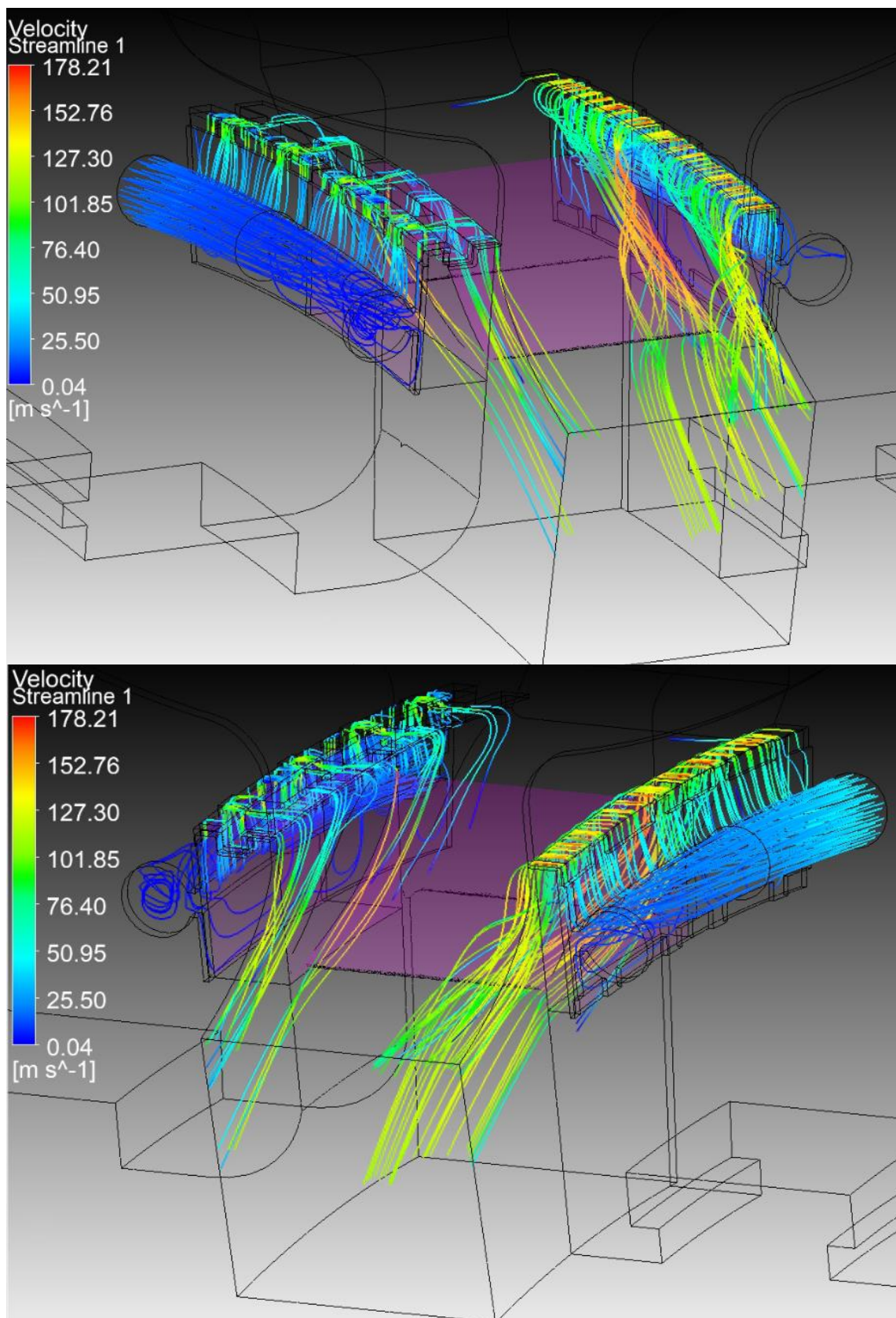
Rysunki 73–75 przedstawiają linie wysnute prędkości w kolektorach typów I, II oraz III, co umożliwia ocenę charakteru przepływu oraz identyfikację ewentualnych zawirowań i obszarów stagnacji. Analiza tych wizualizacji pozwala na porównanie efektywności różnych wariantów kolektora pod względem równomierności rozkładu prędkości.

Rysunki 76, 79 i 82 ukazują pola prędkości w kolektorach typów I, II i III oraz w głównym kanale przepływowym przy ciśnieniu 1,04Pw. Prezentowane wyniki pozwalają na ocenę wpływu geometrii kolektora na intensywność przepływu oraz identyfikację potencjalnych obszarów strat hydraulicznych.

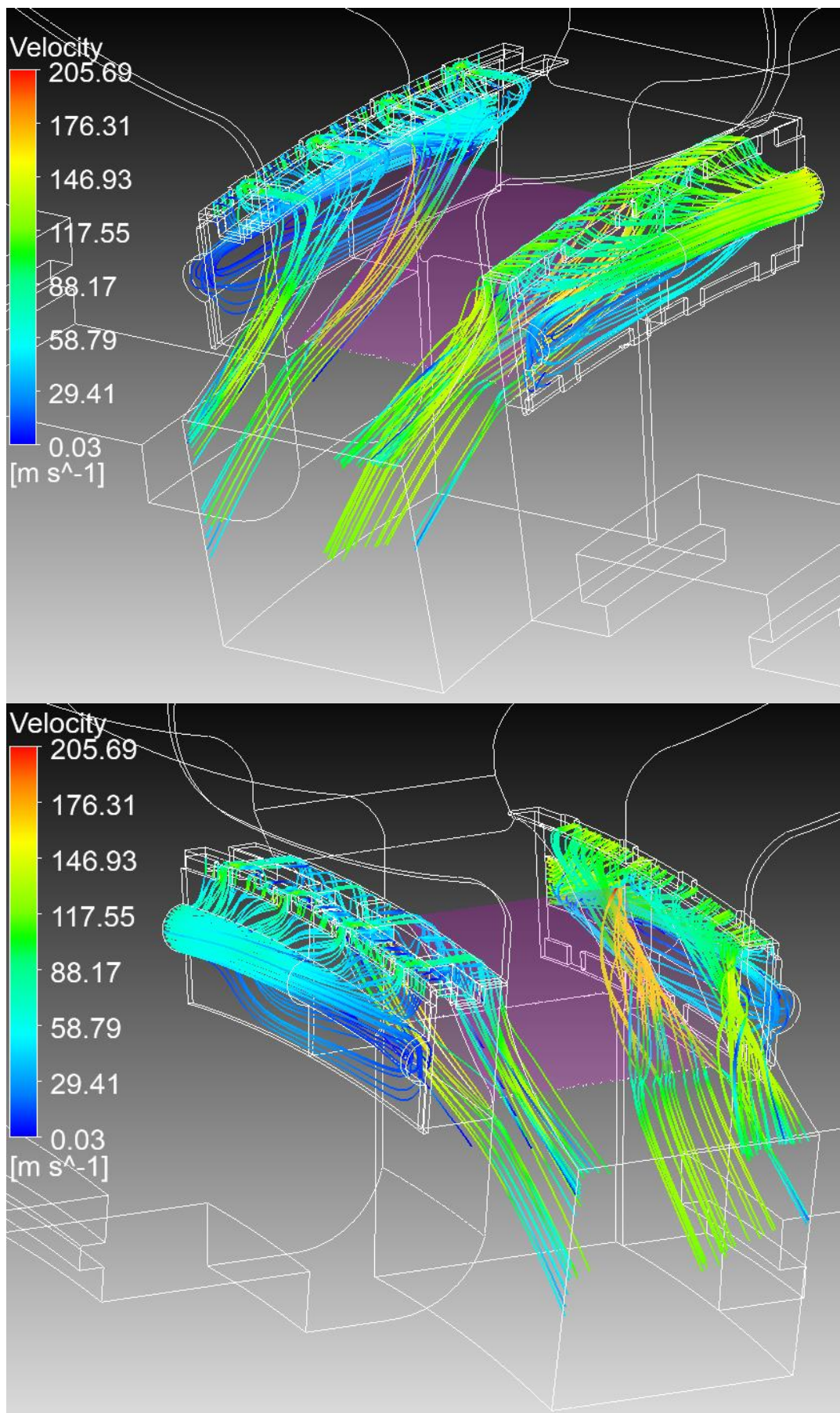
Na rysunkach 77, 80 i 83 przedstawiono pola prędkości w kierunku promieniowym w dwóch kluczowych miejscach: tuż za wlotem do głównego kanału przepływowego oraz w jego środkowej części. Analiza tych danych umożliwia ocenę stopnia wyrównania przepływu oraz identyfikację ewentualnych nierównomierności, które mogą wpływać na efektywność układu.

Rysunki 78, 81 i 84 prezentują pole temperatury po stronie nadciśnieniowej i podciśnieniowej pióra łopatki promieniowej dla kolektorów typów I, II oraz III. Analiza rozkładu temperatury pozwala na ocenę efektywności chłodzenia oraz identyfikację potencjalnych obszarów narażonych na przegrzanie.

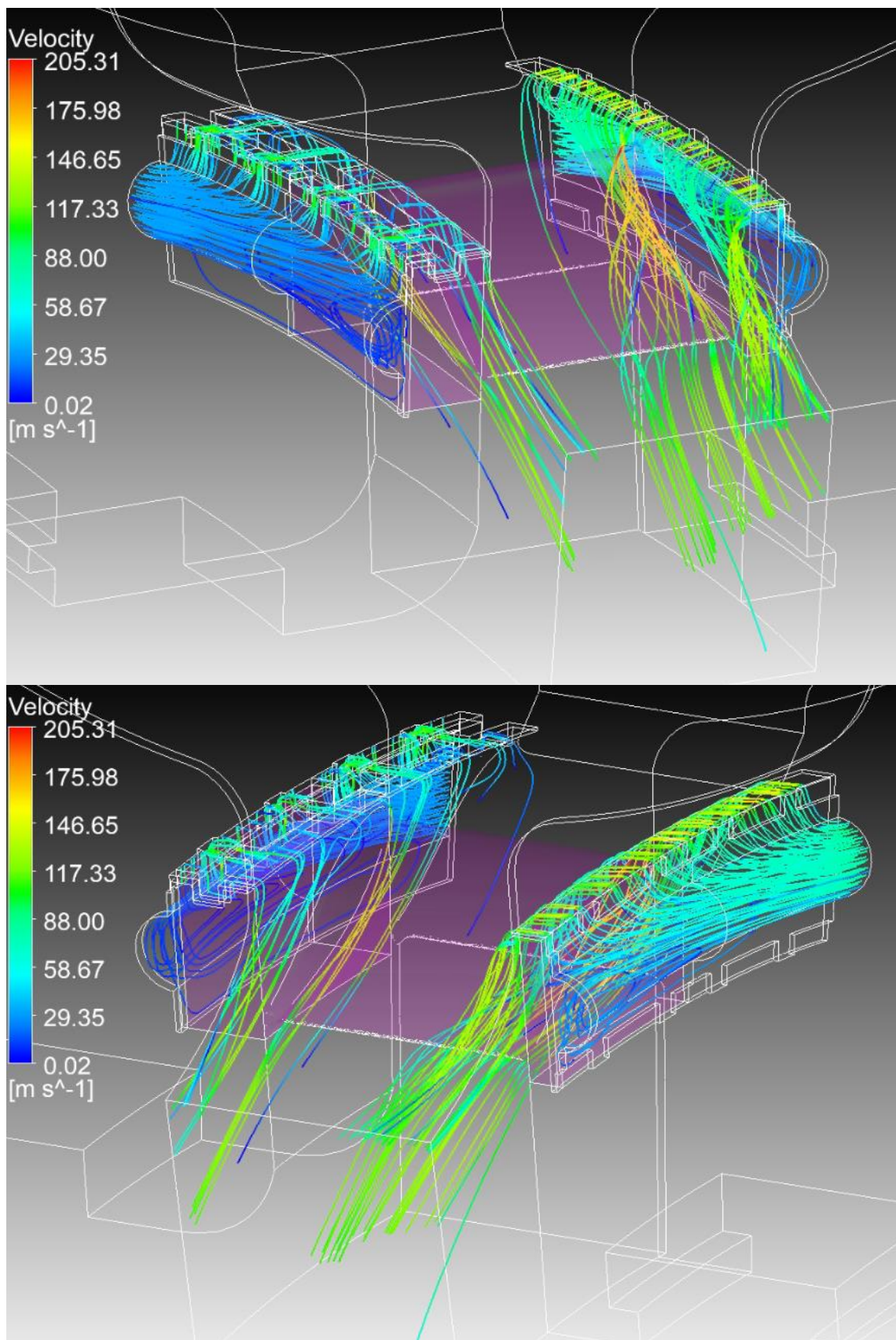
Na rysunkach 85–89 przedstawiono pola temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla różnych wartości ciśnienia (1,01MPa–1,05MPa). Wyniki te umożliwiają ocenę wpływu ciśnienia na rozkład temperatury w strukturze oraz pozwalają na wyciągnięcie wniosków dotyczących termicznego obciążenia łopatki w zmieniających się warunkach pracy.



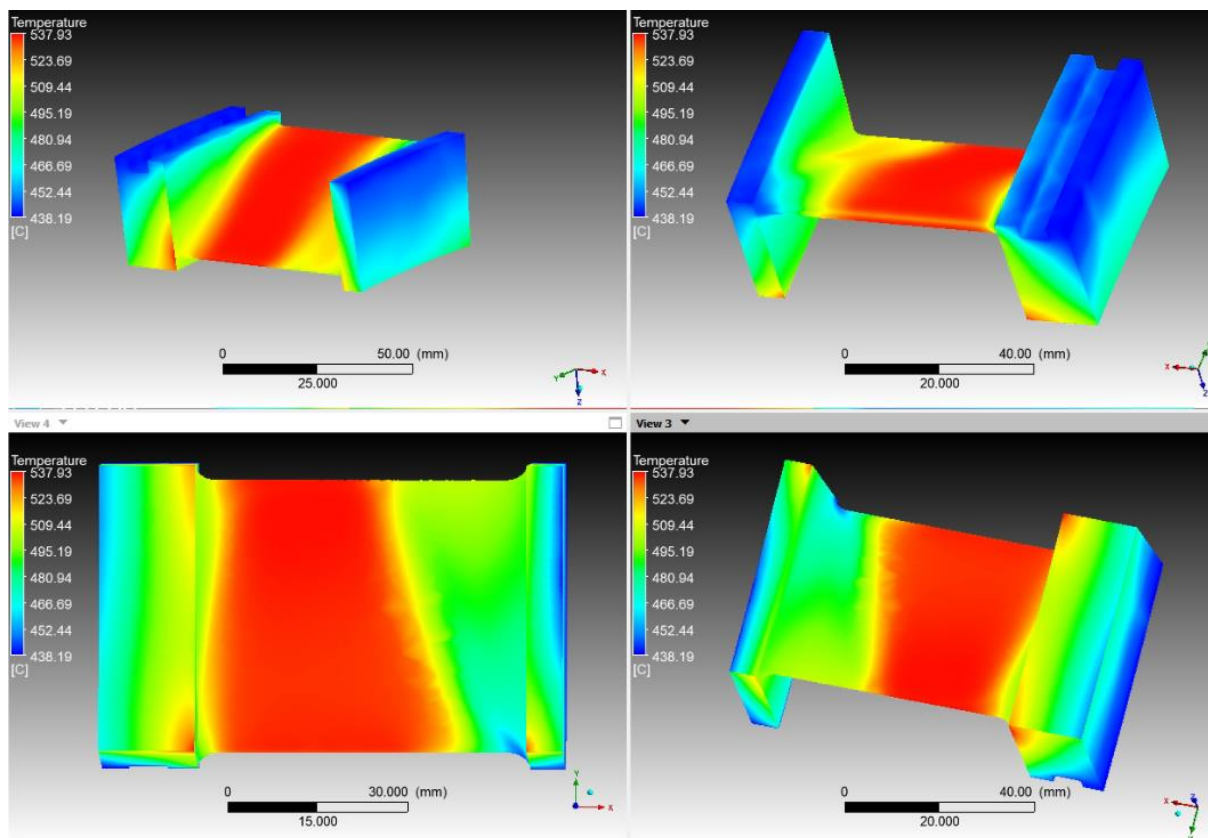
Rys. 83. Linie wysnute prędkości w kolektorze typ I.



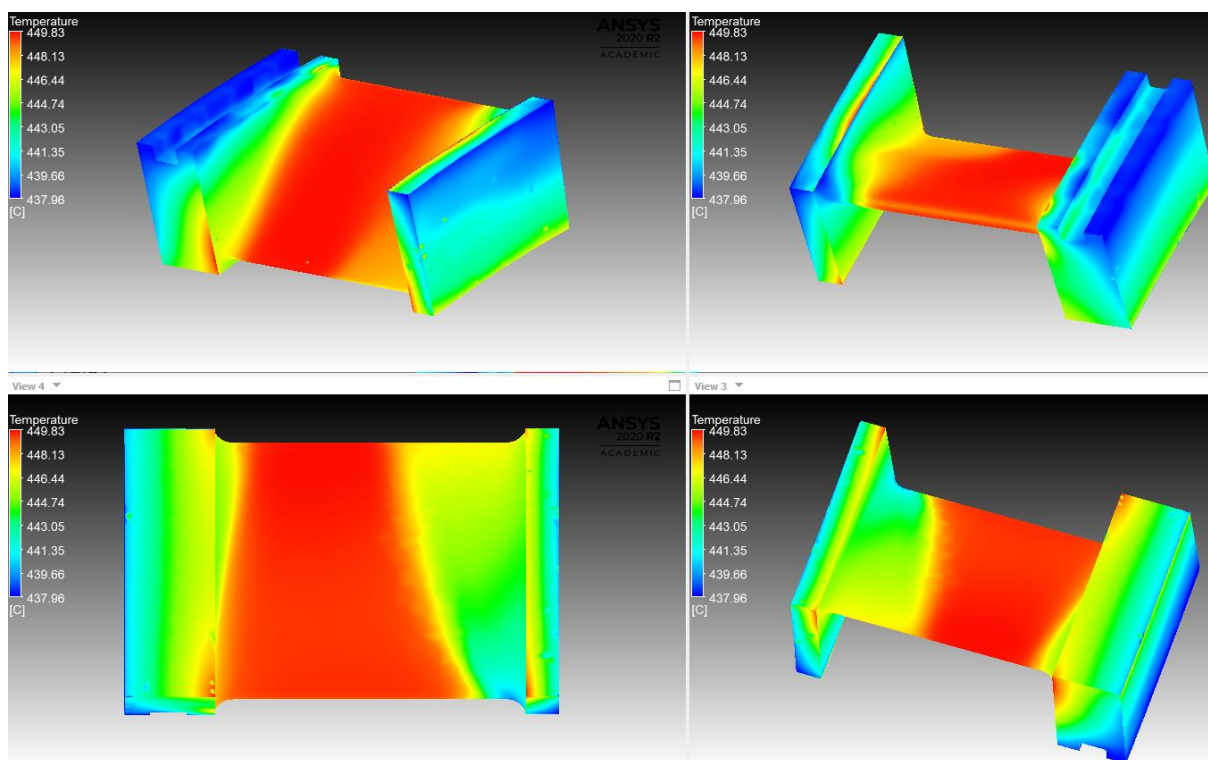
Rys. 84. Linie wysnute prędkości w kolektorze typ II.



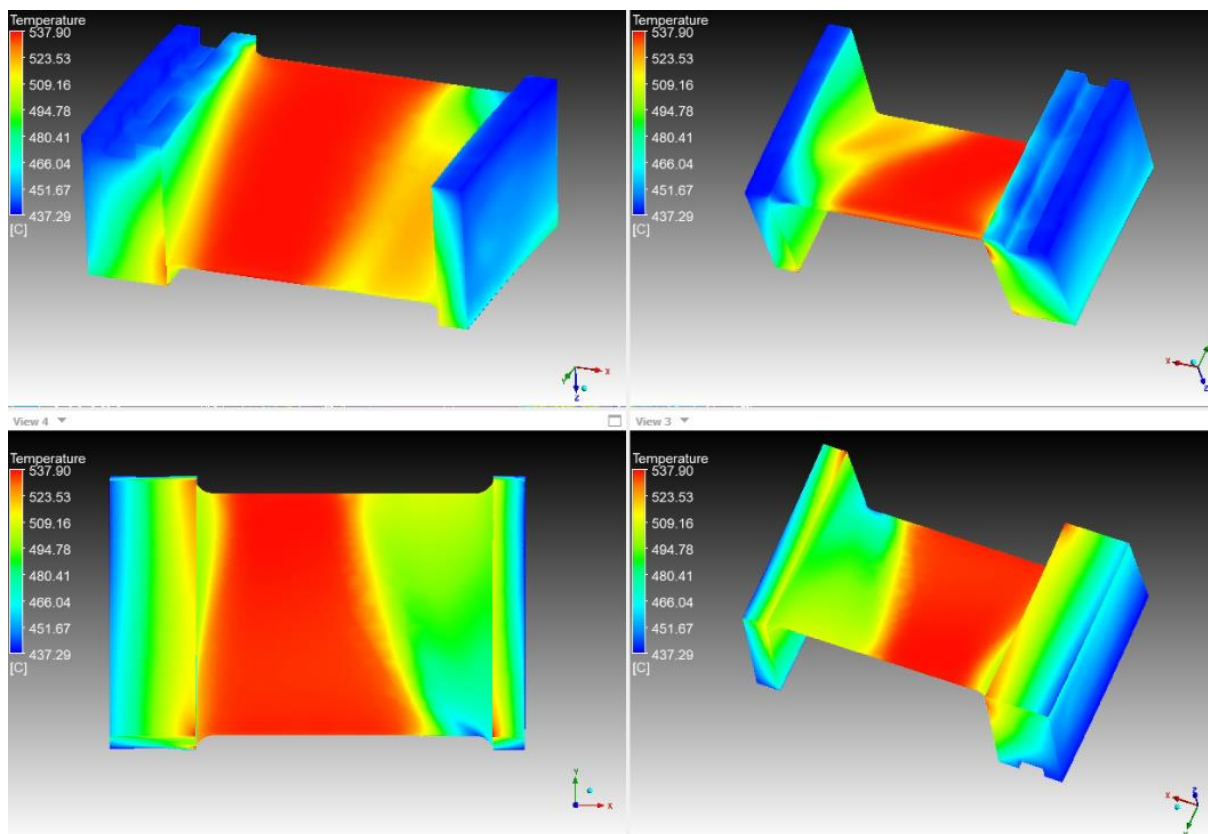
Rys. 85. Linie wysnute prędkości w kolektorze typ III.



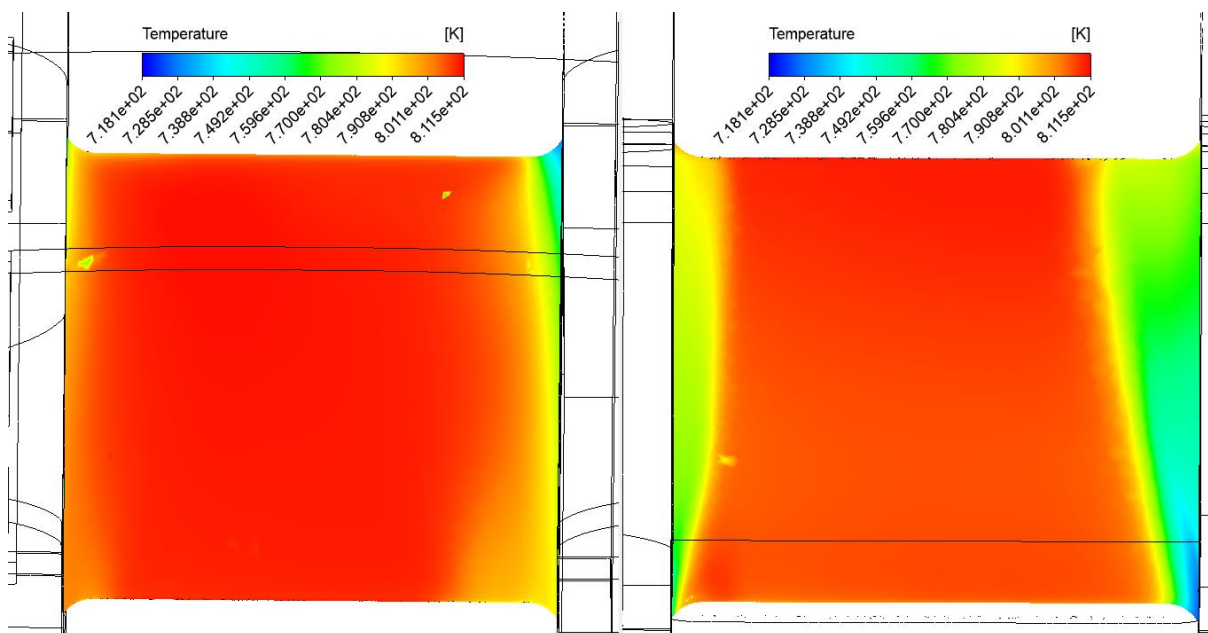
Rys. 86. Pole temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1.04Pw dla kolektora Typu I.



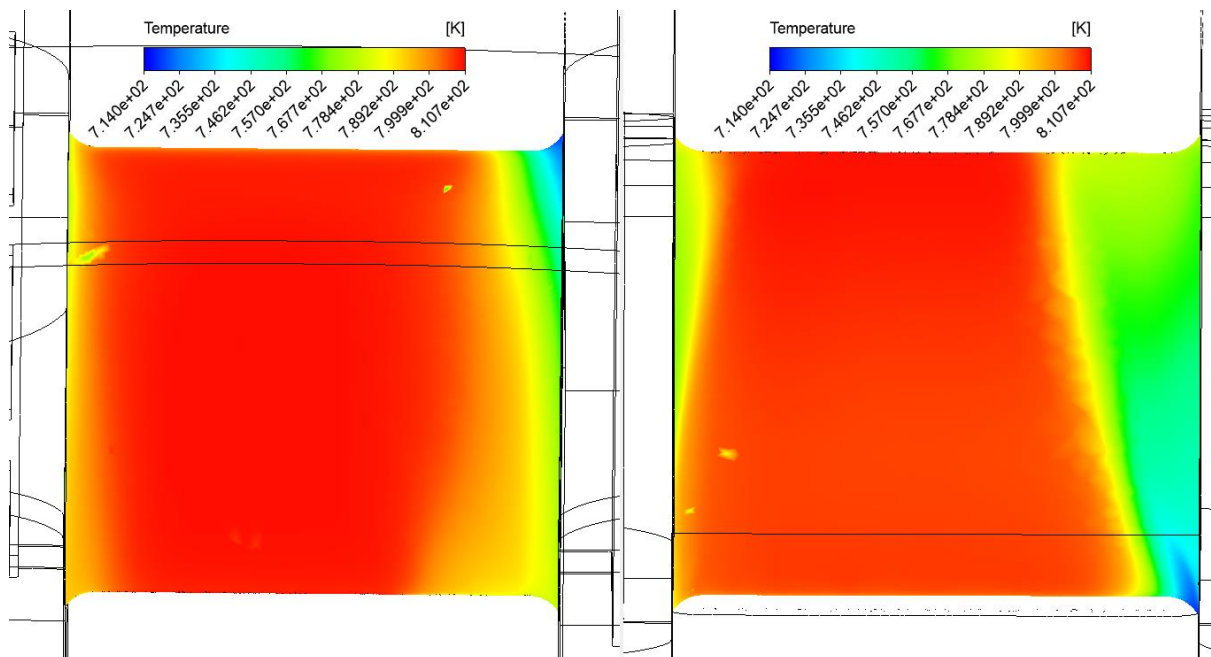
Rys. 87. Pole temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1.04Pw dla kolektora Typu II



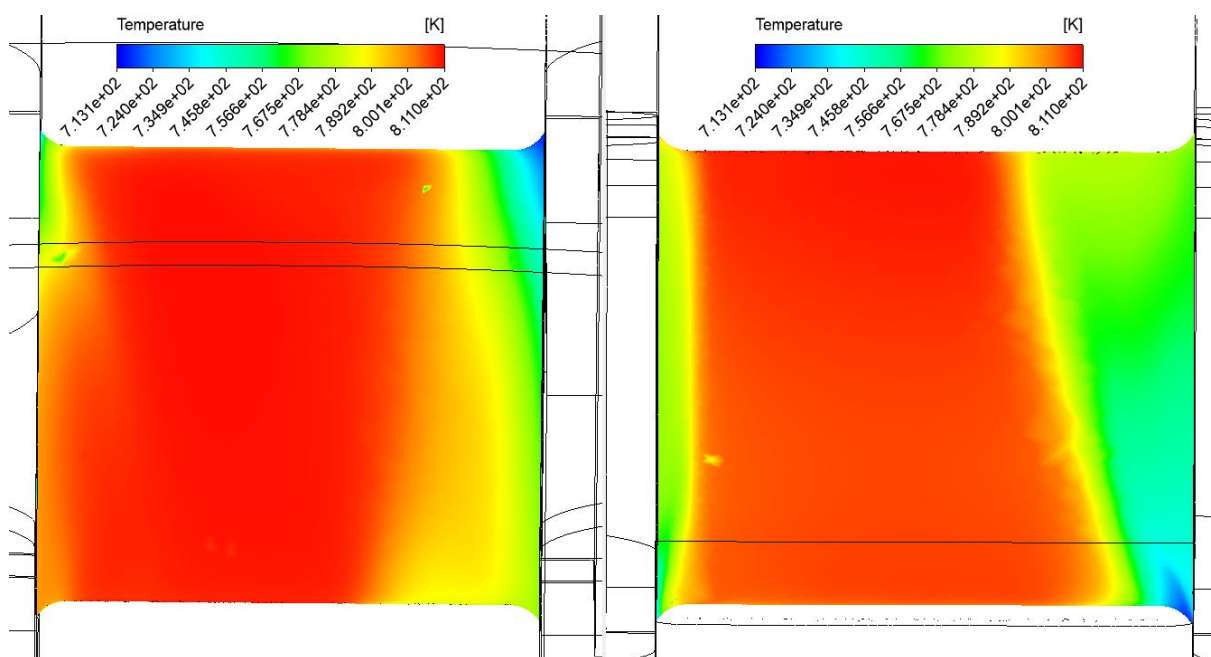
Rys. 88. Pole temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1.04Pw dla kolektora Typu III



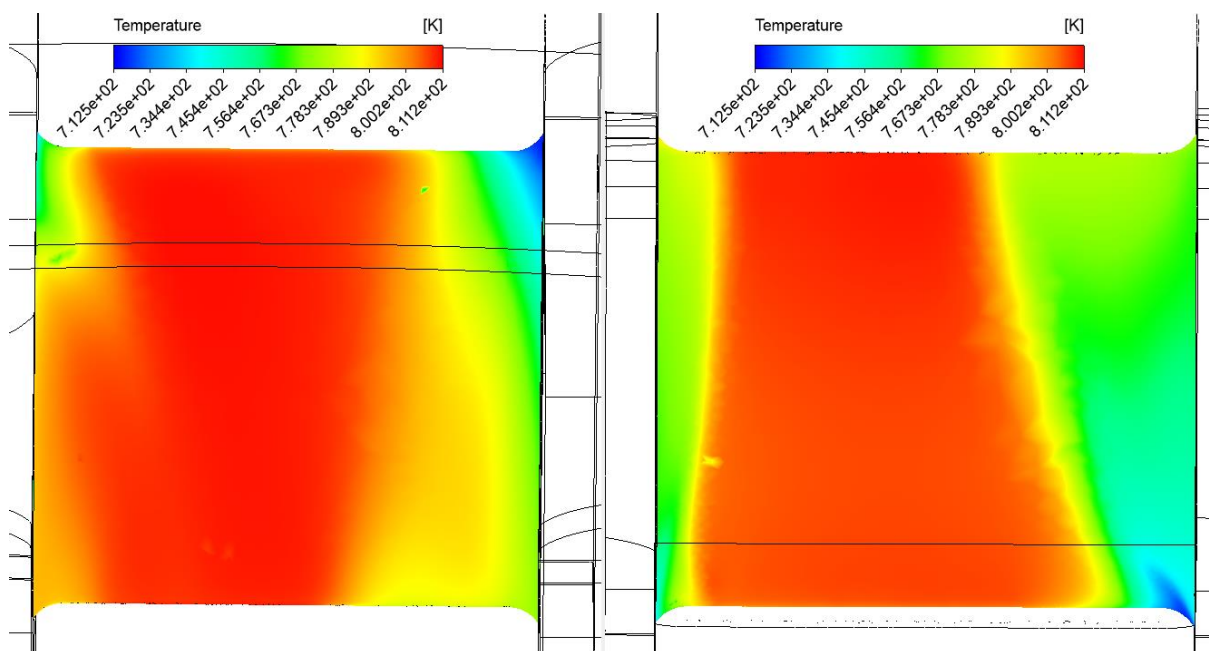
Rys. 89. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,01Pw dla kolektora typu I



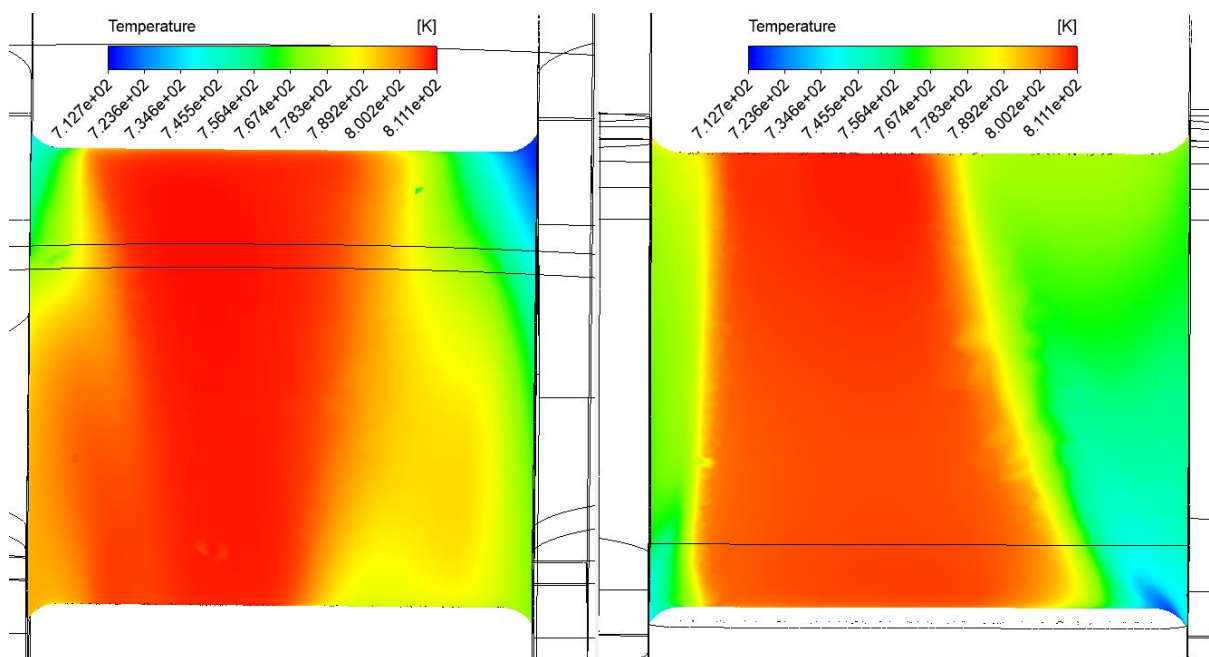
Rys. 90. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,02Pw dla kolektora typu I



Rys. 91. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,03Pw dla kolektora typu I



Rys. 92. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,04Pw dla kolektora typu I



Rys. 93. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,05Pw dla kolektora typu I

W rysunkach 73–75, które ilustrują linie wysnute prędkości dla kolektorów typów I, II i III, można zauważyć różnice w strukturze przepływu w zależności od geometrii kolektora. Widoczne są obszary o wyraźnych gradientach prędkości, co wskazuje na intensywne mieszanie się strugi. W szczególności można dostrzec, że w niektórych konfiguracjach kolektorów występują lokalne zawirowania oraz obszary o zmniejszonej intensywności przepływu, co może prowadzić do wzrostu strat ciśnienia i niejednorodności rozkładu masowego.

W tych wizualizacjach wyraźnie widoczne są obszary wysokiej prędkości przepływu w głównym kanale, natomiast w rejonach kolektora pojawiają się regiony o wyraźnych różnicach

w intensywności strugi. W zależności od geometrii kolektora widać zróżnicowanie w gradiencie prędkości – dla niektórych wariantów może on być bardziej równomierny, co sugeruje lepszą organizację przepływu i mniejsze straty energii.

Na rysunkach 78, 81 i 84, przedstawiających pola temperatury po stronie nadciśnieniowej i podciśnieniowej pióra łopatki promieniowej dla różnych typów kolektorów, wyraźnie widać wpływ konfiguracji kolektora na rozkład ciepła. W niektórych wariantach gradienty temperatury przyjmują większe wartości, co oznacza większe obciążenie termiczne i potencjalnie większe ryzyko uszkodzeń zmęczeniowych. W miejscach o mniejszych gradientach termicznych można wnioskować o korzystniejszym rozkładzie chłodzenia oraz bardziej równomiernym obciążeniu cieplnym łopatki.

Rysunki 85–89, ukazujące pola temperatury dla różnych wartości ciśnienia (1,01 MPa – 1,05 MPa), pozwalają na ocenę wpływu wzrastającego ciśnienia na charakter przepływu ciepła w kolektorze Typu I. Wraz ze wzrostem ciśnienia obserwuje się intensyfikację przepływu i bardziej równomierny rozkład temperatury, jednak w niektórych obszarach wciąż występują miejsca o wysokim gradiencie cieplnym, co może prowadzić do lokalnych przeciążeń termicznych.

Analiza obrazów wykazała, że charakter przepływu i rozkład temperatury silnie zależą od geometrii kolektora oraz wartości ciśnienia. Warianty o lepszej organizacji przepływu wykazują mniejsze gradienty prędkości i bardziej równomierne rozkłady temperatury, co wskazuje na ich wyższą efektywność pod względem redukcji strat energii i zmniejszenia obciążeń termicznych. Warianty o większych niejednorodnościach przepływu mogą prowadzić do wzrostu oporów i lokalnych przegrzań, co wymaga dalszej optymalizacji konstrukcji.

Najkorzystniej pod kątem przepływowym oraz redystrybucji temperatury na powierzchni łopatki wypada kolektor Typu I.

Tabela 4 przedstawia zbiorcze wyniki wartości poszczególnych

Tabela 4. Wyniki symulacji CFD doboru optymalnego kolektora i ciśnienia pary chłodzącej. m_1 – główny strumień masy, m_2 – strumień masy kolektora od strony bandaża, m_3 – strumień masy kolektora od strony stopki

ciśnienie	1.0Pw	1.01Pw	1.02Pw	1.03Pw	1.04Pw	1.05Pw
m_1 [kg/s]	11,72	11,64	11,61	11,42	11,36	11,26
m_2 [kg/s]	-	0,23	0,30	0,35	0,40	0,44
m_3 [kg/s]	-	0,08	0,11	0,13	0,15	0,17
T_w [K]	810,00	806,95	806,22	805,60	805,22	804,59
V wylotowa [m/s]	110,71	113,00	113,36	113,33	113,55	114,59
m_2/m_1 [%]	0	2,00	2,56	3,08	3,50	3,90
m_3/m_1 [%]	0	0,73	0,96	1,17	1,34	1,49

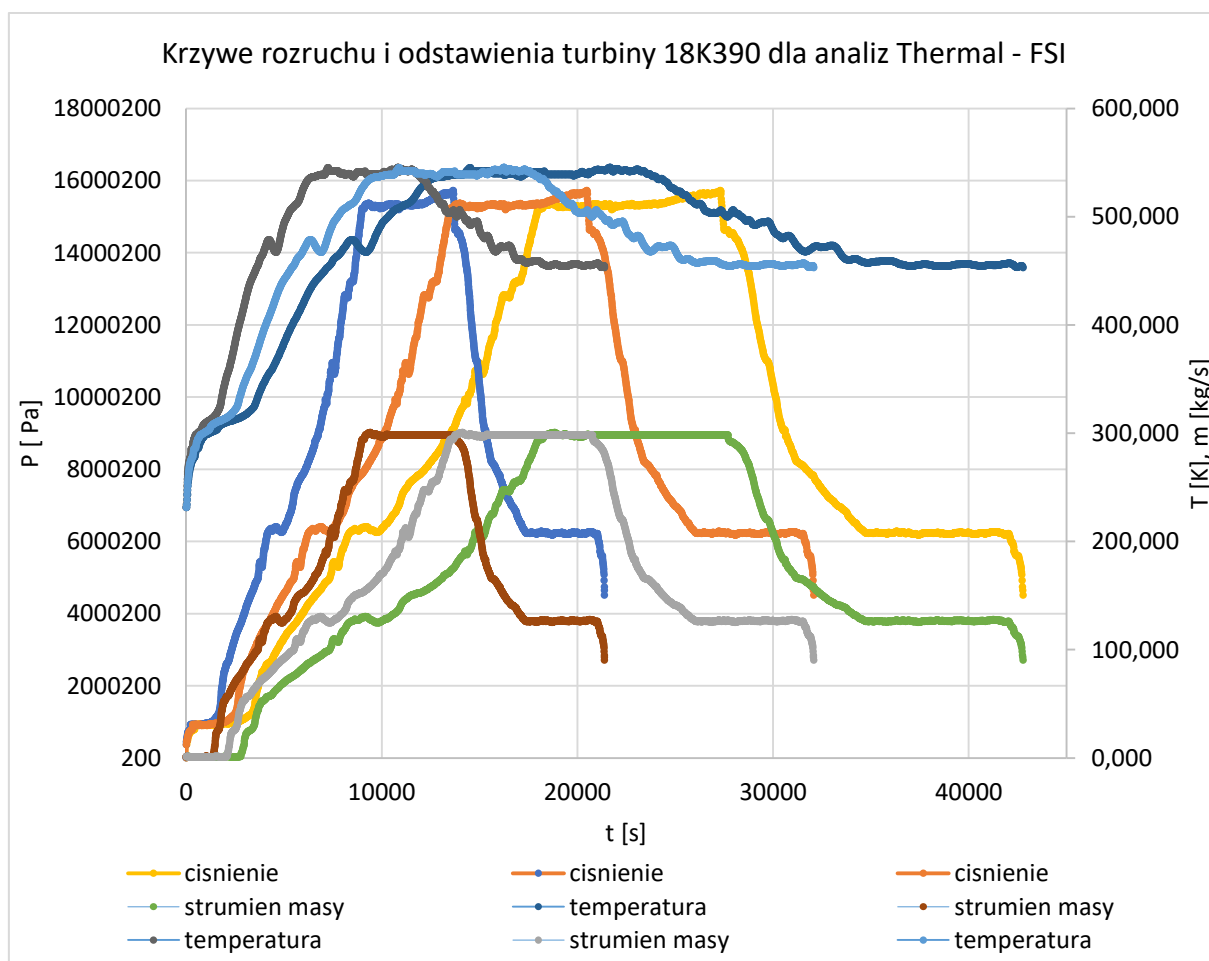
Wskutek zwiększania się ciśnienia w kolektorach rośnie przepływająca przez nie masa. Rezultatem jest zmniejszanie się strumienia pary przepływającej przez główny wlot do geometrii. Jednocześnie wraz ze wzrostem ciśnienia rośnie prędkość wylotowa z analizowanej geometrii. Udziały procentowe w stosunku do głównego strumienia rosną w miarę zwiększania ciśnienia.

Na podstawie zbiorczych wyników dla kolektora Typu I stwierdzono, że ciśnienie 1.04Pw gwarantuje optymalny przepływ oraz charakter chłodzenia łopatki promieniowej.

6. Analizy Thermal – FSI pozaprojektowych zmian obciążenia łopatk promieniowej

Na podstawie wykonanych analiz doboru wartości ciśnienia pary chłodzącej oraz optymalnego kolektora przystąpiono do przeprowadzenia docelowych analiz Thermal – FSI.

6.1. Warunki brzegowe i początkowe



Rys. 94. Krzywe rozruch - odstawienie dla przypadku referencyjnego (ref), przyspieszonego 0.75 raza (0.75x ref) oraz przyspieszonego dwukrotnie (0.5x ref)

W przypadku analizy CFD jako krok czasowy symulacji zadano 5 sekund. W takim przypadku dla analizy rozruchów otrzymano :

- rozruch 44 000s: 8 800 kroków czasowych,
- rozruch 33 000s: 6 600 kroków czasowych,
- rozruch 22 000s: 4 400 kroków czasowych.

Dla każdego kroku czasowego zastosowano 25 iteracji. W trakcie analizy uzyskano residua na poziomie 10^{-5} .

Wtrysk pary chłodzącej realizowany jest równolegle z przepływem pary świeżej. Od czasu 0s rozruchu z zastosowanym chłodzeniem temperatura pary chłodzącej jest tożsama z temperaturą pary świeżej. Następnie temperatura pary dodatkowej pozostaje stała aż do osiągnięcia analizowanej różnicy temperatur pomiędzy parą świeżą a chłodzącą (odpowiednio 50, 100, 150) po czasie osiągnięcia docelowej różnicy temperatur, temperatura pary chłodzącej zwiększa się aby zachować zadany gradient temperatury.

W przypadku chłodzenia $T=300^{\circ}\text{C}$ para chłodząca zwiększa swoją temperaturę zgodnie z narastaniem temperatury pary świeżej. Po osiągnięciu wartości temperatury 300 temperatura pary chłodzącej pozostaje stała dla reszty cyklu rozruchu i odstawienia.

6.2. Model dyskretny

Siatki dyskretne użyta do analiz CFD obejmują dwa rodzaje geometrii:

- referencyjną,
- zmodyfikowaną (geometria z kolektorem typu I).

W przypadku geometrii referencyjnej wykonano dyskretyzację metodą objętości skończonych analogicznie jak w przypadku „walidacji eksperymentalnej”. Różnica występuje w tym przypadku w zastosowanych luzach pomiędzy kadłubem wewnętrznym a łopatką promieniową.

Przechodząc do geometrii zmodyfikowanej, wykorzystano wcześniej opracowaną siatkę dyskretną jak dla kolektora I. Z tego też względu nie przywoływano po raz kolejny siatek wykorzystywanych do obliczeń CFD.

Ilość objętości skończonych do analizy CFD wynosiła 2.3 mln w przypadku zarówno geometrii referencyjnej jak i zmodyfikowanej.

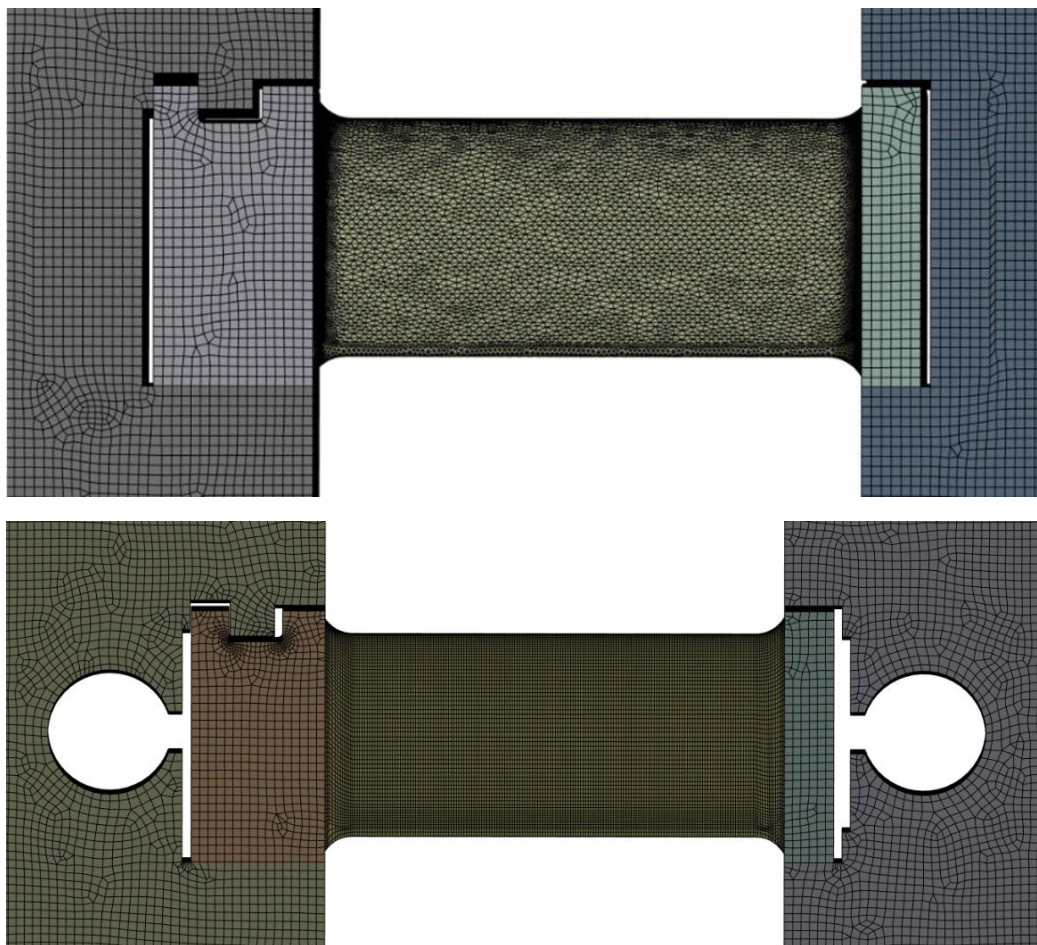
W przypadku analizy CSD wykonano siatkę dyskretną metodą analogiczną jak w 3.2.2.

Siatka stosowana w obliczeniach CSD obejmuje 400 tys. elementów skończonych, umożliwiając precyzyjne odwzorowanie geometrii i poprawne uwzględnienie zjawisk strukturalnych.

Wykonano analizę niezależności siatki CSD. Analizowano siatki o ilości elementów skończonych odpowiednio:

- 50 000,
- 100 000,
- 200 000,
- 400 000,
- 600 000.

Na podstawie przeprowadzonej analizy wykorzystano siatkę o ilości 400 tysięcy elementów skończonych. Siatki dla geometrii referencyjnej i zmodyfikowanej widnieją na Rys. 95. Zdecydowano się na ukazanie zbliżenie zdyskretyzowanych geometrii w okolicy mocowania łopatki w kadłubie.



Rys. 95. Zdyskretyzowana domena ciała stałego dla obliczeń CSD, geometria referencyjna i zmodyfikowana

6.3. Wyniki CFD

W ramach przeprowadzonych analiz numerycznych głównym celem symulacji CFD było uzyskanie rozkładu temperatury w ciele stałym, który następnie został zaimportowany do solvera odpowiedzialnego za obliczenia wytrzymałościowe. Skupiono się zatem na wymianie ciepła między płynem a konstrukcją, przy czym wyniki przepływu nie były przedmiotem szczegółowej analizy, a jedynie narzędziem umożliwiającym określenie warunków termicznych.

Ze względu na charakter badań, wyniki przedstawione w niniejszym rozdziale ograniczają się do wizualizacji pól temperatury w kilku wybranych krokach czasowych. Pozwala to na obserwację dynamiki nagrzewania oraz ewentualnych różnic w rozkładzie temperatury w kluczowych obszarach konstrukcji. Takie podejście umożliwia kompleksową analizę wpływu warunków termicznych na dalsze etapy obliczeń w solverze ciała stałego, stanowiąc fundament dla oceny wytrzymałościowej analizowanego układu.

Przedstawiono wyniki pola temperatury w środku przekroju poprzecznego ciała stałego (kadłub wewnętrzny i łopata promieniowa).

Zagadnienia związane z przepływem odnosić się będą w głównej mierze do wpływu dodatkowego wtrysku pary, który ma na celu zwiększenie natężenia przepływu, a także do lokalnego obniżenia temperatury w spirali. Wprowadzenie tych modyfikacji pozwala na lepszą kontrolę warunków termicznych w konstrukcji, co jest kluczowe dla zapewnienia jej trwałości i optymalnych warunków pracy.

Ze względu na dużą ilość obliczeń zdecydowano się przedstawić wyniki w 8 krokach czasowych dla każdej z przeprowadzonych symulacji CFD:

- 500s,
- 1500s,
- 3000s,
- 6000s,
- 9000s,
- 12000s,
- 14000s,
- Ostatni krok czasowy symulacji tj. 44000s dla rozruchu referencyjnego, 33000s dla rozruchu przyspieszonego 0.75x ref oraz 22000s dla rozruchu przyspieszonego 0.5x ref.

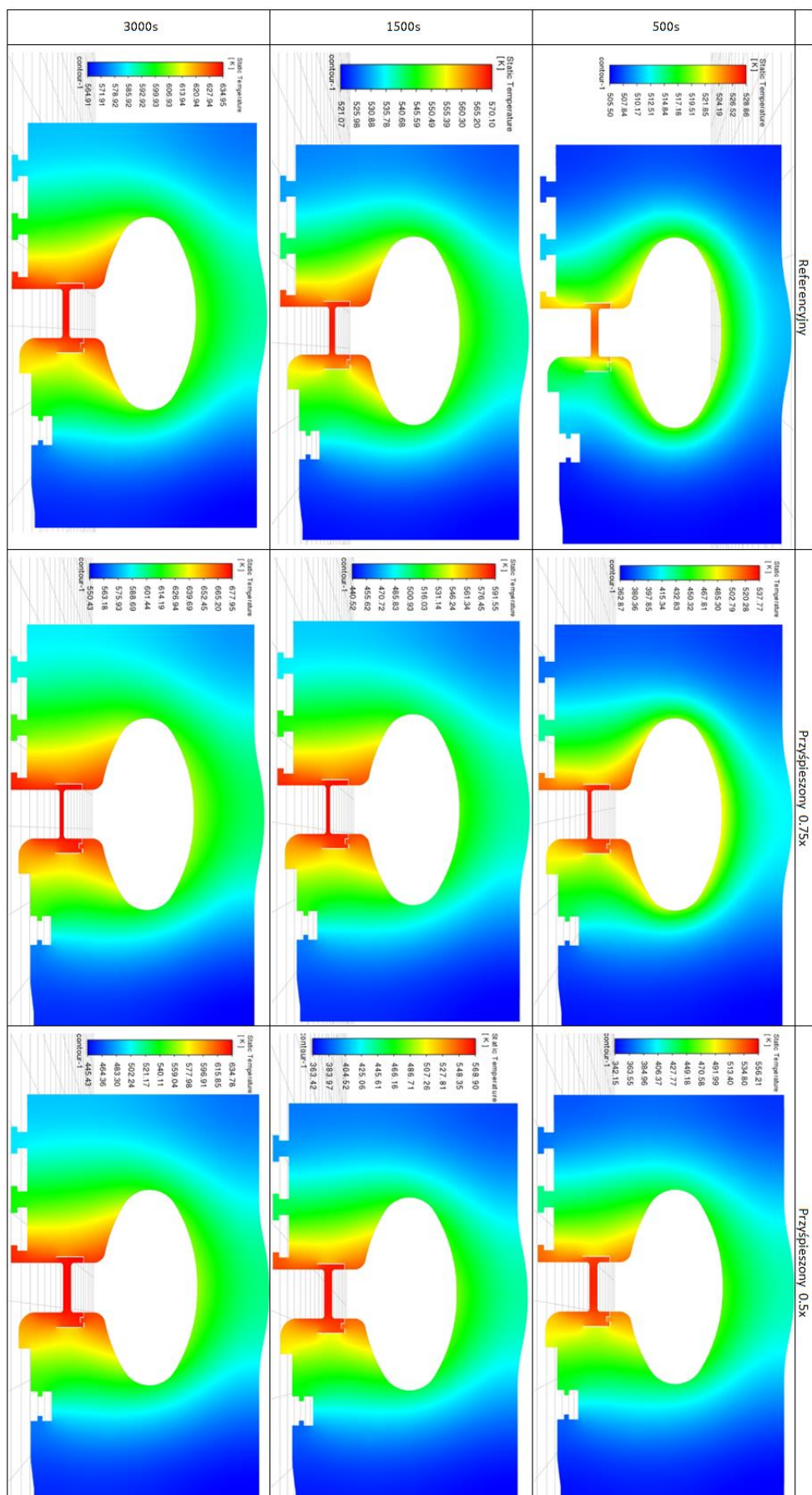
Podrozdziały 6.3.1. – 6.3.5. zawierają graficzne przedstawienie pola temperatury w w/w krokach czasowych dla każdej z symulacji.

6.3.1. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyspieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref bez chłodzenia

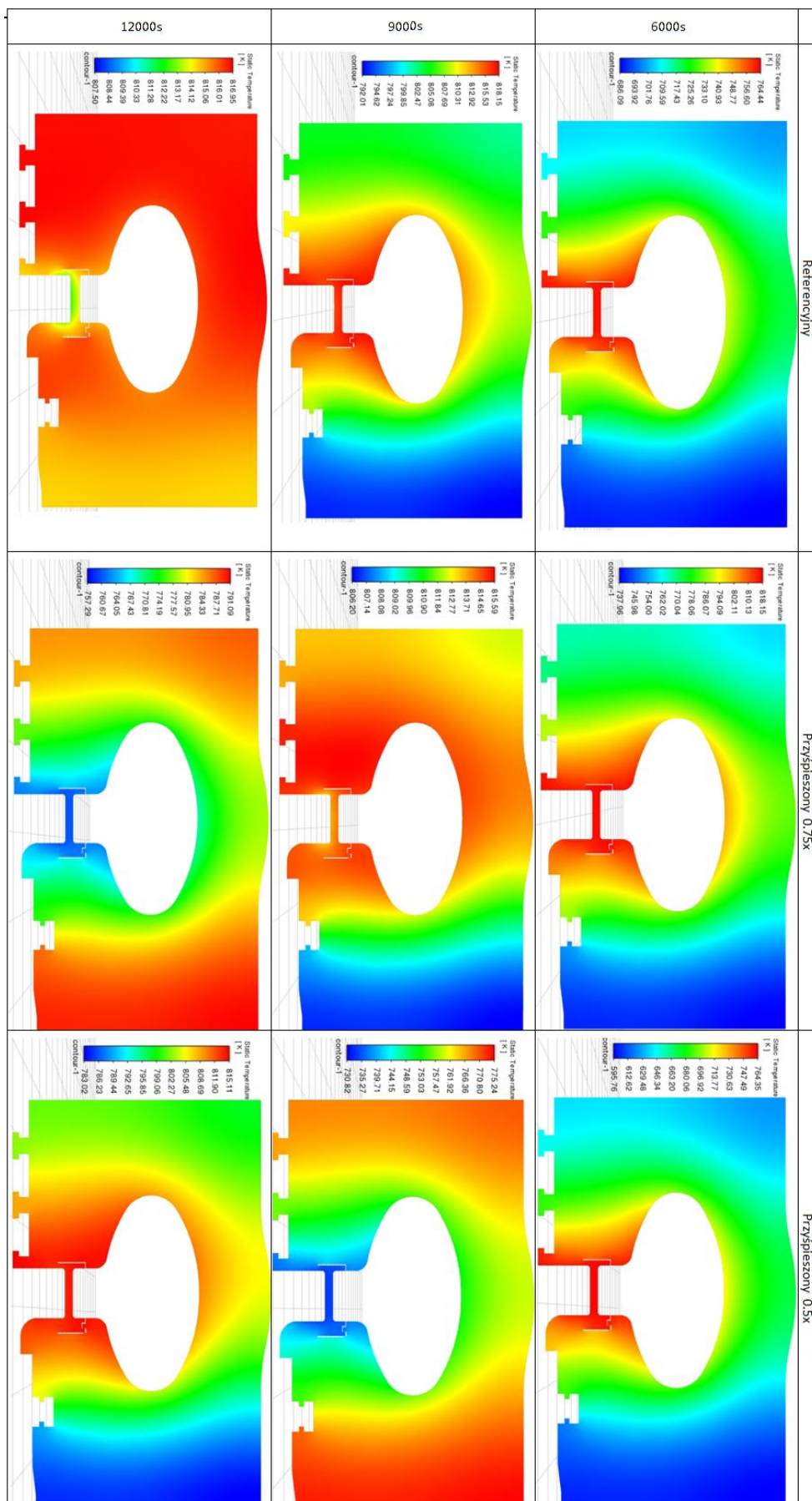
Rys. 96 ukazuje pole temperatury dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s. Początkowa faza nagrzewania wykazuje szybki wzrost temperatury w łopatkę promieniowej, gdzie wartości osiągają do 400°C. W obszarze kadłuba wewnętrznego temperatura rośnie wolniej, ale widoczne są pierwsze gradienty temperatury na styku łopatki i kadłuba. Warianty przyspieszone powodują gwałtowniejsze nagrzewanie, co skutkuje większymi różnicami temperatur w krótkim czasie.

Rys. 97 ukazuje pole temperatury dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s. W tej fazie gradienty temperatury stają się bardziej widoczne, zwłaszcza w łopatkę promieniowej, gdzie temperatura sięga 520–550°C, podczas gdy w kadłubie wewnętrznym pozostaje na poziomie 400–450°C. W wariantach 0.5x ref konstrukcja nagrzewa się znacznie szybciej, co powoduje największe naprężenia termiczne.

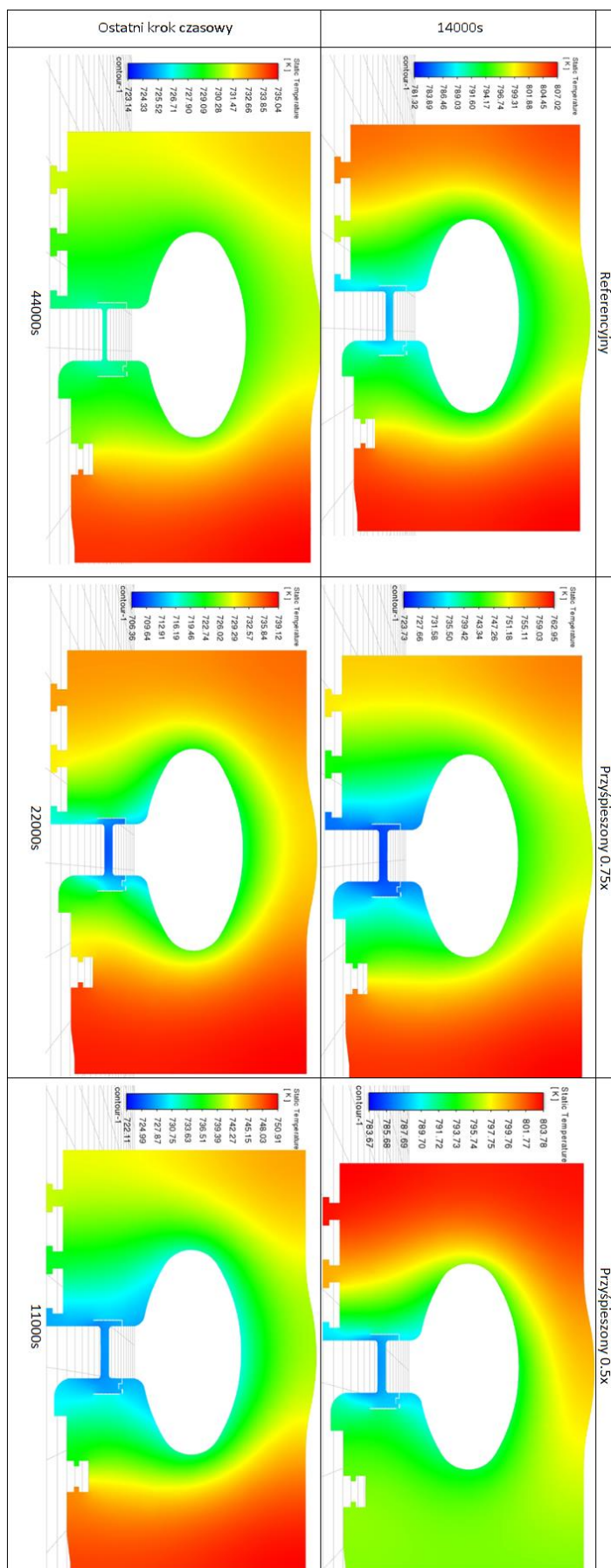
Rys. 98 przedstawia pole temperatury dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego. Końcowa faza rozruchu bez chłodzenia pokazuje największe gradienty w obszarze styku łopatki z kadłubem, gdzie różnice temperatur przekraczają 150°C. Wariant 0.5x ref osiąga najwyższe wartości temperatury najszybciej, co sugeruje podwyższone ryzyko obciążeń cieplnych i potencjalnych uszkodzeń materiałowych.



Rys. 96. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.



Rys. 97. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.



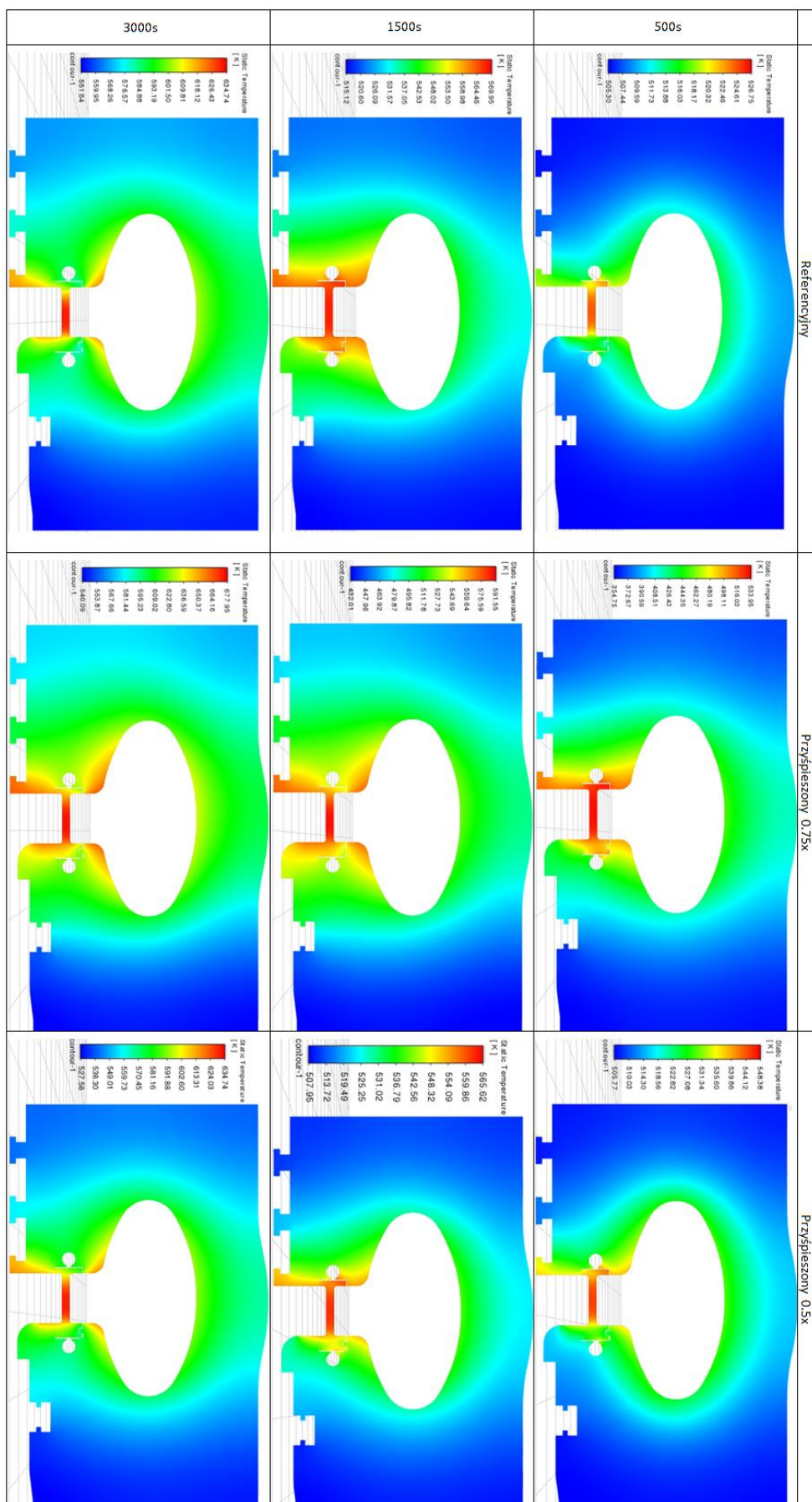
Rys. 98. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.

6.3.2. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyspieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 50^{\circ}\text{C}$

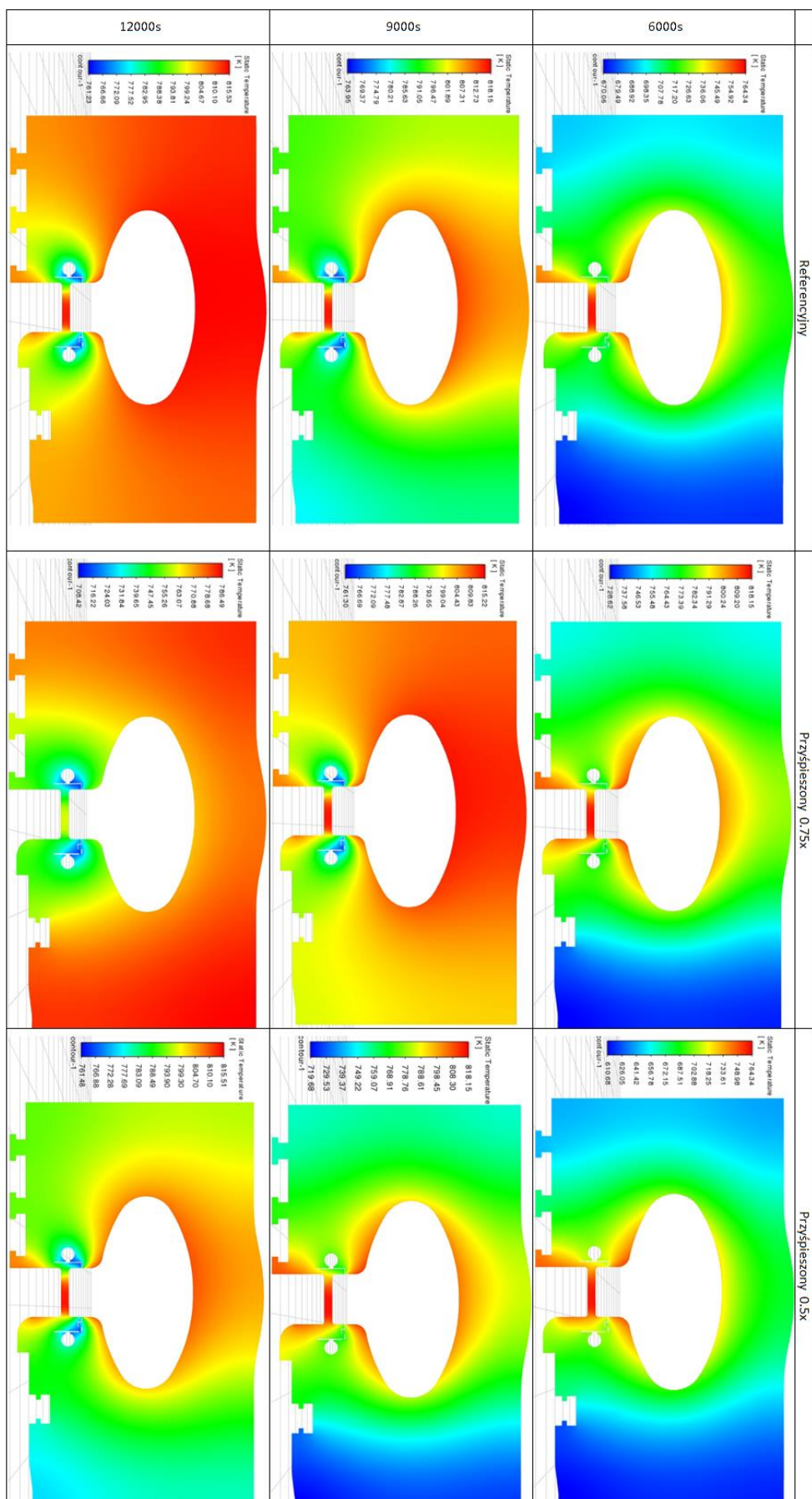
Rys. 99 ukazuje pole temperatury na wczesnym etapie rozruchu (500s, 1500s, 3000s) z aktywnym chłodzeniem. W porównaniu do wersji bez chłodzenia, zauważalne jest obniżenie temperatury w kluczowych obszarach, szczególnie w spirali. Chłodzenie wpływa na zmniejszenie gradientów termicznych i łagodniejsze nagrzewanie konstrukcji.

Rys. 100 przedstawia pole temperatury w środkowej fazie rozruchu (6000s, 9000s, 12000s). Wpływ chłodzenia staje się bardziej widoczny – temperatura w analizowanych obszarach jest istotnie niższa, co redukuje różnice termiczne między poszczególnymi elementami. Warianty przyspieszone wykazują nadal wyższe gradienty niż rozruch referencyjny, ale są one mniejsze niż w przypadku braku chłodzenia.

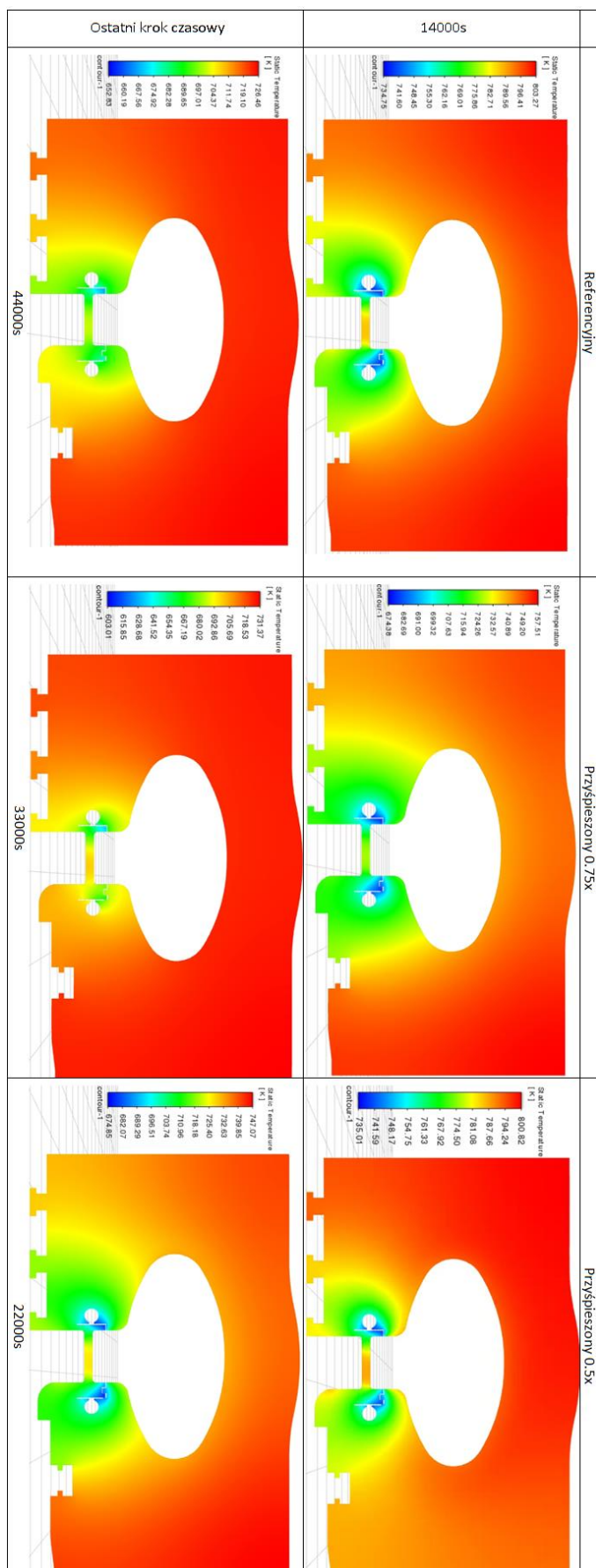
Rys. 101 uwidacznia pole temperatury w końcowych etapach rozruchu (14000s i ostatni krok czasowy). Chłodzenie znacząco wpływa na stabilizację temperatury, redukując maksymalne wartości i ograniczając obszary wysokiego gradientu. Różnice między wariantami są nadal widoczne, ale w porównaniu do sekcji 6.3.1, są one mniej wyraźne.



Rys. 99. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.



Rys. 100. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.



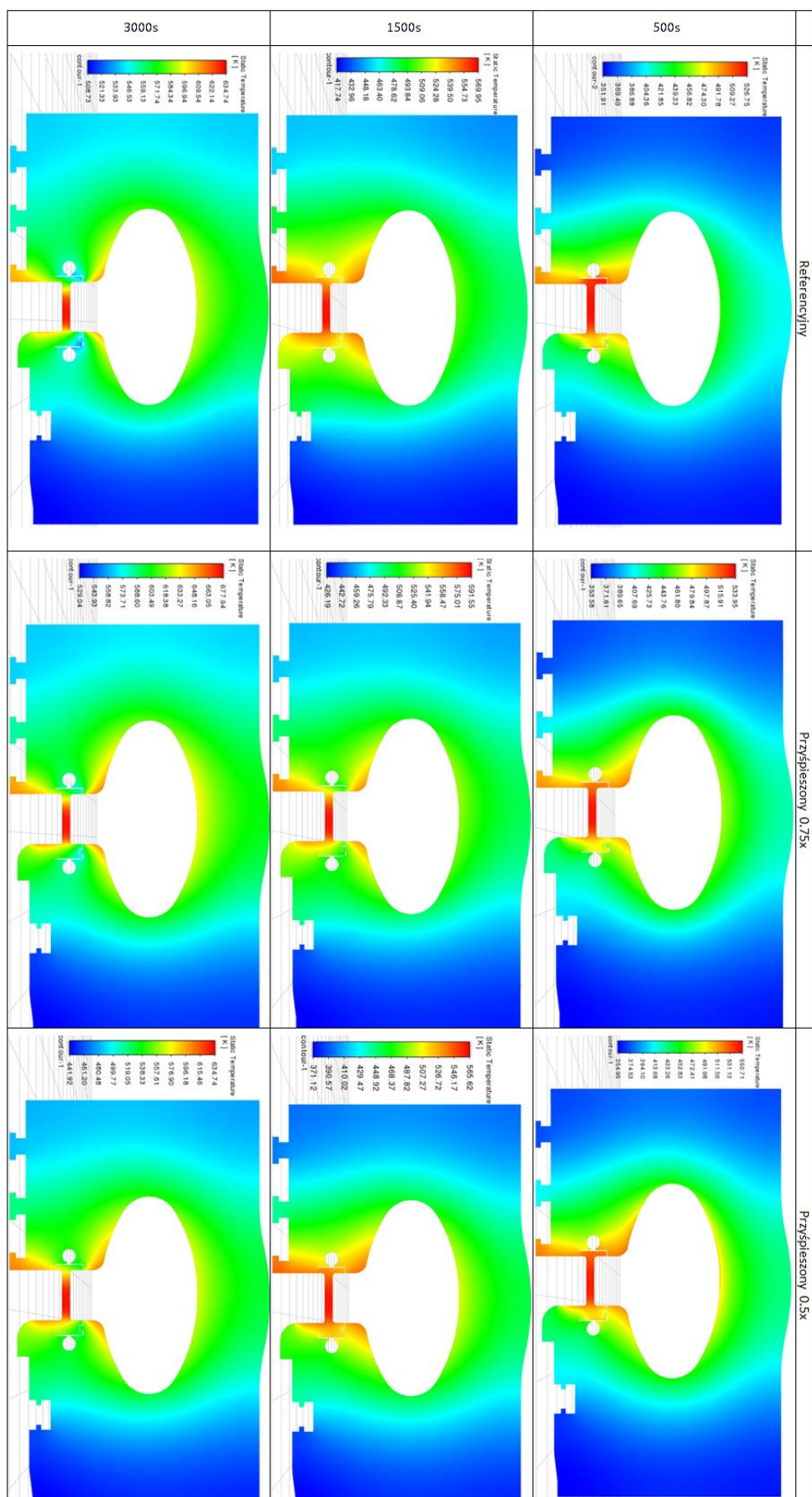
Rys. 101. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.

6.3.3. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyspieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$

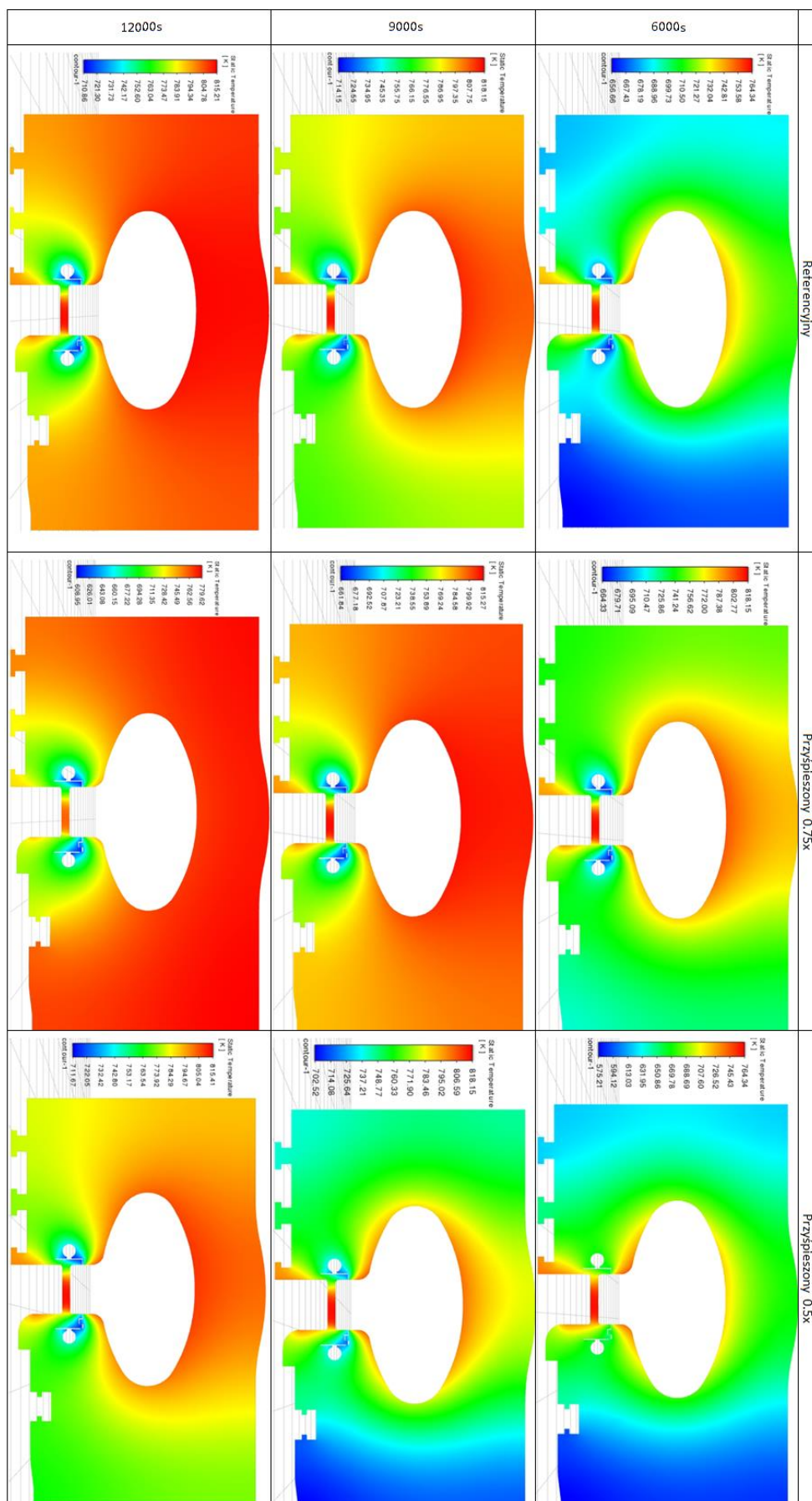
Rys. 102 przedstawia pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s. W początkowej fazie rozruchu obserwuje się stopniowe nagrzewanie konstrukcji, z dominującym wzrostem temperatury w okolicach łopatki promieniowej. Warianty przyspieszone wykazują szybszy wzrost temperatury, jednak obecność chłodzenia ogranicza intensywność tego zjawiska, szczególnie w spirali.

Rys. 103 przedstawia pole temperatury dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s. W dalszej fazie rozruchu konstrukcja osiąga wyższe temperatury – w łopatce promieniowej temperatura dochodzi do ok. $520\text{--}550^{\circ}\text{C}$, natomiast w kadłubie wewnętrznym wartości oscylują w granicach $400\text{--}450^{\circ}\text{C}$. Chłodzenie skutecznie zmniejsza gradienty temperatury, szczególnie w obszarze spirali, gdzie lokalnie temperatura pozostaje niższa.

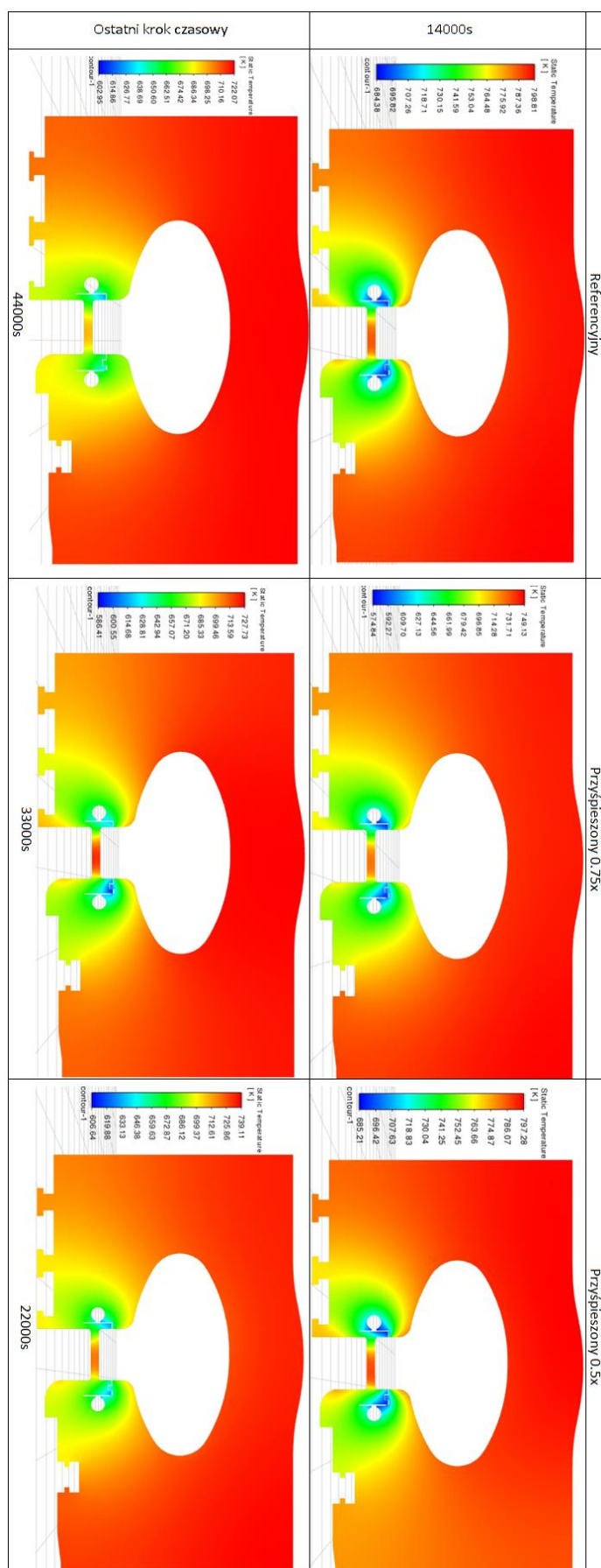
Rys. 104 przedstawia pole temperatury dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego. W końcowej fazie nagrzewania temperatura konstrukcji stabilizuje się. Wariant referencyjny osiąga temperatury maksymalne rzędu $550\text{--}570^{\circ}\text{C}$ w łopatce, podczas gdy wariant 0.5x ref dochodzi do tych wartości znacznie szybciej, co powoduje większe różnice temperaturowe między elementami. Chłodzenie ogranicza skrajne wartości temperatury i redukuje naprężenia termiczne.



Rys. 102. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.



Rys. 103. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.



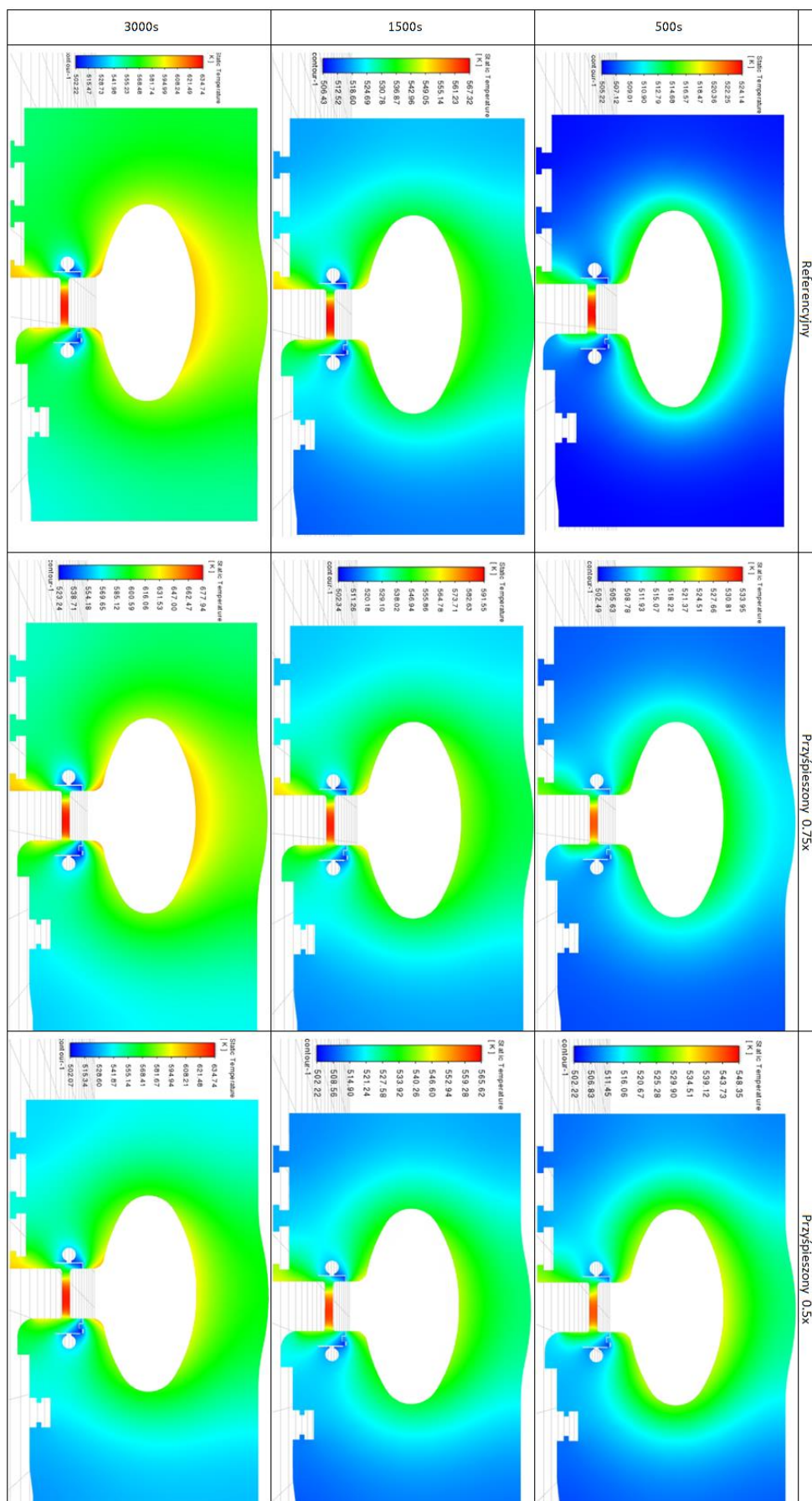
Rys. 104. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.

6.3.4. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyspieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 150^{\circ}\text{C}$

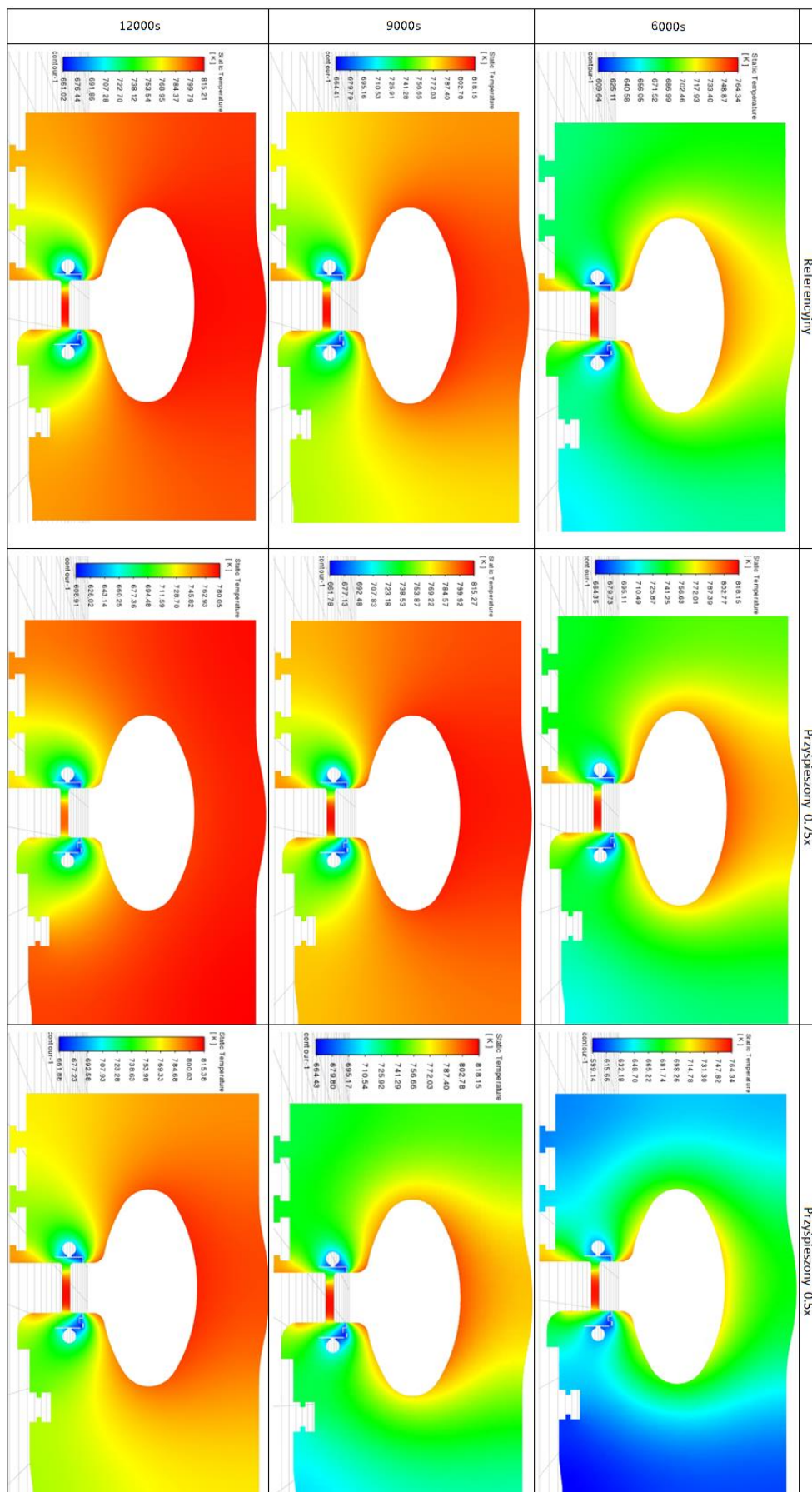
Rys. 105 przedstawia pole temperatury dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s. Na wczesnym etapie konstrukcja pozostaje jeszcze w umiarkowanych temperaturach (do 350°C w łopacie), ale lokalne gradienty zaczynają się zaznaczać, zwłaszcza w rejonie styku łopatki z kadłubem. Chłodzenie wpływa na wolniejsze nagrzewanie tych obszarów.

Rys. 106 przedstawia pole temperatury dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s. Konstrukcja jest już znacząco nagrzana, a największe różnice temperatur widać w miejscach kontaktu materiałów o różnych właściwościach przewodzenia ciepła. Wariant 0.5x ref osiąga pełne nagrzanie znacznie szybciej niż referencyjny, co prowadzi do najwyższych gradientów temperaturowych w kadłubie. Temperatury maksymalne dochodzą do 550°C , ale chłodzenie w spirali pozwala na utrzymanie niższych wartości w wybranych miejscach.

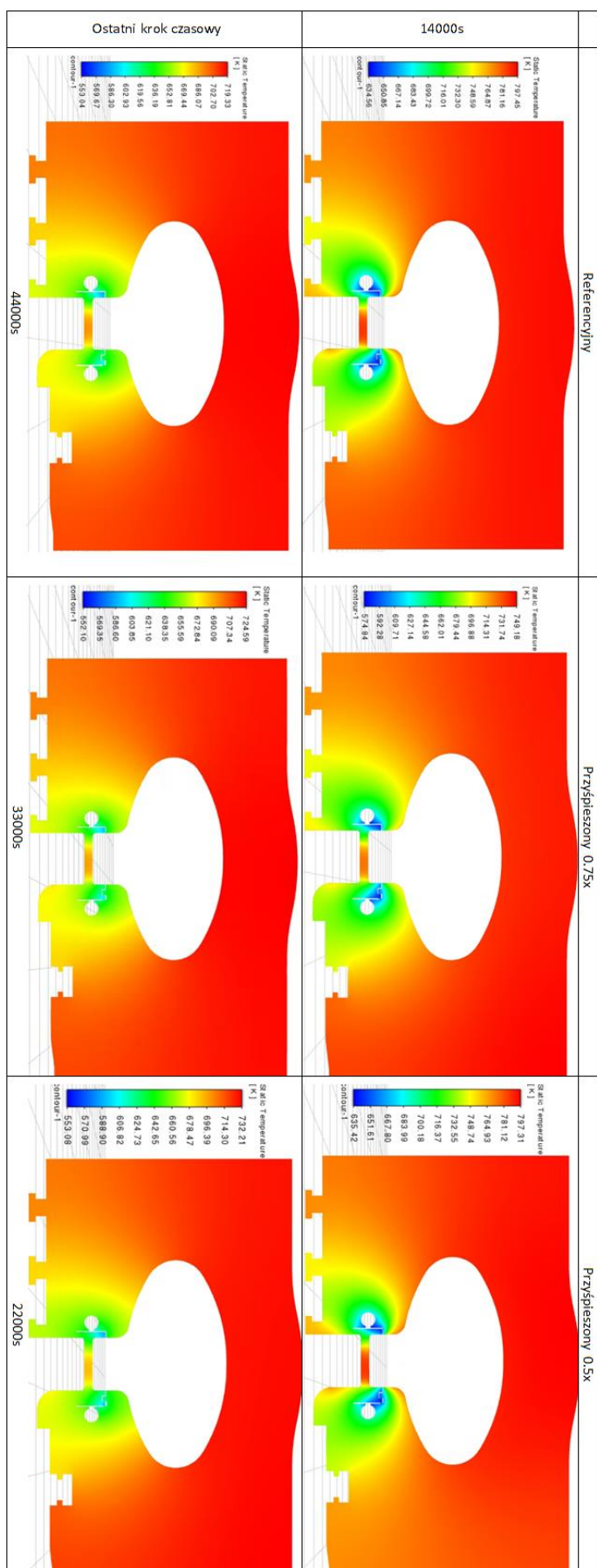
Rys. 107 przedstawia pole temperatury dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego. Konstrukcja stabilizuje się na poziomie bliskim wartości roboczych. Wariant referencyjny wykazuje najbardziej jednorodny rozkład temperatury, natomiast w wariantcie 0.5x ref lokalne różnice temperatur są najwyższe, co może powodować większe naprężenia cieplne i szybsze zużycie materiału w długoterminowej eksploatacji.



Rys. 105. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.



Rys. 106. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.



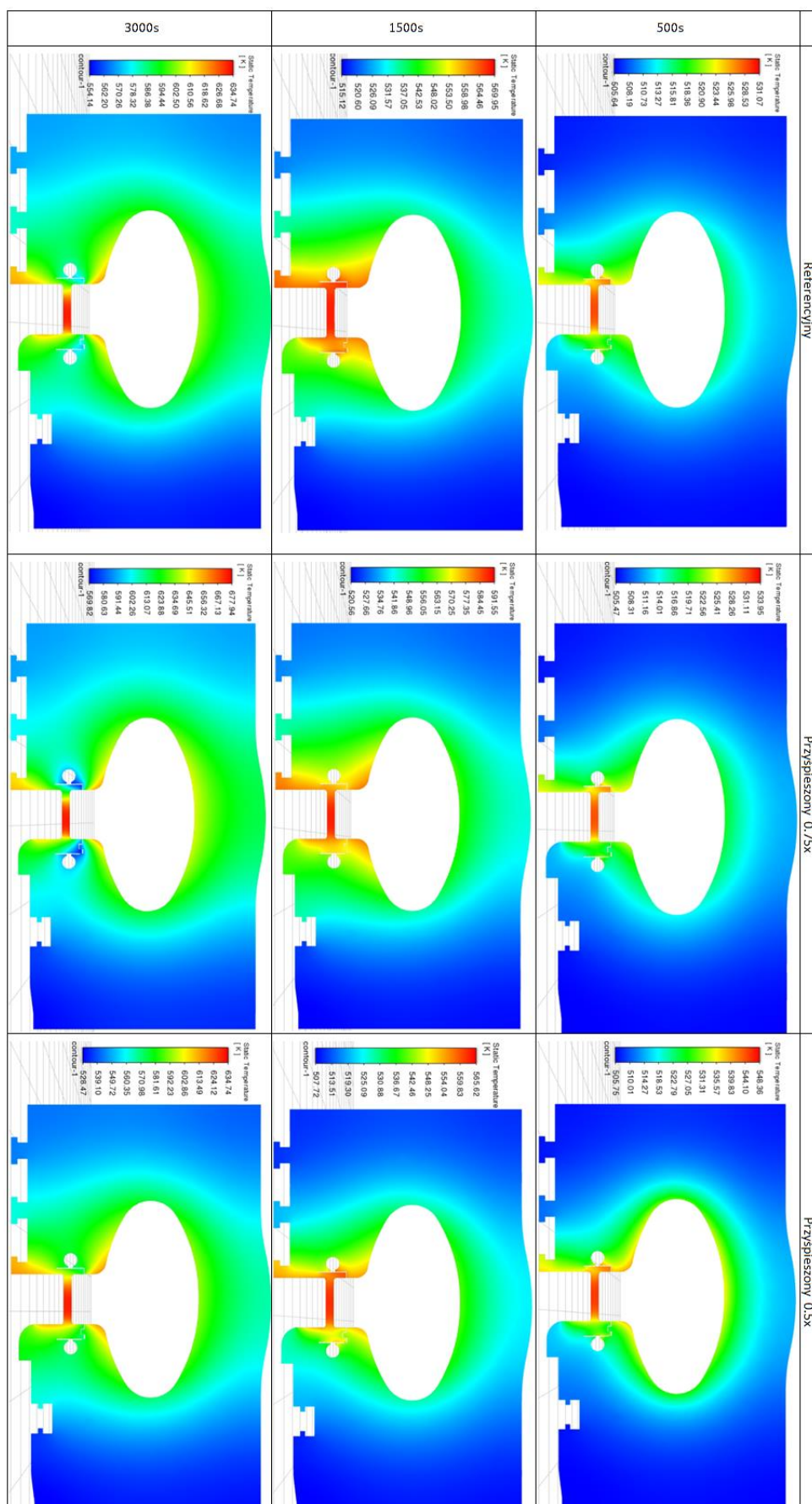
Rys. 107. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.

6.3.5. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyspieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z chłodzeniem $\Delta T = 300^{\circ}\text{C}$

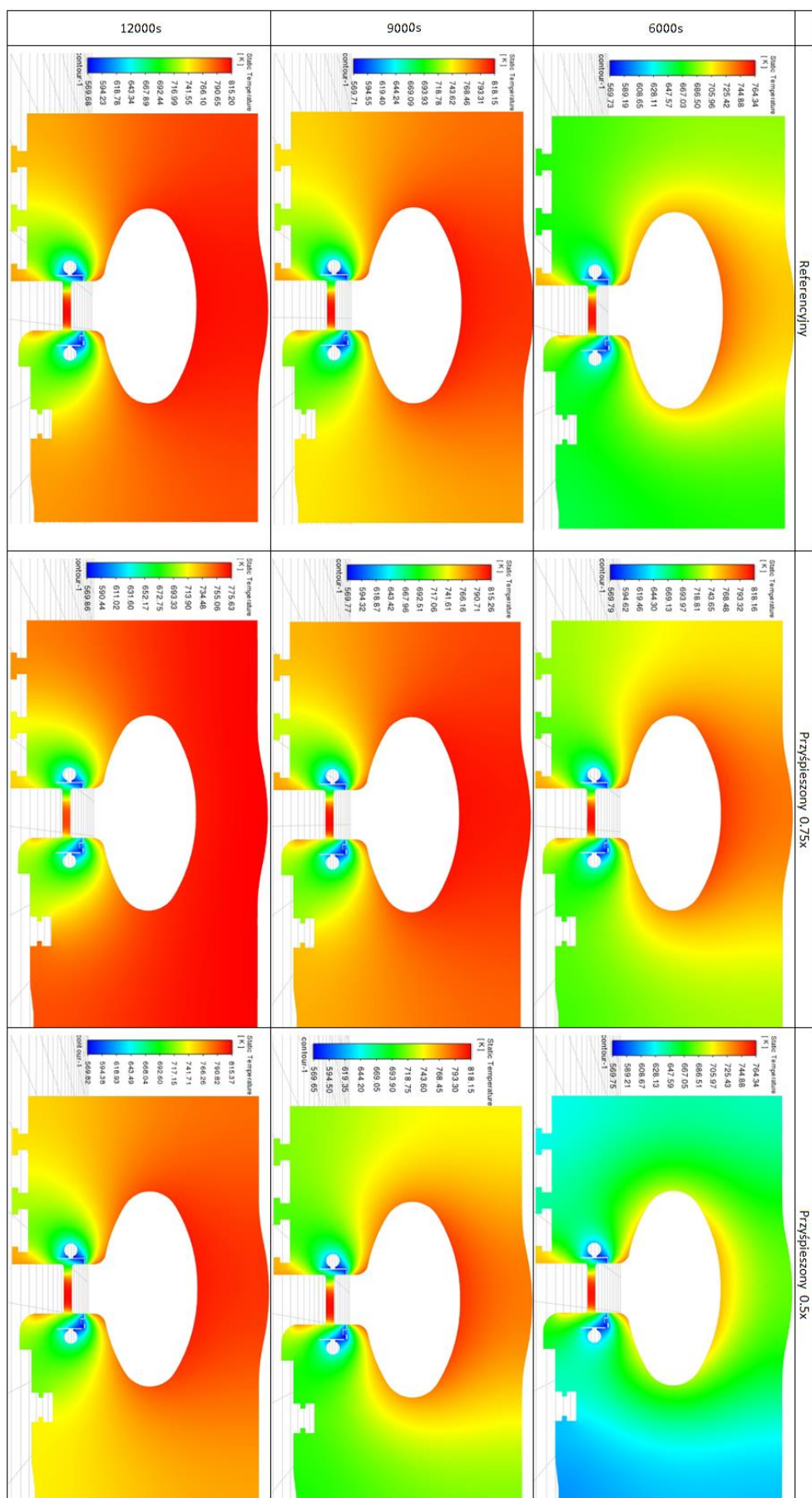
Rys. 108 przedstawia temperatury dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s. W początkowych etapach rozruchu obserwuje się intensywne nagrzewanie konstrukcji, szczególnie w łopatkę promieniowej. Mimo zastosowania chłodzenia parą o temperaturze 300°C , gradienty temperatury między zimnymi a gorącymi obszarami pozostają wysokie, zwłaszcza w miejscach styku łopatki z kadłubem wewnętrznym.

Rys. 109 przedstawia pole temperatury dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s. W środkowej fazie rozruchu konstrukcja osiąga znaczne różnice temperatur – łopatkę promieniową nagrzewa się do $550\text{--}570^{\circ}\text{C}$, podczas gdy kadłub wewnętrzny pozostaje chłodniejszy w miejscach intensywnego przepływu pary chłodzącej. Występują wysokie gradienty temperatury na granicach stref o zróżnicowanym dopływie ciepła, co może prowadzić do naprężeń termicznych.

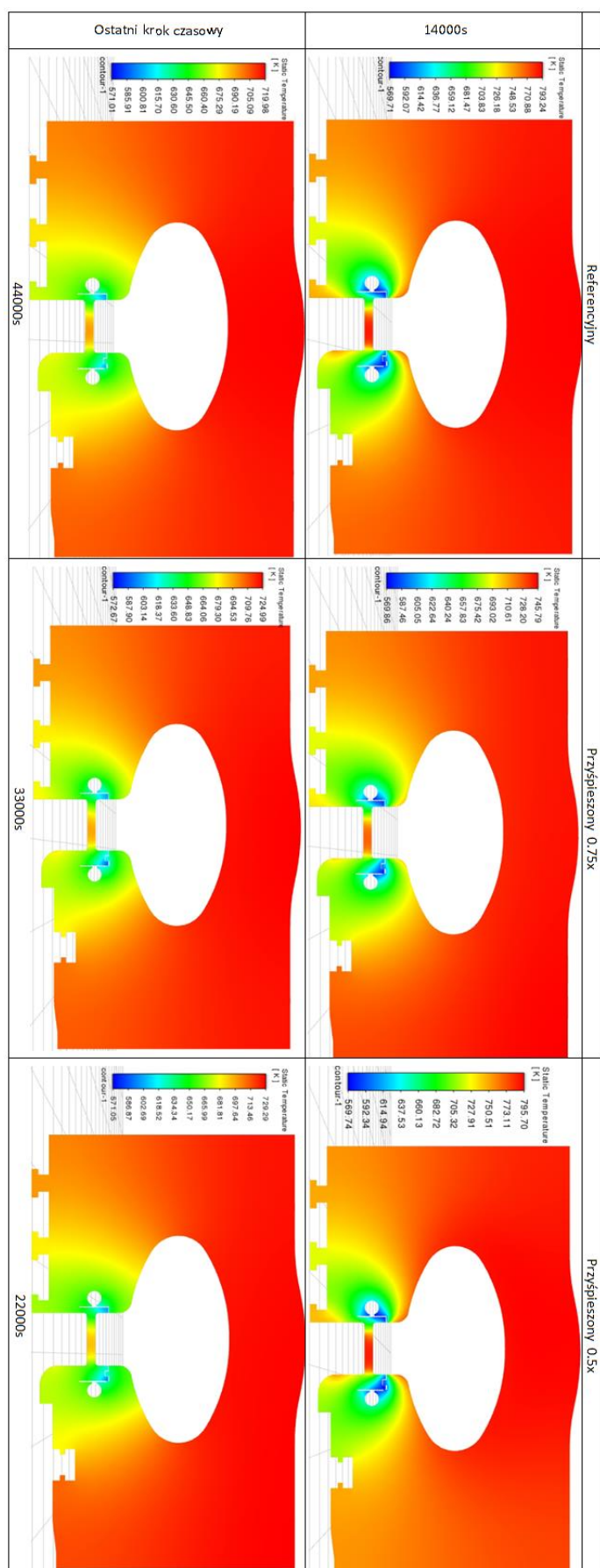
Rys. 110 przedstawia pole temperatury dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego. W końcowej fazie rozruchu, mimo stabilizacji wartości maksymalnych, nadal występują znaczne różnice temperatury między kadłubem a łopatką, szczególnie w wariancie 0.5x ref. Chłodzenie parą o temperaturze 300°C skutecznie redukuje temperaturę w spirali, ale nie niweluje dużych gradientów temperaturowych w kluczowych obszarach konstrukcji. Największe obciążenia cieplne nadal występują w łopatkę promieniowej i jej połączeniu z kadłubem wewnętrznym.



Rys. 108. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.



Rys. 109. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.



Rys. 110. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.

6.4. Podsumowanie

Przeprowadzone analizy CFD umożliwiły szczegółową ocenę wpływu różnych scenariuszy rozruchu turbiny na rozkład temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej. Wyniki jednoznacznie wskazują, że tempo nagrzewania konstrukcji jest silnie skorelowane z przyjętym wariantem rozruchu – szybsze scenariusze prowadzą do wyższych gradientów temperatury, co może skutkować większymi naprężeniami termicznymi i potencjalnym zmniejszeniem trwałości elementów.

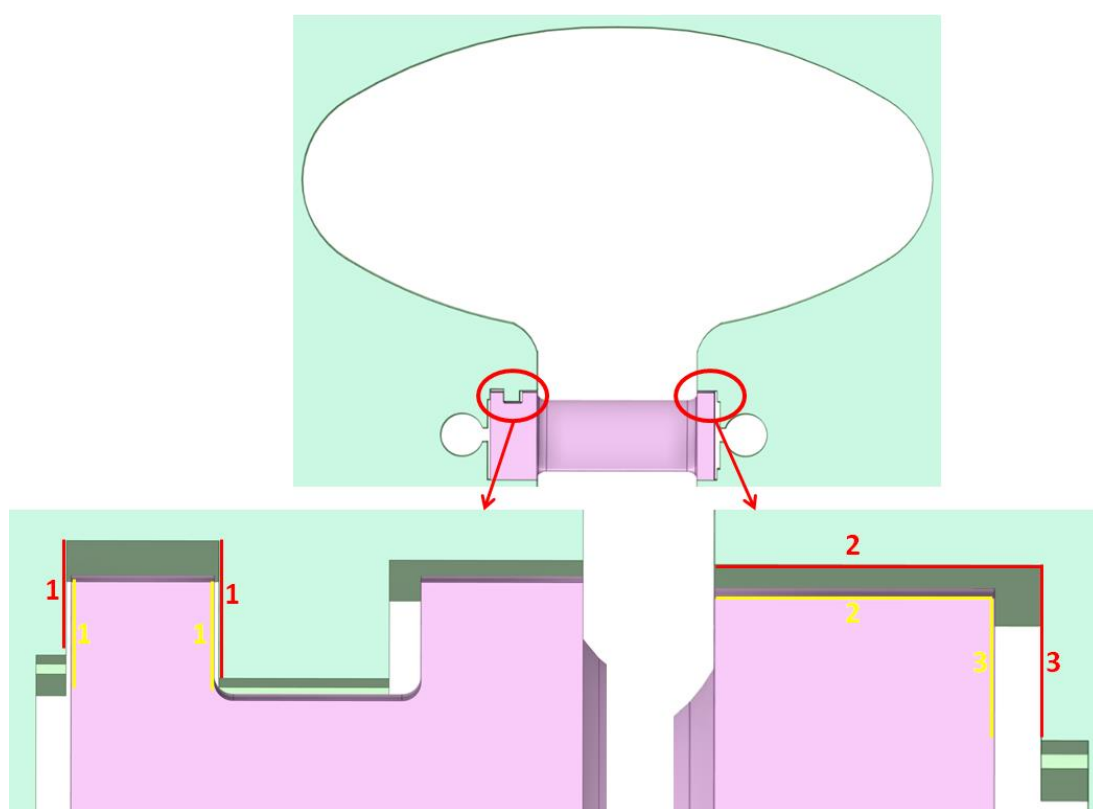
Zastosowanie systemu chłodzenia znacząco wpłynęło na ograniczenie skrajnych wartości temperatury oraz redukcję lokalnych gradientów, szczególnie w obszarze spirali. Dzięki temu zmniejszono ryzyko nadmiernego obciążenia cieplnego, co ma kluczowe znaczenie dla długoterminowej niezawodności konstrukcji.

Najbardziej wymagające warunki termiczne zaobserwowano w przypadku rozruchu przyspieszonego do 0.5x czasu referencyjnego, gdzie występowały największe różnice temperatur w krytycznych obszarach turbiny. Wyniki te wskazują, że optymalizacja procesu rozruchu powinna uwzględniać nie tylko aspekty czasowe, ale także wpływ na wytrzymałość cieplną materiałów.

Podsumowując, analiza CFD dostarczyła cennych informacji dotyczących dynamiki nagrzewania oraz skuteczności strategii chłodzenia, stanowiąc solidną podstawę do dalszych badań nad optymalizacją procesu rozruchu i minimalizacją negatywnych skutków obciążeń termicznych.

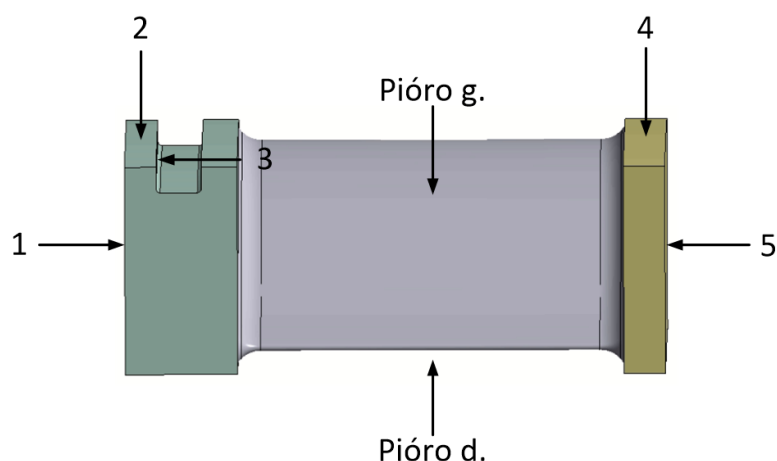
6.5. Wyniki CSD

W niniejszym rozdziale dotyczącym wyników CSD przedstawiono analizę naprężeń oraz przemieszczeń w badanej łopacie promieniowej. Wyniki naprężenia zredukowane HMM były odczytywane globalnie z całej łopaty, co pozwoliło na ocenę ogólnego rozkładu obciążeń w strukturze. Natomiast analiza naprężeń normalnych została ograniczona do kierunku osi OX, ponieważ w tym kierunku obserwowano największe wartości naprężeń rozciągających i ściskających, co miało kluczowe znaczenie dla oceny wytrzymałości konstrukcji. W aspekcie kasacji luzów szczególną uwagę poświęcono analizie przemieszczeń pomiędzy dalszym zębkiem stopki a wrębem w kadłubie wewnętrznym w kierunku osiowym, co miało istotne znaczenie dla oceny stabilności połączenia. Dodatkowo zbadano przesunięcia bandaża łopaty względem kadłuba wewnętrznego zarówno w kierunku promieniowym, jak i osiowym, aby określić wpływ luzów na ogólną pracę układu oraz potencjalne ryzyko uszkodzeń wynikające z relatywnych ruchów tych elementów.



Rys. 111. Oznaczenie płaszczyzn, które rozpatrywano pod kątem przemieszczeniowym

Naprężenia normalne były odczytywane z wybranych płaszczyzn oznaczonych na załączonym rysunku jako 1, 2, 3, 4 oraz 5, a także z obszarów oznaczonych jako pióro górne (Pióro g.) oraz pióro dolne (Pióro d.). Analiza naprężeń w tych miejscach pozwoliła na określenie ich rozkładu oraz identyfikację obszarów o najwyższym poziomie naprężeń, co miało kluczowe znaczenie dla oceny wytrzymałości konstrukcji.



Rys. 112. Oznaczenie płaszczyzn dla analizy wytrzymałościowej

W przedstawionej analizie naprężenia były odczytywane z powierzchni oznaczonych na rysunku jako 1, 2, 3, 4, 5, Pióro g. oraz Pióro d. Takie podejście pozwoliło na uzyskanie pełniejszego obrazu rozkładu naprężeń w kluczowych obszarach konstrukcji. Wyniki przedstawione zostały jako (+) naprężenie rozciągające oraz (-) naprężenie ściskające dla każdej z powierzchni. Pióro g. oznacza część nadciśnieniową pióra łopatk, zaś Pióro d. część podciśnieniową pióra łopatk.

Odczyt z powierzchni był w tym przypadku uzasadniony, ponieważ umożliwił ocenę naprężeń w istotnych strefach pracy elementu, gdzie mogą występować największe wartości oraz ewentualne koncentracje naprężeń.

W kontekście tej pracy takie podejście jest odpowiednie, ponieważ analiza skupia się na ogólnym rozkładzie naprężeń w strukturze, a nie na bardzo lokalnych efektach, takich jak mikrokarby czy zmiany w pojedynczych punktach. W przypadku elementów o skomplikowanej geometrii, jak w analizowanej łopatk, ocena naprężeń na powierzchniach pozwala na lepsze uchwycenie charakterystyki obciążenia całego komponentu, co ma znaczenie przy analizie wytrzymałości i trwałości zmęczeniowej. Dodatkowo metoda ta jest zgodna z praktyką stosowaną w analizie numerycznej MES, gdzie wartości naprężeń często analizuje się na powierzchniach, aby uchwycić globalny rozkład i zidentyfikować potencjalnie krytyczne obszary.

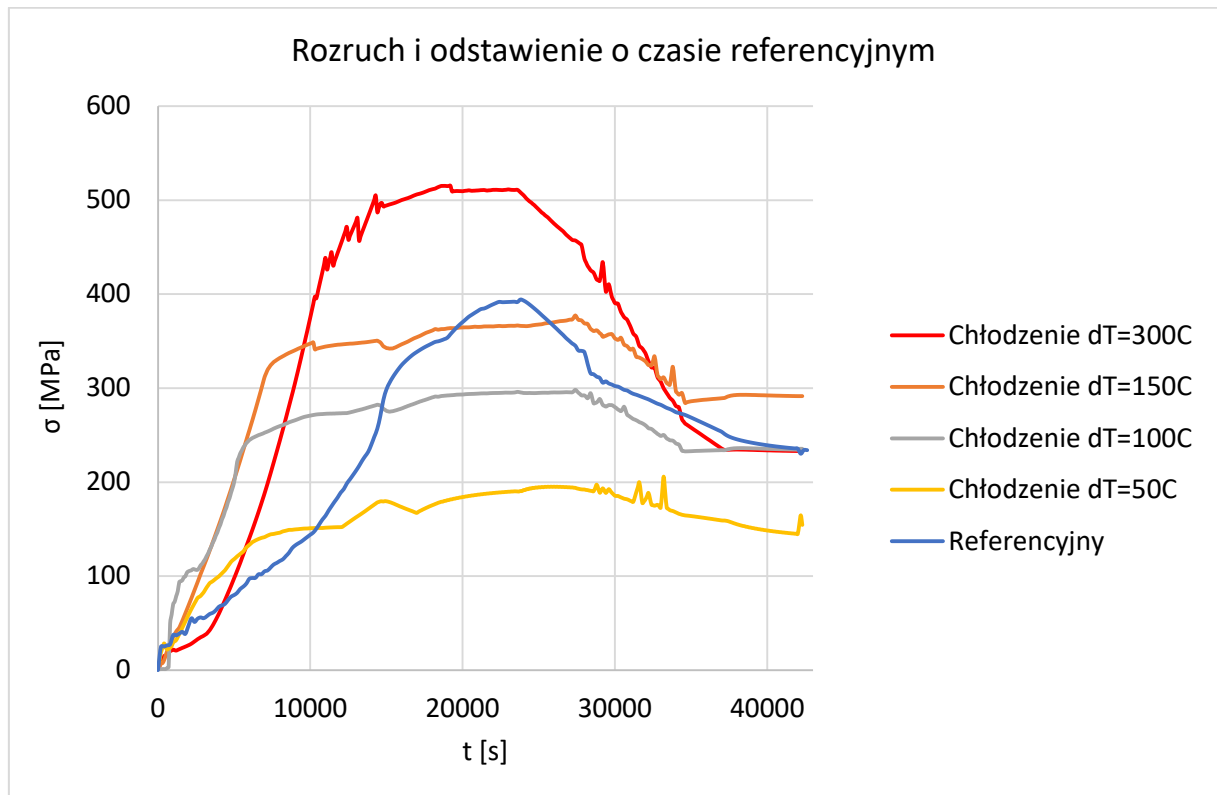
W literaturze występuje szereg prac, w których analizuje się naprężenia na powierzchni łopatk anizeli w konkretnych punktach np. [121–124].

Pojawia się pytanie, dlaczego wyniki dla nowego rozwiązania nie zostały przedstawione w sposób analogiczny do tych przedstawionych w „walidacji eksperymentalnej”.

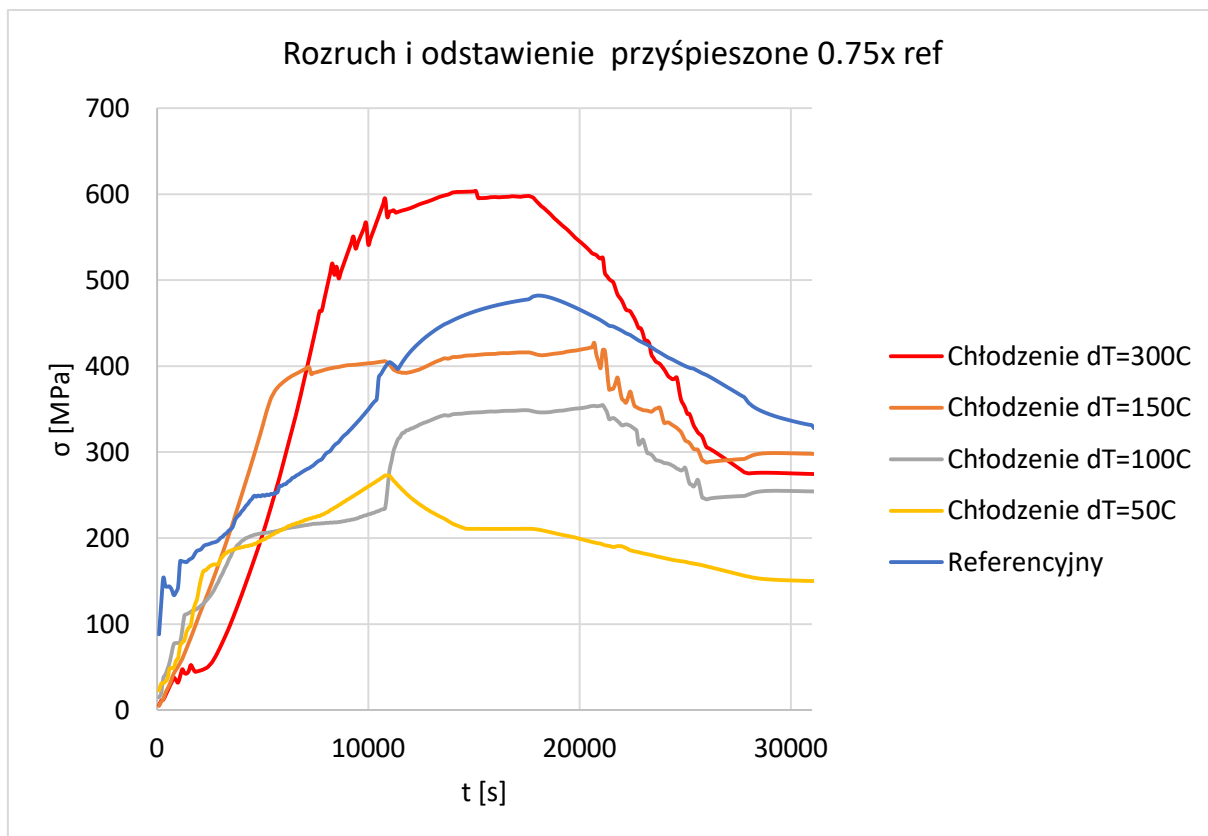
W przeprowadzonej walidacji eksperymentalnej naprężenia były odczytywane z dwóch punktów, które zostały wytypowane na podstawie wcześniejszej awarii jako potencjalne miejsca powstawania ognisk zmęczeniowych. Wybór tych lokalizacji wynikał z potrzeby zweryfikowania, czy metoda Thermal-FSI odpowiednio uwydatni charakter naprężeń w tych obszarach oraz czy pozwoli na precyzyjne odwzorowanie rzeczywistych warunków pracy elementu.

Natomiast w przypadku analizy nowego rozwiązania konstrukcyjnego skupiono się przede wszystkim na globalnym charakterze naprężeń, co pozwoliło na ocenę ogólnej efektywności modyfikacji oraz wpływu wprowadzonych zmian na pracę całej struktury. Taki sposób analizy umożliwił kompleksowe spojrzenie na rozkład naprężeń i określenie potencjalnych korzyści wynikających z nowej konfiguracji geometrycznej i obciążeniowej.

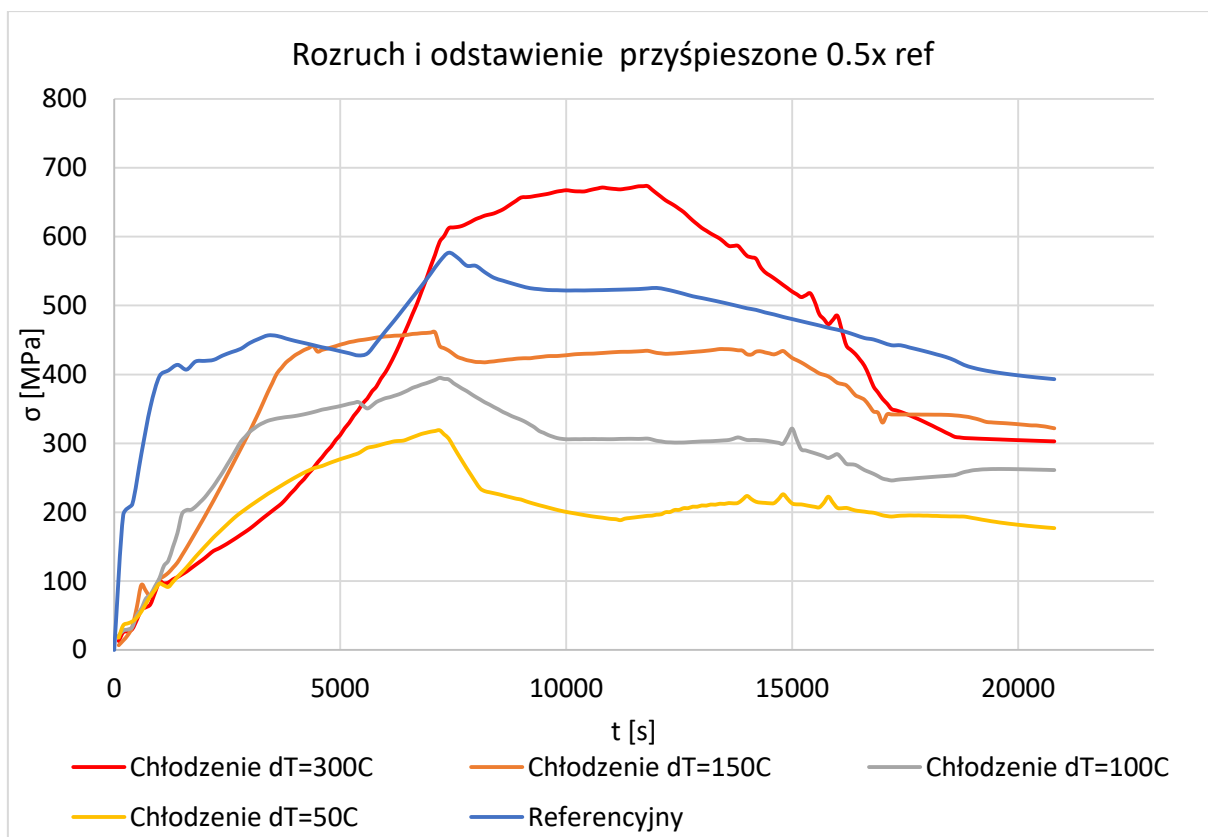
6.5.1. Napężenie zredukowane HMM globalne dla łopatk promieniowej dla przypadków rozruchu i odstawienia bez chłodzenia i z zastosowanym chłodzeniem



Rys. 113. Przebieg napężenia zredukowanego HMM podczas referencyjnego czasu rozruchu dla przypadku bez chłodzenia i z zastosowanym chłodzeniem



Rys. 114. Przebieg naprężenia zredukowanego HMH podczas cyklu przyspieszonego 0.75x ref



Rys. 115. Przebieg naprężenia zredukowanego HMH podczas cyklu przyspieszonego 0.5x ref

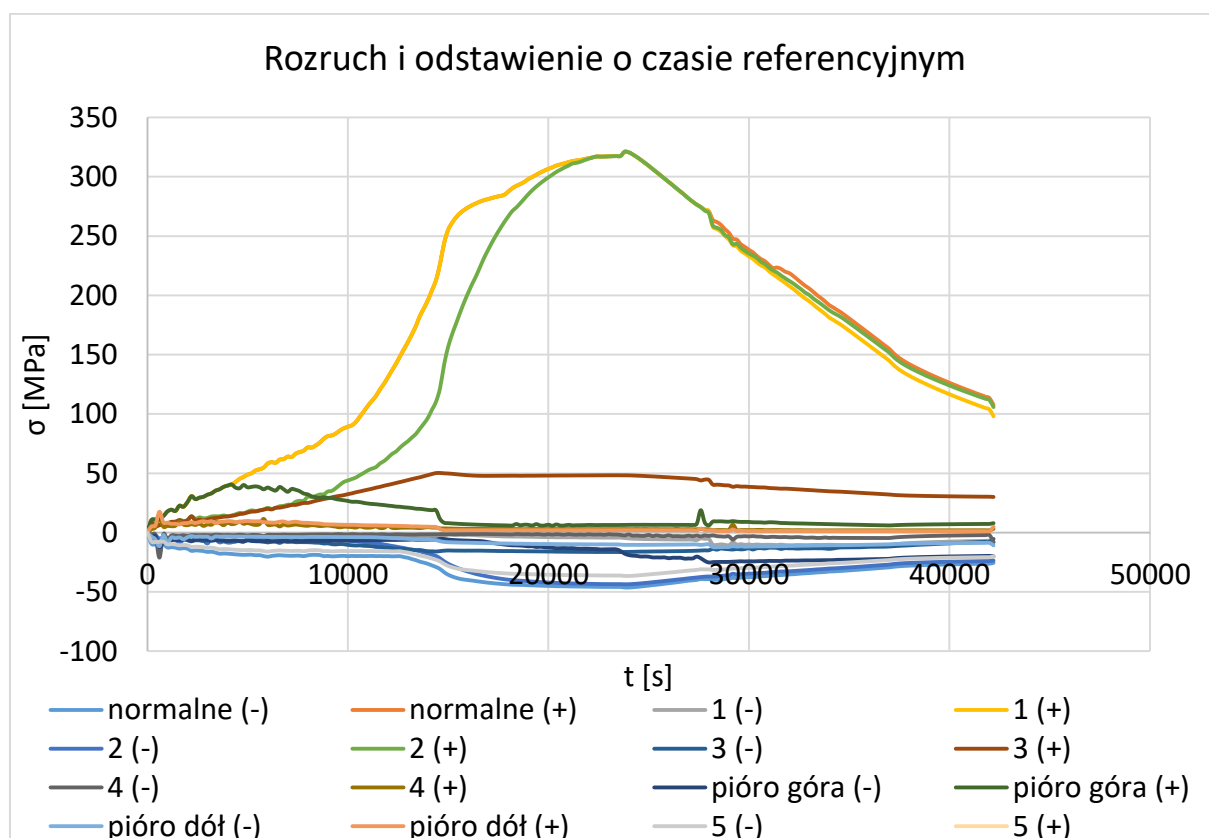
Dla rozruchu referencyjnego maksymalne naprężenie zredukowane HMM w łopatkę osiąga około 390–400 MPa (wartość szczytowa). Przy szybszych rozruchach wartości te rosną – dla cyklu 0.75x jest to ok. 480 MPa, a dla najszybszego 0.5x sięga ~580 MPa (o ~45% więcej niż przy rozruchu referencyjnym bez chłodzenia). W tych warunkach najwyższe naprężenia występują w okolicach wypustu stopki łopatki (punkty 1–2), gdzie kumulują się zarówno obciążenia mechaniczne, jak i termiczne.

Chłodzenie umiarkowane ($\Delta T=50\text{--}150^\circ\text{C}$): Zastosowanie chłodzenia znacząco obniża poziom naprężeń HMM we wszystkich wariantach rozruchu. Największą redukcję uzyskano dla najmniejszej różnicy temperatur $\Delta T=50^\circ\text{C}$ – naprężenia HMM spadają wtedy o około 50% względem braku chłodzenia. Przykładowo, dla rozruchu referencyjnego maksymalne HMM maleje z ~395 MPa do ok. 205 MPa przy chłodzeniu 50°C , a dla najszybszego rozruchu 0.5x z ~577 MPa do ok. 319 MPa. Podobnie chłodzenie $\Delta T=100^\circ\text{C}$ i 150°C również obniża naprężenia, choć już w mniejszym stopniu (wartości HMM odpowiednio ok. 300 MPa i 370–460 MPa w zależności od scenariusza) – nadal niżej od przypadku bez chłodzenia. W efekcie umiarkowane chłodzenie parą może zniwelować negatywny wpływ przyspieszonego rozruchu: naprężenia w cyklu 0.5x z chłodzeniem 50°C są nawet mniejsze niż w cyklu wolnym bez chłodzenia (ok. 320 MPa vs 394 MPa).

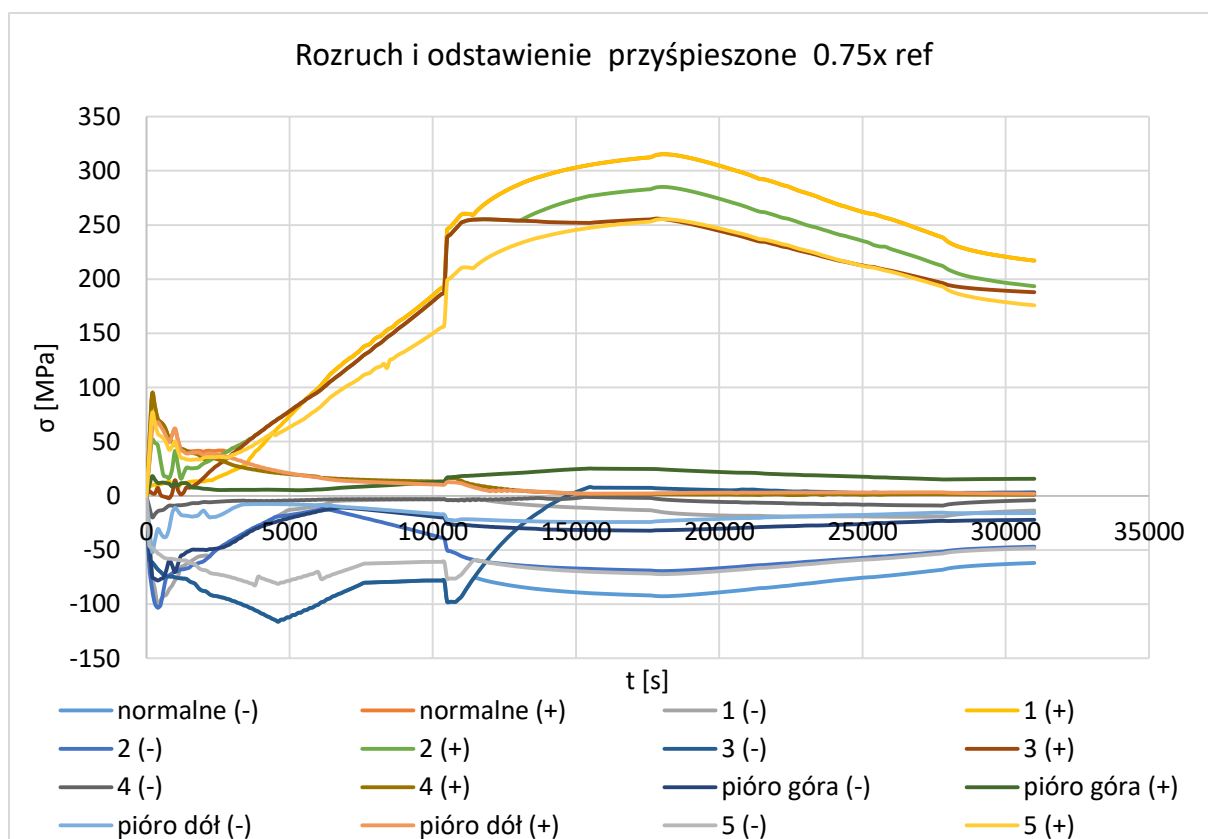
Chłodzenie intensywne ($\Delta T=300^\circ\text{C}$): Zbyt duże chłodzenie powoduje odwrócenie korzystnego trendu – przy $\Delta T=300^\circ\text{C}$ naprężenia zredukowane znów rosną. We wszystkich wariantach rozruchu scenariusz z $\Delta T=300^\circ\text{C}$ skutkuje wyższymi naprężeniami HMM niż nawet przypadek bez chłodzenia. Dla rozruchu referencyjnego maksymalna wartość HMM sięga ok. 515 MPa (vs ~395 MPa bez chłodzenia), a dla 0.75x przekracza 600 MPa (więcej niż ~482 MPa bez chłodzenia). Tak duży przyrost wynika z powstawania wysokich gradientów termicznych – nadmiernie wychłodzona łopatkę doświadcza gwałtownych zmian temperatury, co generuje dodatkowe naprężenia cieplne. Innymi słowy, umiarkowane chłodzenie zmniejsza naprężenia, ale *przechłodzenie* elementu może paradoksalnie wywołać naprężenia większe od nominalnych.

Rozkład i lokalizacja naprężeń HMM: We wszystkich powyższych przypadkach poziom naprężeń HMM ulega zmianie w zależności od scenariusza: najniższe są dla chłodzenia 50°C (najkorzystniejszy wariant), a najwyższe dla skrajnego chłodzenia 300°C (wariant niekorzystny). Dla przykładu, przy rozruchu 0.5x z $\Delta T=50^\circ\text{C}$ maksymalne HMM wynosi ~320 MPa, podczas gdy przy 0.5x bez chłodzenia ~577 MPa, a przy 0.75x z $\Delta T=300^\circ\text{C}$ aż ~603 MPa (wykresy Rys.108–110 obrazują te zależności).

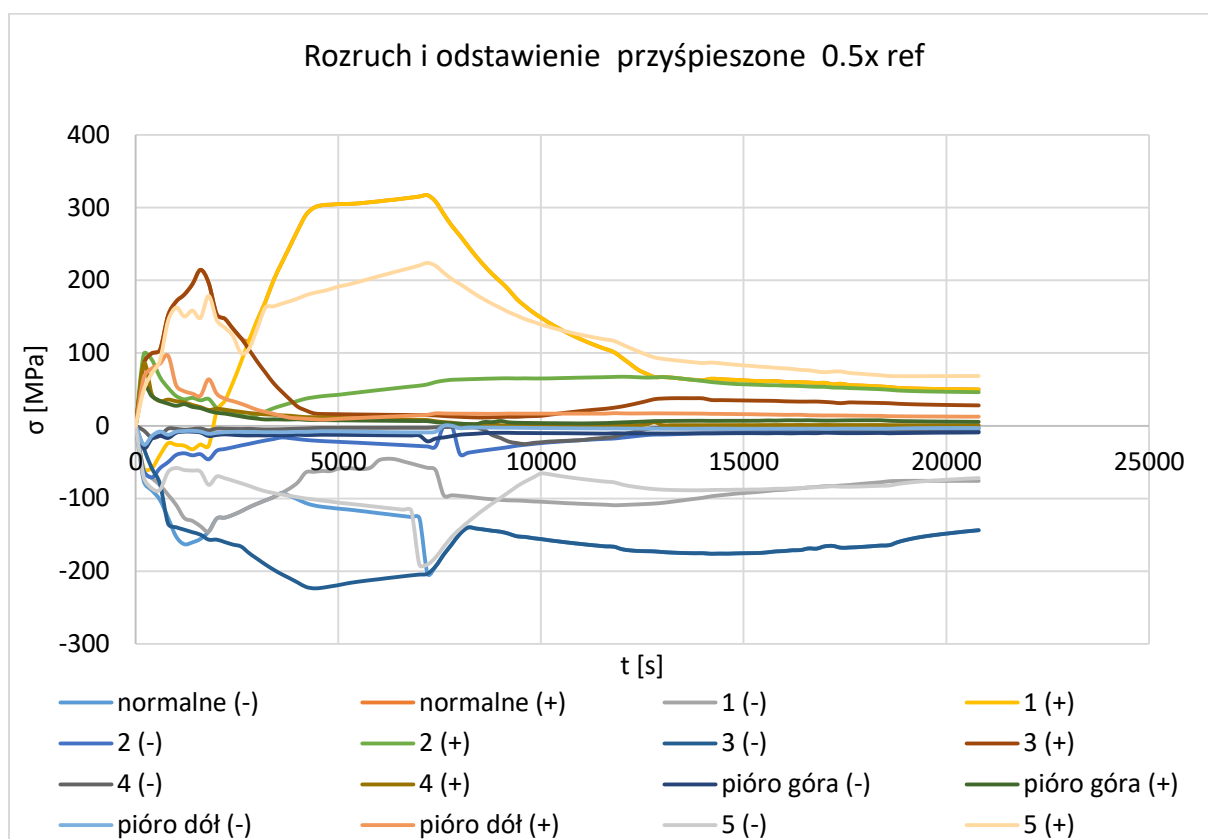
6.5.2. Napężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia bez chłodzenia



Rys. 116. Przebieg napężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego bez chłodzenia

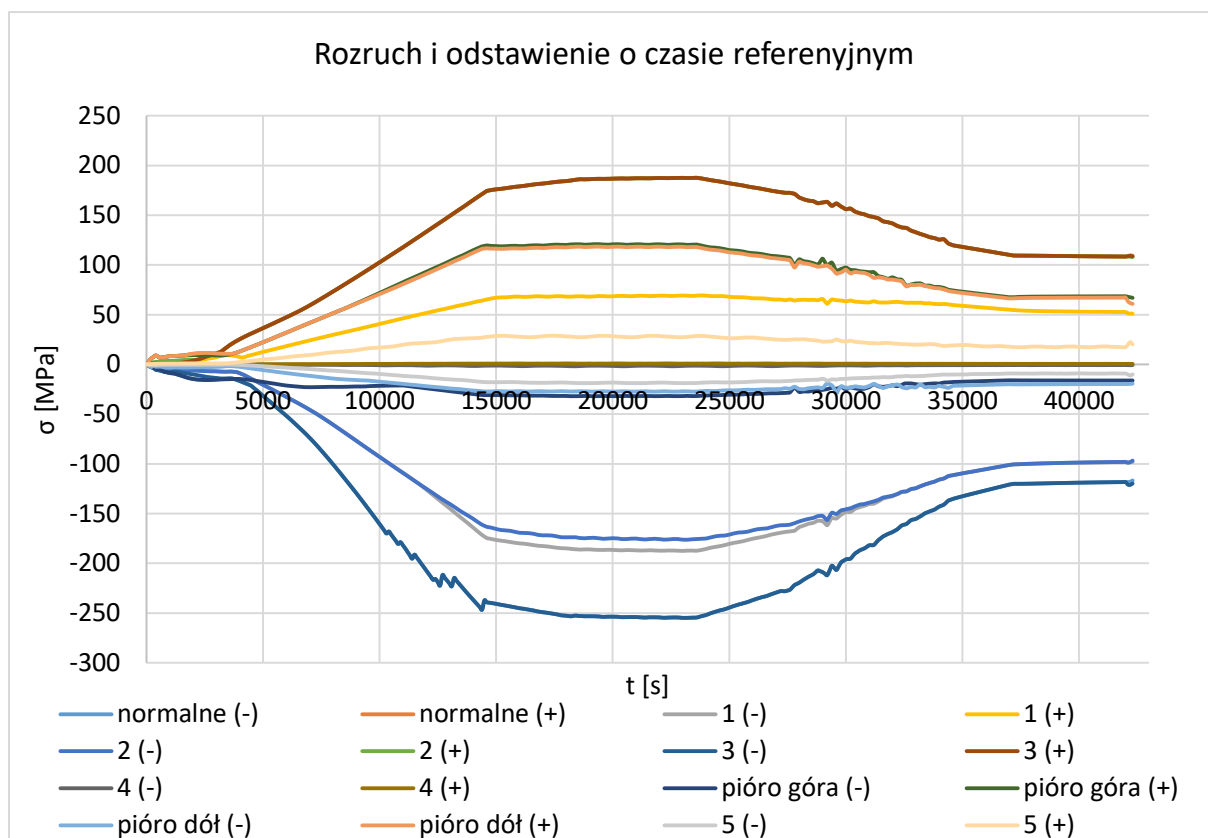


Rys. 117. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x bez chłodzenia

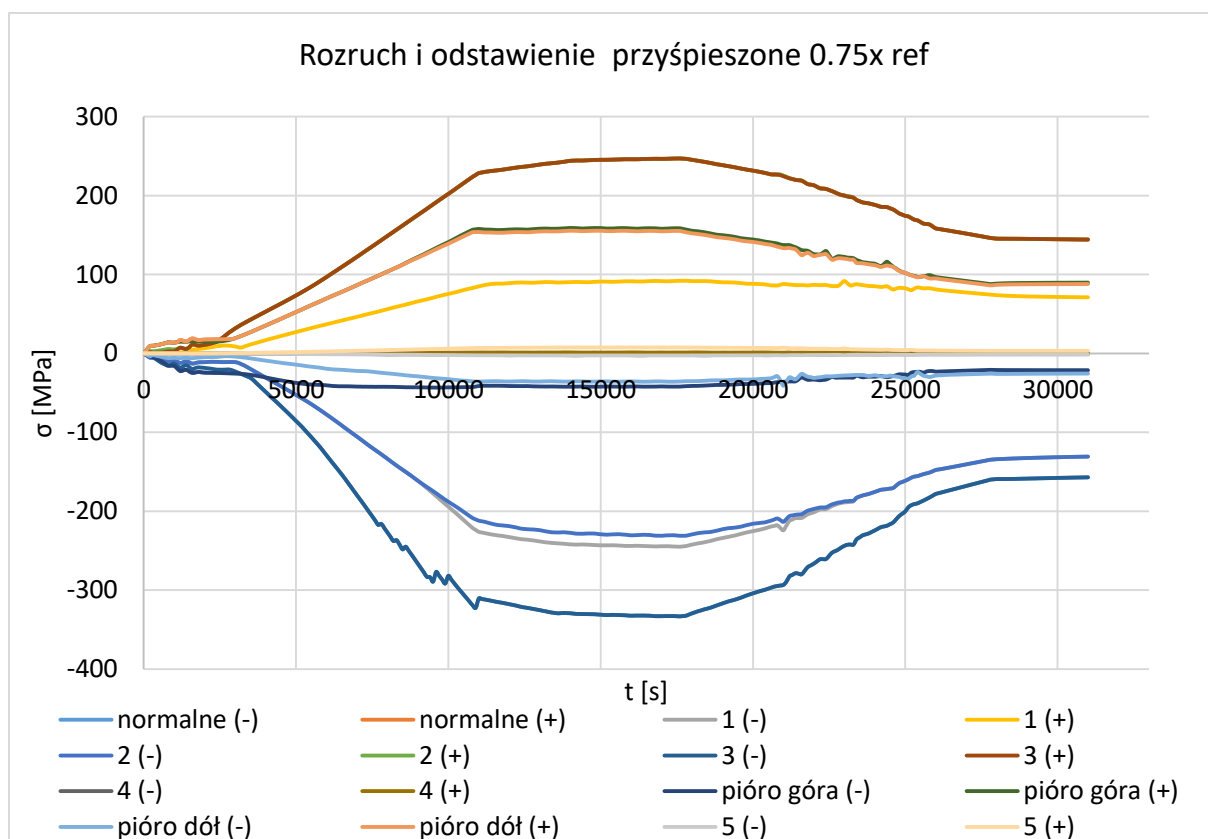


Rys. 118. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x bez chłodzenia

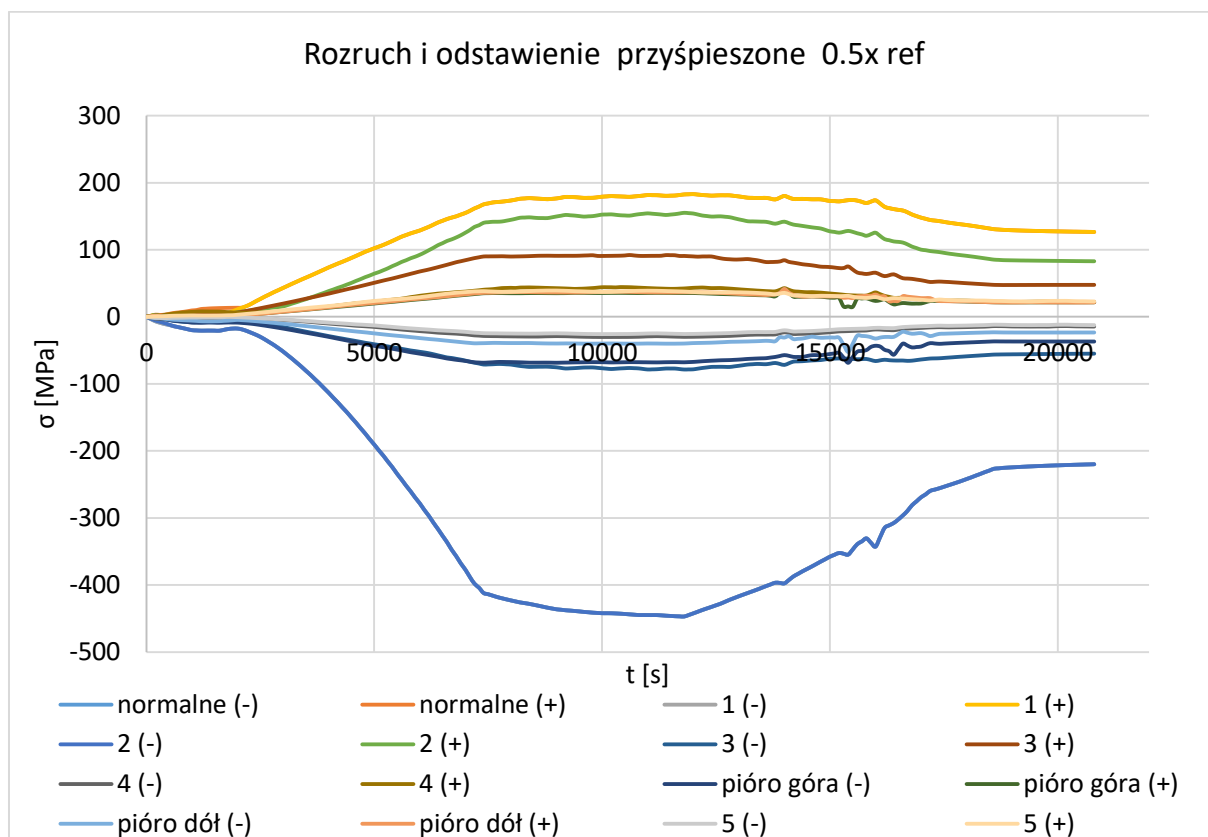
6.5.3. Napężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $T = 300^{\circ}\text{C}$



Rys. 119. Przebieg napężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $T = 300^{\circ}\text{C}$

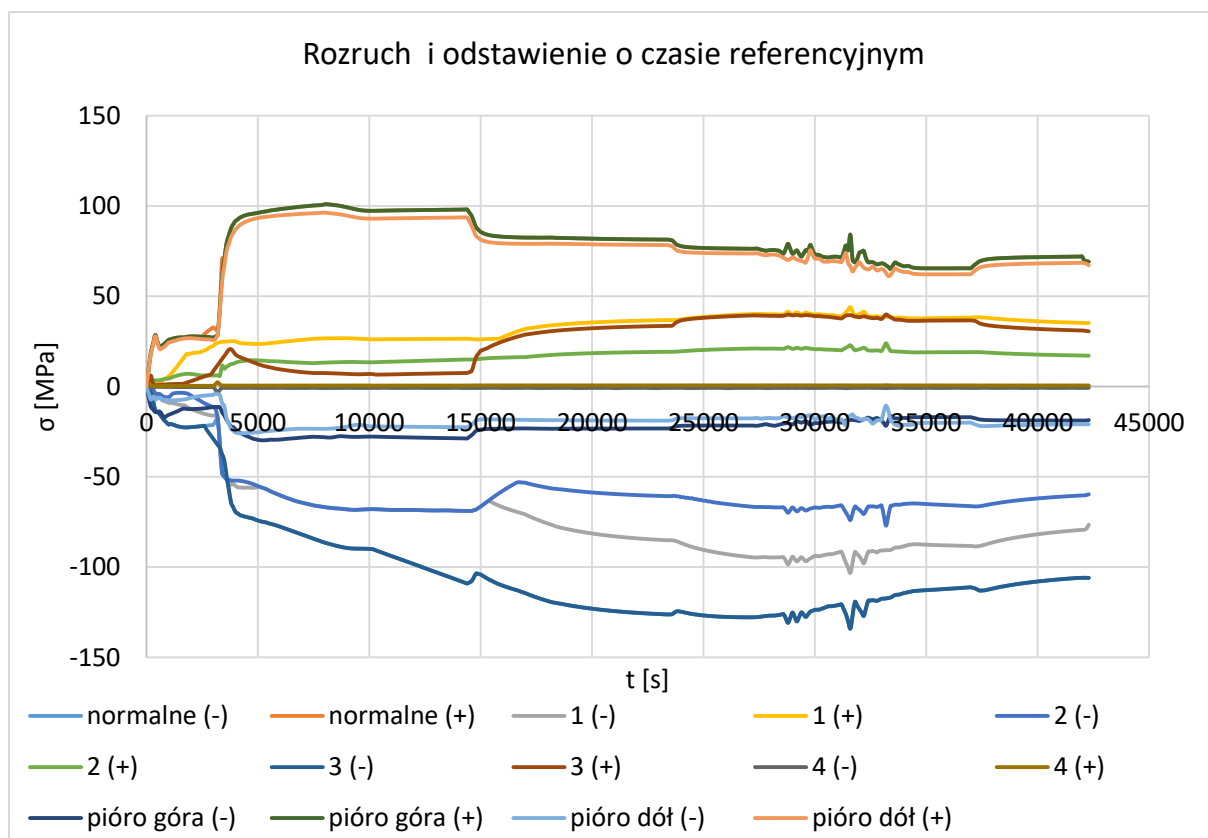


Rys. 120. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem 300°C

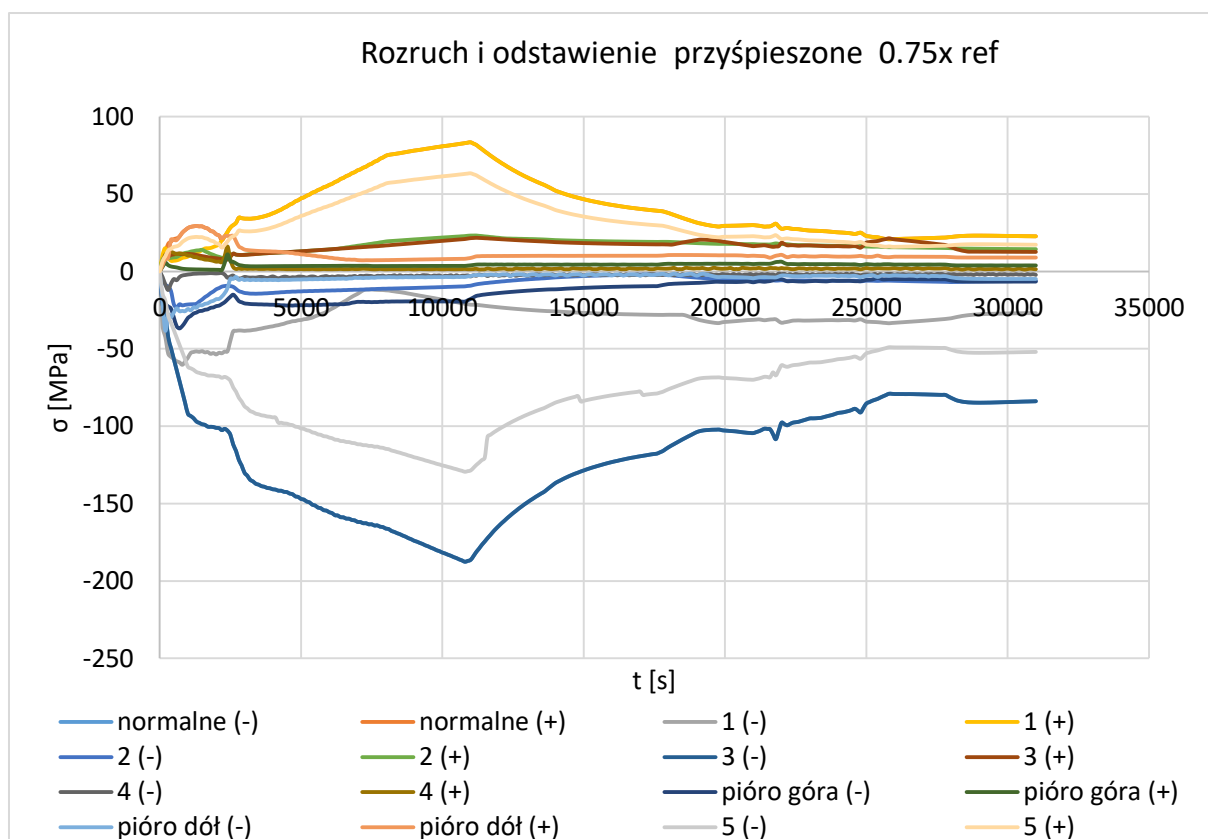


Rys. 121. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem 300°C

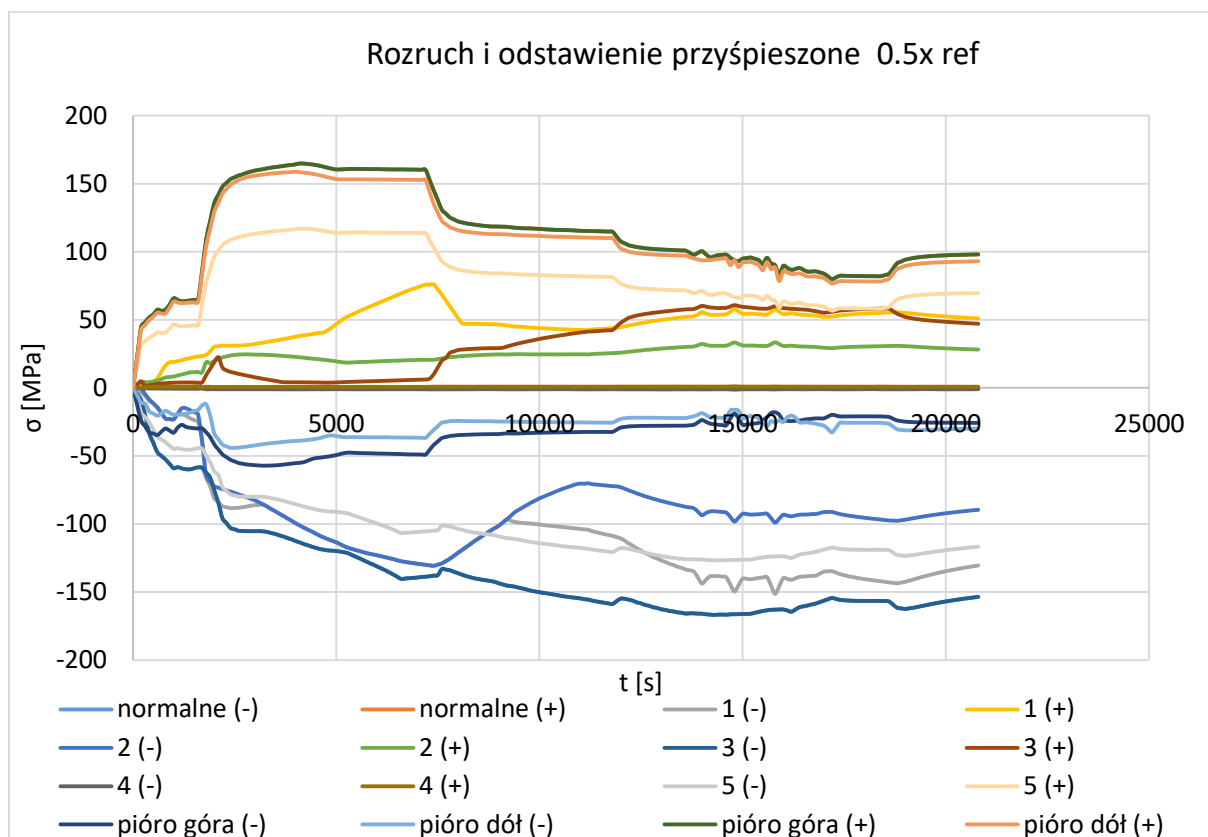
6.5.4. Napężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $\Delta T = 50^\circ\text{C}$



Rys. 122. Przebieg napężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $\Delta T = 50^\circ\text{C}$

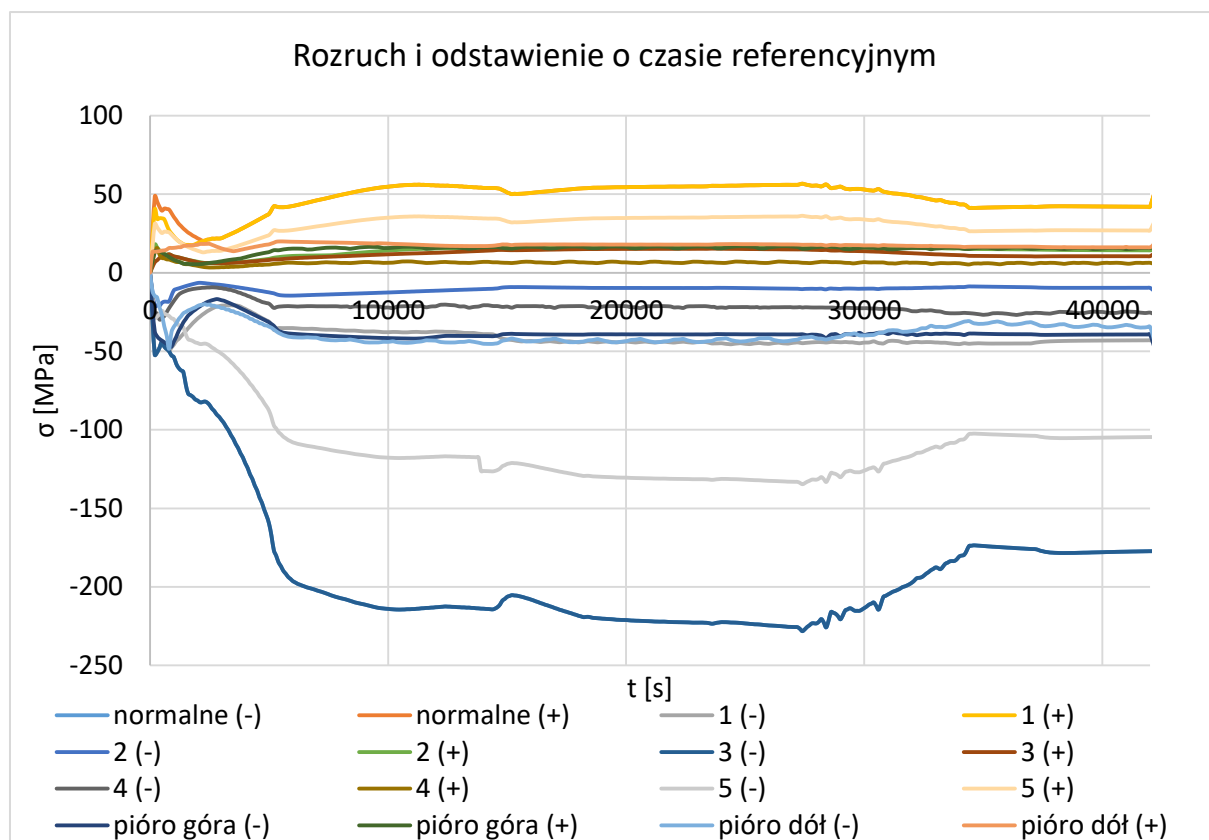


Rys. 123. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$

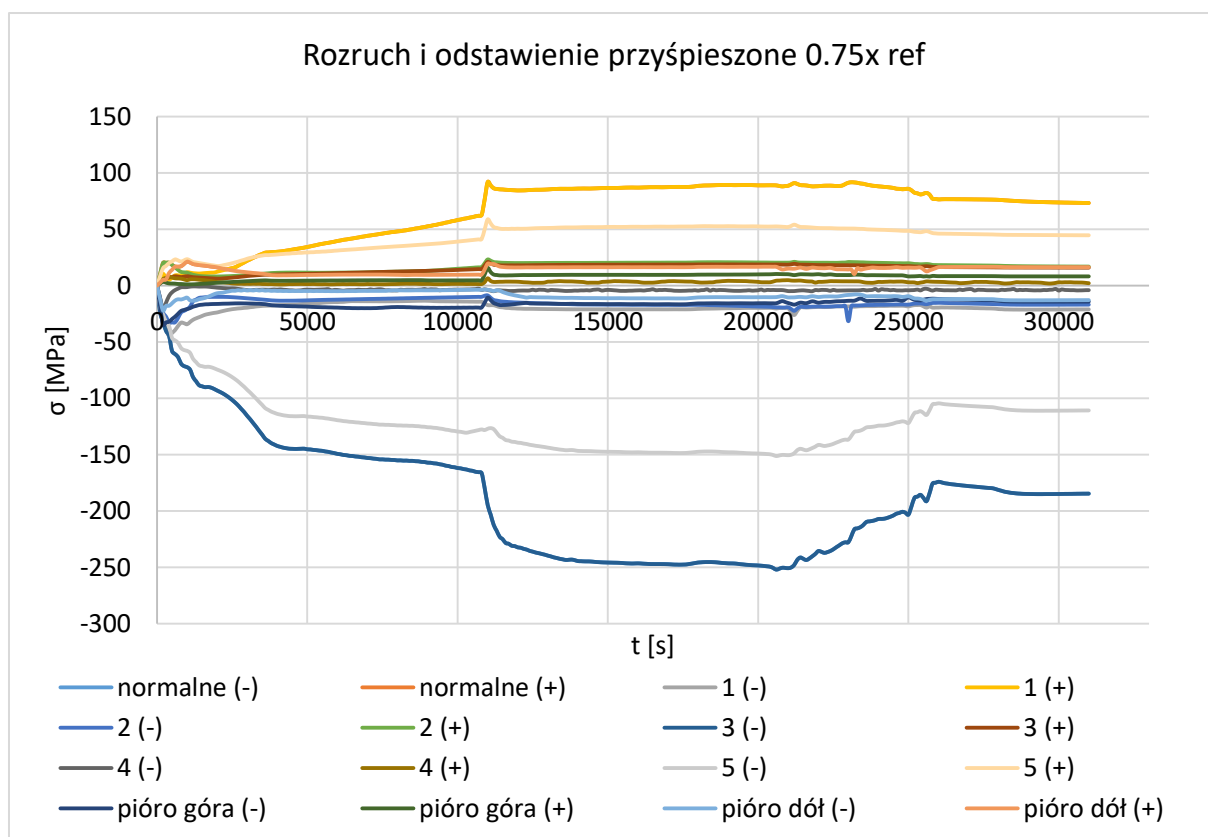


Rys. 124. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$

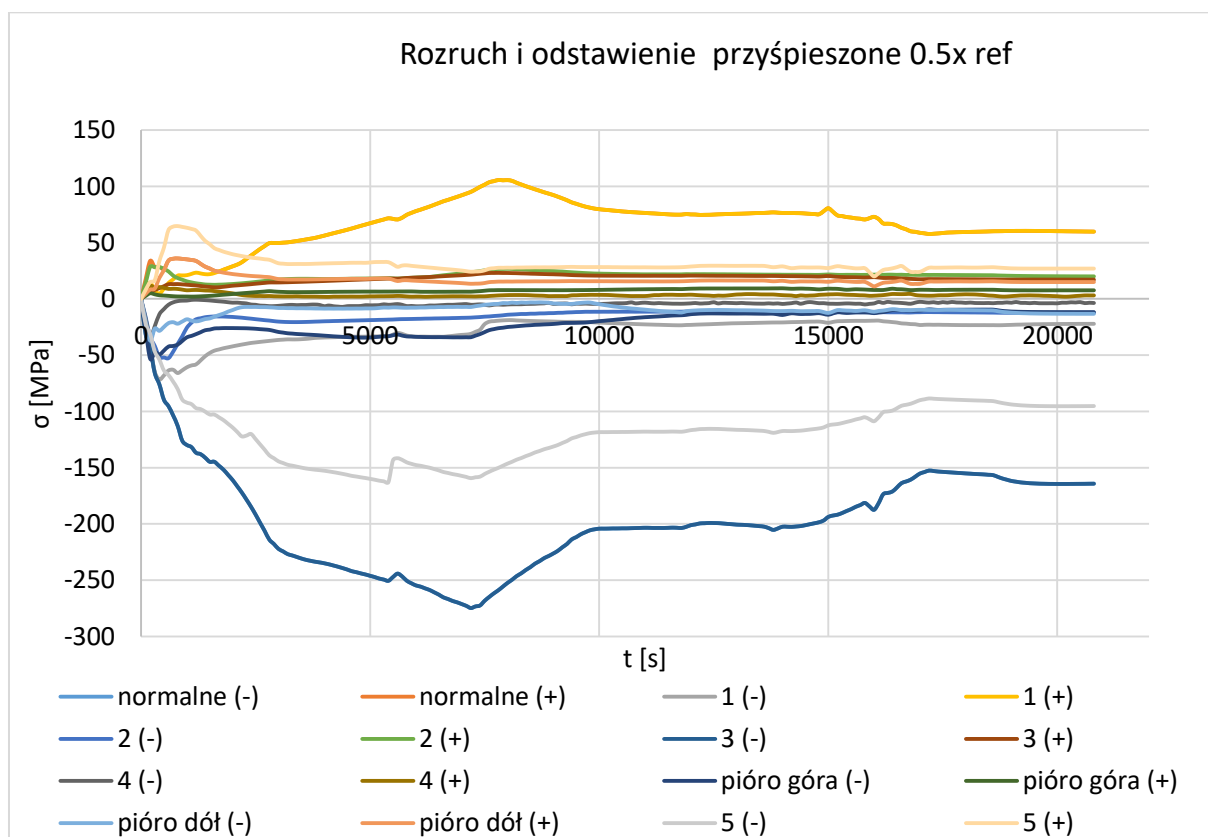
6.5.5. Napężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłódeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$



Rys. 125. Przebieg napężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłódeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$

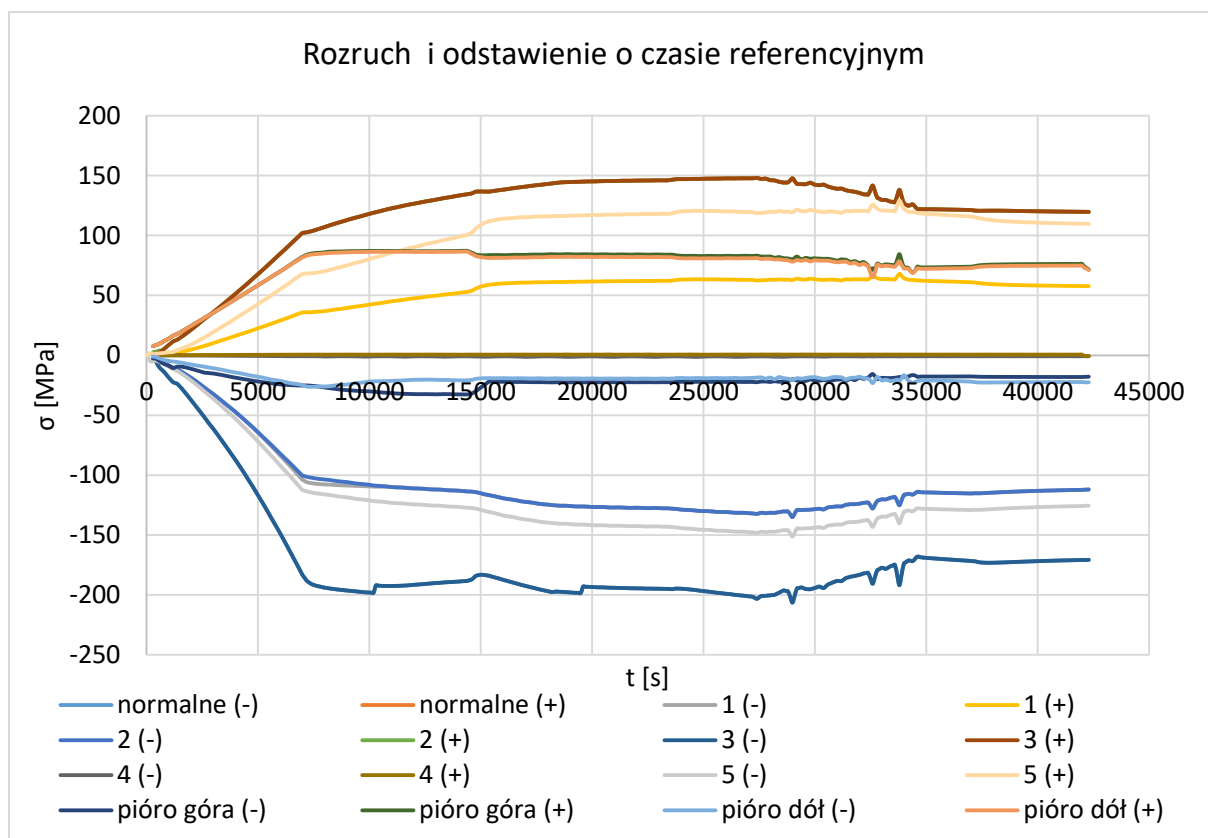


Rys. 126. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem $\Delta T = 100^\circ\text{C}$

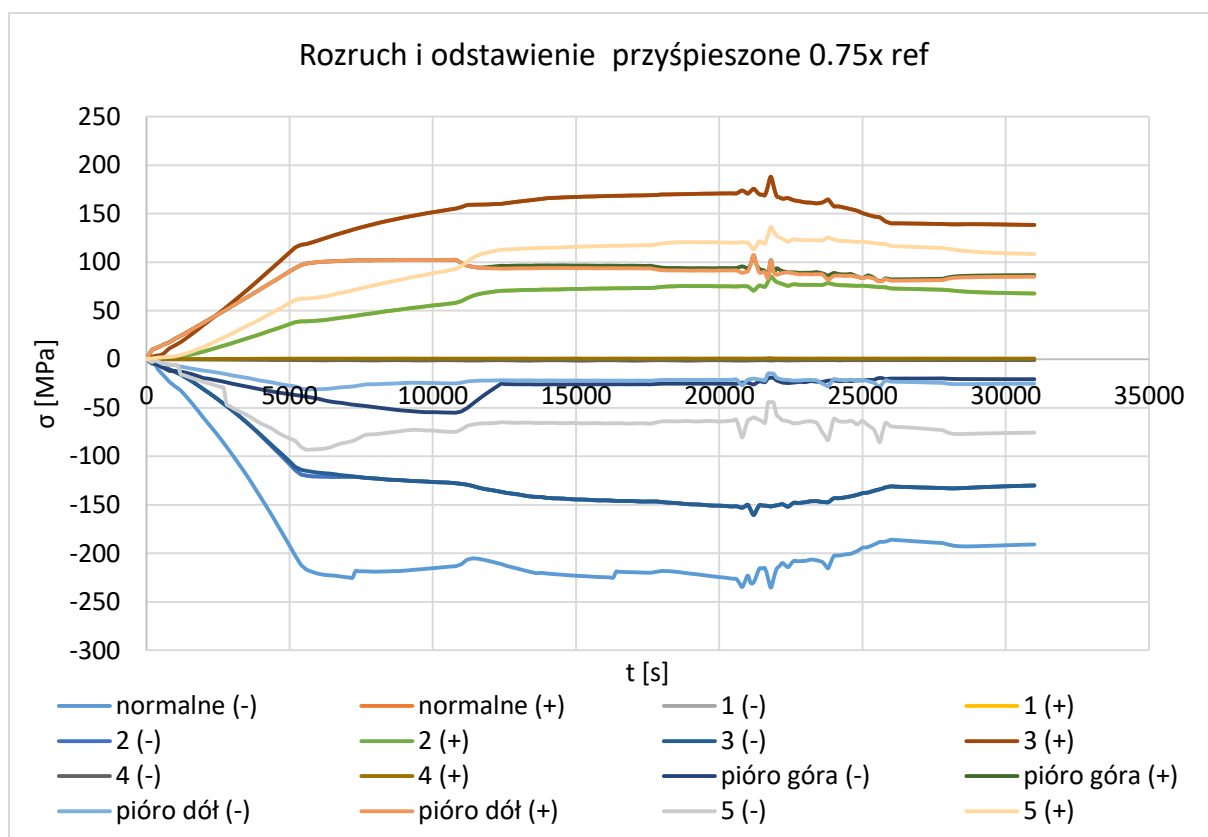


Rys. 127. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem $\Delta T = 100^\circ\text{C}$

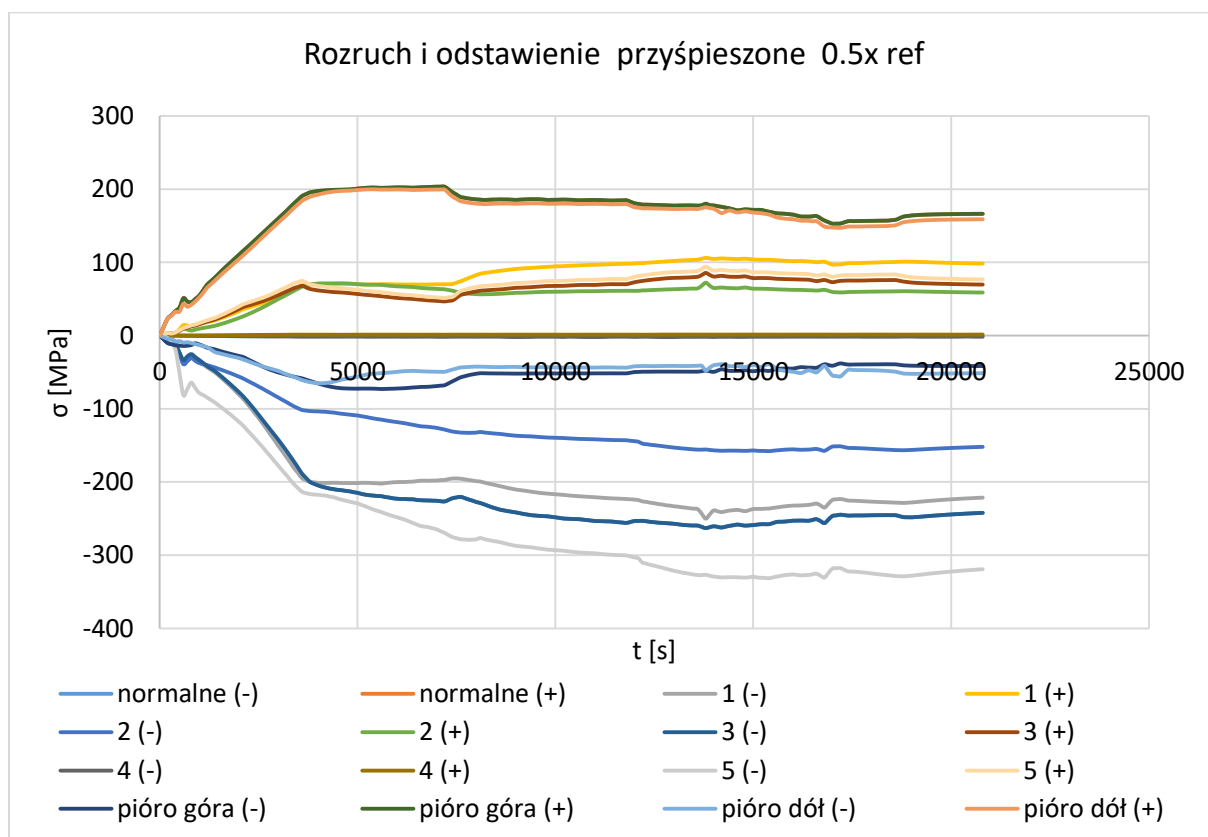
6.5.6. Napężenie normalne w osi OZ dla rozruchu i odstawienia z chłodzeniem $\Delta T = 150^\circ\text{C}$



Rys. 128. Przebieg napężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $\Delta T = 150^\circ\text{C}$



Rys. 129. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem $\Delta T = 150^\circ\text{C}$



Rys. 130. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem $\Delta T = 150^\circ\text{C}$

Dla przypadku bez chłodzenia największe naprężenia normalne (wzdłuż osi OZ) występują w ząbku stopki łopatkki – odpowiada to punktom pomiarowym 1 i 2. W rozruchu referencyjnym maksymalne naprężenia rozciągające w tych miejscach przekraczają 320 MPa, podczas gdy pozostałe punkty doświadczają znacznie mniejszych obciążeń (np. punkt 5 ~260 MPa, punkt 3 tylko ~50 MPa). Naprężenia normalne w osi OZ zmieniają znak w trakcie cyklu – na początku elementy doświadczają ściskania (ujemne wartości), a w miarę nagrzewania przechodzą w rozciąganie. Dla punktów 1–2 odnotowano też najwyższe naprężenia ściskające (rzędu –40...–46 MPa w cyklu referencyjnym). W efekcie ząbek stopki łopatkki bez chłodzenia jest krytycznym obszarem, gdzie występują zarówno największe naprężenia rozciągające, jak i znaczne ściskające (zmienna natura obciążenia).

Wpływ szybszego rozruchu (bez chłodzenia): Skrócenie czasu rozruchu intensyfikuje termiczne naprężenia osiowe w łopacie. Dla cyklu 0.5x (bez chłodzenia) wartości naprężeń OZ w pewnych obszarach wzrosły względem scenariusza referencyjnego: np. punkt 3 (wcześniej mało obciążony) przy najszybszym rozruchu osiąga ok. 215 MPa rozciągania i –224 MPa ściskania (czyli stał się jednym z bardziej obciążonych punktów). Punkt 5 również odczuwa gwałtowny wzrost amplitudy naprężeń (ok. +224 MPa/–191 MPa przy 0.5x vs +266/–37 MPa przy rozruchu referencyjnym). Natomiast punkt 1 zachowuje wysokie naprężenia rozciągające na zbliżonym poziomie (~317 MPa), lecz towarzyszą im dużo większe naprężenia ściskające (ok. –145 MPa przy 0.5x vs –46 MPa przy cyklu wolnym). Oznacza to, że szybki rozruch przenosi część obciążeń na dalsze partie łopatkki (punkty 3,5), ale jednocześnie zwiększa zakres zmienności naprężeń w punkcie 1.

Wprowadzenie chłodzenia parą znacząco redukuje naprężenia normalne w osi OZ w najbardziej obciążonych punktach stopki. Już przy $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$ obserwuje się *drastyczny* spadek maksymalnych naprężeń rozciągających w punktach 1–2 – z ~320 MPa do zaledwie 20–45 MPa (spadek o ~85%) dla rozruchu referencyjnego. Podobnie, w najszybszym cyklu 0.5x chłodzenie 50°C obniża naprężenia rozciągające w stopce z ~317 MPa do ok. 75 MPa, czyli niemal do 1/4 wartości wyjściowej. Oznacza to, że chłodzenie skutecznie łagodzi naprężenia osiowe w krytycznym obszarze mocowania łopatkki do kadłuba wewnętrznego. *Jednocześnie jednak* pewnemu zwiększeniu ulegają naprężenia w innych częściach łopatkki – szczególnie na powierzchniach „pióra” (części roboczej). Przykładowo, dla rozruchu referencyjnego chłodzenie 50°C podniosło nieco naprężenia rozciągające na górnej i dolnej powierzchni łopatkki (do ok. 100 MPa, z poziomu ~40 MPa bez chłodzenia). W przypadku cyklu 0.5x, po zastosowaniu chłodzenia 50°C maksymalne naprężenia OZ występują już nie w stopce, a właśnie na powierzchniach łopatkki – osiągając ~160 MPa (czyli więcej niż bez chłodzenia, ale wciąż znacznie mniej niż pierwotne 317 MPa w stopce). Taki przesuwany rozkład naprężeń wskazuje, że chłodzenie odciąża stopkę kosztem większych naprężeń w piórze, jednak te nowe maksima są dużo niższe niż pierwotne wartości w stopce. W efekcie netto umiarkowane chłodzenie *zmniejsza* absolutny poziom najwyższych naprężeń w łopacie i rozkłada je bardziej równomiernie.

Chłodzenie intensywne ($\Delta T=300^{\circ}\text{C}$): Przy największym chłodzeniu obserwuje się bardziej złożony obraz. Stopka łopatkki (pkt 1–2) zostaje mocno schłodzona, co niemal eliminuje tam naprężenia rozciągające (max. tylko 60–70 MPa), ale jednocześnie pojawiają się duże naprężenia ściskające (rzędu –180 MPa) wskutek kurczenia się zimnego materiału. Tymczasem dalsze części łopatkki doświadczają wzrostu naprężeń rozciągających – np. punkt 2–3 oraz okolice pióra wykazują 180–190 MPa rozciągania (ponad 2x więcej niż przy chłodzeniu 50°C) oraz bardzo wysokie naprężenia ściskające (punkt 3 aż ok. –255 MPa). Oznacza to, że przy $\Delta T=300^{\circ}\text{C}$ maksymalne naprężenia normalne (pod względem absolutnym) w łopacie mogą być porównywalne z przypadkiem bez chłodzenia, lecz ich lokalizacja jest inna – przenoszą się one ze stopki na obszar pióra/środku łopatkki. Innymi słowy, nadmierne chłodzenie powoduje powstanie dużych gradientów temperatur w samej

łopatce (zimna stopka vs cieplejsze pióro łopatki), generując znaczne naprężenia wewnętrzne. W punkcie 3 naprężenie ściskające (-254 MPa) staje się nawet większe od pierwotnego ściskania w stopce bez chłodzenia (-46 MPa), co pokazuje, że ekstremalne chłodzenie może odwrócić problem – zamiast ząbka stopki krytyczne stają się rejony pióra. Mimo to, maksymalne naprężenie rozciągające (~ 190 MPa) przy $\Delta T = 300^\circ\text{C}$ jest nadal niższe niż maksima bez chłodzenia (~ 320 MPa), choć wyraźnie wyższe niż w scenariuszach z umiarkowanym chłodzeniem (~ 100 MPa).

6.5.7. Podsumowanie

W analizie porównano poziomy naprężeń w łopatce turbiny dla różnych intensywności chłodzenia parowego ($\Delta T = 50^\circ\text{C}$, $\Delta T = 100^\circ\text{C}$, $\Delta T = 150^\circ\text{C}$, $T = 300^\circ\text{C}$) oraz dla trzech wariantów rozruchu: referencyjnego, przyspieszonego $0.75x$ i przyspieszonego $0.5x$.

Szczególną uwagę poświęcono naprężeniom zredukowanym HMH (według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego) oraz naprężeniom normalnym w osi OZ w kluczowych punktach konstrukcji łopatki (punkty 1–5) oraz na górnej i dolnej powierzchni „pióra” (części roboczej łopatki). Poniżej przedstawiono szczegółowe wyniki, ilustrujące wpływ chłodzenia na zmniejszenie poziomu naprężeń oraz wskazujące obszary największych naprężeń. Zbiorcze wyniki maksymalnych naprężeń w przypadku każdej płaszczyzny przedstawia Tabela 5.

Tabela 5. Zbiornicze wyniki największej wartości naprężenia normalnego w kierunku osi OX dla wszystkich analizowanych płaszczyzn

	normalne (-)	normalne (+)	1 (-)	1 (+)	2 (-)	2 (+)	3 (-)	3 (+)	4 (-)	4 (+)	5 (-)	5 (+)	pióro g. (-)	pióro g. (+)	pióro d. (-)	pióro d. (+)
ref	-46,32	321,10	-10,72	321,10	-43,58	321,10	-16,45	50,24	-21,14	12,59	-36,60	266,51	-25,24	40,57	-12,34	17,55
0.75x ref	-116,16	315,30	-102,67	315,30	-103,29	285,16	-116,16	255,93	-19,75	93,94	-82,42	255,39	-78,15	25,24	-51,86	67,99
0.5x ref	-203,61	317,15	-145,61	317,15	-71,13	98,62	-223,72	214,58	-25,26	85,68	-191,15	224,04	-30,59	52,74	-26,03	96,42
300 ref	-254,86	187,60	-187,54	69,36	-176,30	187,60	-254,86	187,60	-1,89	0,97	-18,85	28,87	-31,99	120,85	-28,84	118,40
300 0.75x ref	-333,25	246,99	-245,01	92,05	-231,14	246,99	-333,25	246,99	-2,48	1,27	-2,64	7,52	-43,38	158,94	-41,03	155,45
300 0.5x ref	-447,00	183,00	-447,00	183,00	-447,00	155,14	-78,57	92,19	-30,10	44,36	-25,78	39,18	-68,61	41,77	-52,41	41,62
50 ref	-134,06	100,98	-103,19	44,01	-77,05	24,03	-134,06	39,99	-3,50	2,43	-105,91	86,84	-29,76	100,98	-25,96	96,32
50 0.75x ref	-187,63	83,43	-60,33	83,43	-23,36	23,19	-187,63	21,72	-12,04	16,17	-129,46	63,41	-36,82	11,06	-38,27	29,35
50 0.5x ref	-166,86	164,88	-151,44	76,01	-130,75	33,48	-166,86	60,78	-1,31	1,13	-126,81	117,07	-57,20	164,88	-44,11	158,83
100 ref	-228,19	56,74	-52,24	56,74	-21,25	17,97	-228,19	15,37	-29,83	15,80	-134,63	36,31	-47,23	16,92	-48,44	19,96
100 0.75x ref	-252,05	91,89	-44,61	91,89	-32,69	23,23	-252,05	21,00	-20,90	7,98	-151,23	58,79	-34,78	15,76	-22,18	21,33
100 0.5x ref	-274,75	105,63	-71,67	105,63	-52,69	28,48	-274,75	23,09	-34,40	11,59	-162,85	64,67	-53,23	9,39	-37,16	35,93
150 ref	-206,48	148,12	-135,07	68,00	-135,07	148,12	-206,48	148,12	-1,33	0,72	-151,28	129,20	-32,69	87,22	-26,35	86,52
150 0.75x ref	-235,39	188,12	-160,50	85,13	-160,50	85,13	-160,50	188,12	-1,51	1,08	-93,36	136,22	-55,11	107,10	-31,12	107,10
150 0.5x ref	-263,02	203,53	-250,10	106,14	-157,86	72,31	-263,02	85,64	-2,06	1,44	-331,51	94,21	-72,94	203,53	-65,03	199,86

Rodzaj chłodzenia wpływa na zmianę lokalizacji i wartości szczytowych naprężeń w łopatkach:

- Brak chłodzenia: najwyższe naprężenia w stopce łopatki (punkty 1–2) – krytyczne dla wytrzymałości połączenia z tarczą.
- Chłodzenie umiarkowane (50–150°C): znaczne obniżenie naprężeń w zębku stopki; nowe maksima pojawiają się na powierzchni pióra (szczególnie przy szybszym rozruchu), ale są one dużo niższe niż poprzednio w zębku stopki. Najniższe globalnie naprężenia osiągane są dla $\Delta T \approx 50^\circ\text{C}$ (redukcja HMM i OZ o $\sim 40\text{--}50\%$).
- Chłodzenie silne (300°C): naprężenia w stopce są minimalne, lecz wysokie wartości pojawiają się w punkcie 3 i na jej piórze. W tym przypadku różnice temperatur niwelują korzyści – poziom naprężeń (HMM $\sim 515\text{--}675\text{ MPa}$, normalne $\sim 190\text{ MPa}$ rozciąganie / -250 MPa ściskanie) zbliża się lub przekracza wartości dla braku chłodzenia. Miejscem krytycznym staje się pióro łopatki i okolice punktu 3.

Optymalna strategia minimalizowania naprężeń w łopatkach turbiny to umiarkowane chłodzenie podczas rozruchu. Delikatne chłodzenie ($\Delta T = 50\text{--}100^\circ\text{C}$) skutecznie zmniejsza naprężenia zarówno zredukowane HMM, jak i normalne OZ – nawet o połowę – w porównaniu z brakiem chłodzenia, dzięki czemu komponent może pracować bezpiecznie. W rezultacie nawet przy szybkim rozruchu poziom naprężeń może być utrzymany poniżej wartości z rozruchu referencyjnego bez chłodzenia. Należy jednak unikać zbyt intensywnego chłodzenia; przy $T = 300^\circ\text{C}$ występuje efekt *termicznego szoku*, powodując lokalny wzrost naprężeń. Analiza wykazała, że najwyższe naprężenia bez chłodzenia występują w stopce łopatki, natomiast po włączeniu chłodzenia amplituda naprężeń w stopce wyraźnie maleje, a ewentualne największe wartości przenoszą się na pióro łopatki (choć pozostają na niższym poziomie niż pierwotnie). Dzięki temu odpowiednio dobrane chłodzenie parą znacznie odciąża krytyczne obszary łopatki i redukuje ryzyko przekroczenia dopuszczalnych naprężeń podczas rozruchu.

6.6. Kasacja luzów

W procesie projektowania i eksploatacji turbin parowych jednym z kluczowych zagadnień jest zapewnienie odpowiednich luzów pomiędzy elementami konstrukcyjnymi turbiny. Luz ten jest niezbędny do umożliwienia swobodnego ruchu łopatek podczas ich pracy, jednak zbyt duża wartość luzu może prowadzić do utraty efektywności energetycznej, a w dłuższej perspektywie – do uszkodzenia elementów konstrukcyjnych.

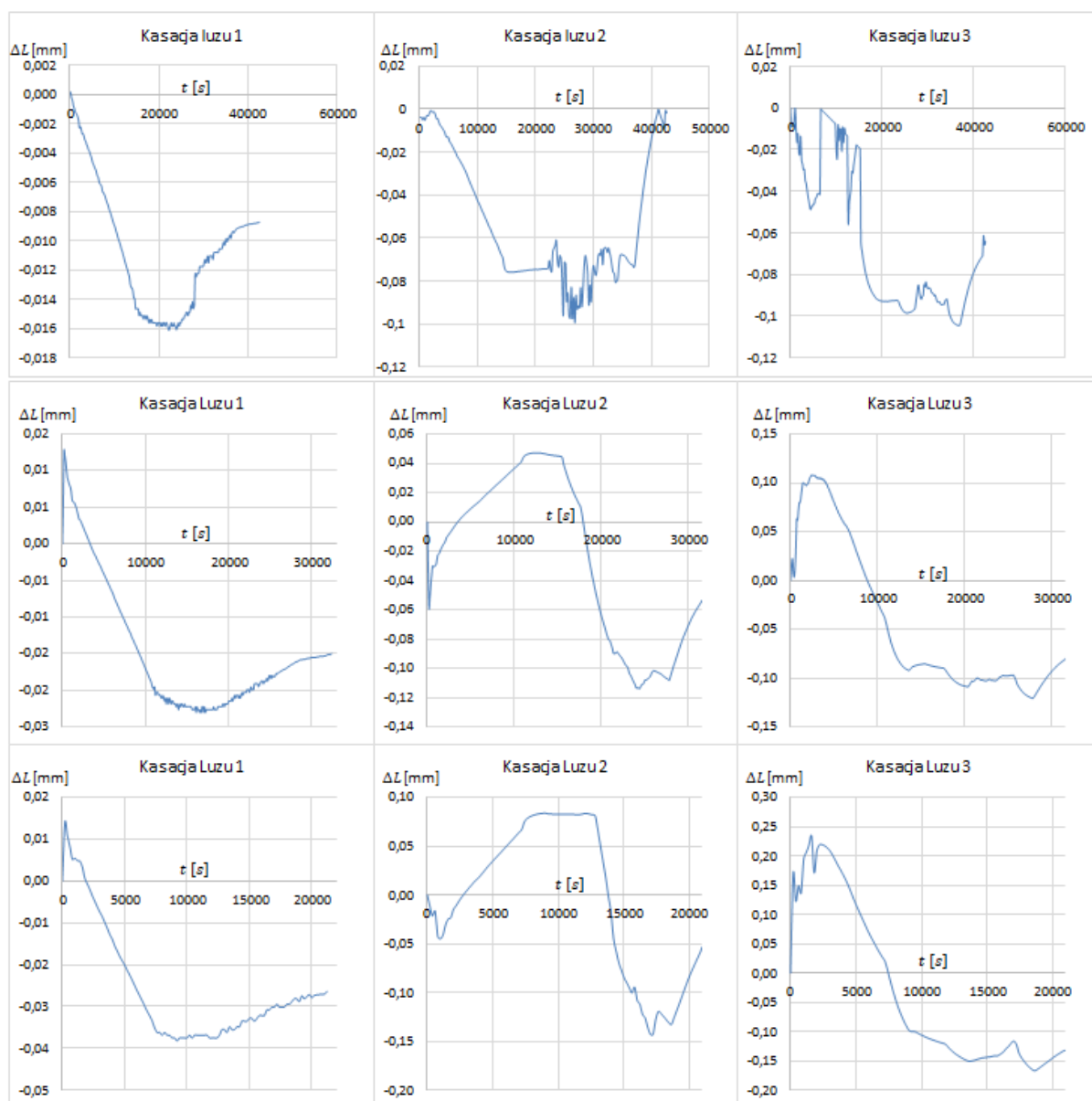
Kasacja luzów, czyli redukcja nadmiernych przestrzeni roboczych między łopatkami a kadłubem wewnętrznym, jest jednym z kluczowych działań mających na celu poprawę wydajności turbiny oraz minimalizację zużycia elementów roboczych. W tym kontekście istotnym zagadnieniem jest precyzyjne określenie wartości luzu w obrębie wrębów kadłuba, w których osadzone są łopatki. Zbyt mały luz może prowadzić do tarcia, przegrzewania materiałów i w konsekwencji ich degradacji, natomiast zbyt duży luz powoduje negatywny wpływ na przepływ.

Celem niniejszego rozdziału było szczegółowe określenie, jak zachowują się luzy pomiędzy kadłubem wewnętrznym turbiny parowej a łopatką promieniową, ze szczególnym uwzględnieniem wpływu procesu chodzenia na ich wartość oraz charakter. Chodzenie, czyli dynamiczne zjawisko związane z cyklicznym rozszerzaniem się i kurczeniem elementów konstrukcyjnych pod wpływem zmieniającej się temperatury, ma istotny wpływ na deformacje kadłuba oraz łopatek, co prowadzi do zmian w wymiarach luzów.

W ramach rozdziału przeanalizowano naturę luzów podczas różnych wariantów ruchu maszyny.

6.6.1. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyspieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref bez wtrysku pary chłodzącej

Rys. 131. przedstawia proces kasacji luzów podczas rozruchu bez zastosowania wtrysku pary chłodzącej. Największe poziomy kasacji luzu występują dla rozruchu przyspieszonego dwukrotnie. Obserwuje się zwiększanie deformacji przy zmniejszaniu czasu rozruchu. W przypadku rozruchu referencyjnego wartości luzu przyjmują wartości ujemne dla całego cyklu rozruch – odstawienie. W przypadku rozruchu przyspieszonego zarówno 0.75x ref jak i 0.5x ref charakter przebiegu kasacji luzu ulega zmianie. Dla punktu 1 w początkowej fazie luz się powiększa a następnie następuje jego kasacja i zakleszczenie się zębka stopki w kadłubie. Dla punktu 2 luz promieniowy jest kasowany, następnie luz powiększa się w porównaniu z luzem zadany a przy odstawieniu następuje ponowna kasacja luzu i blokada promieniowa. Dla punktu 3 w początkowej fazie rozruchu luz się powiększa a następnie występuje jego kasacja i blokada osiowa łopatki.

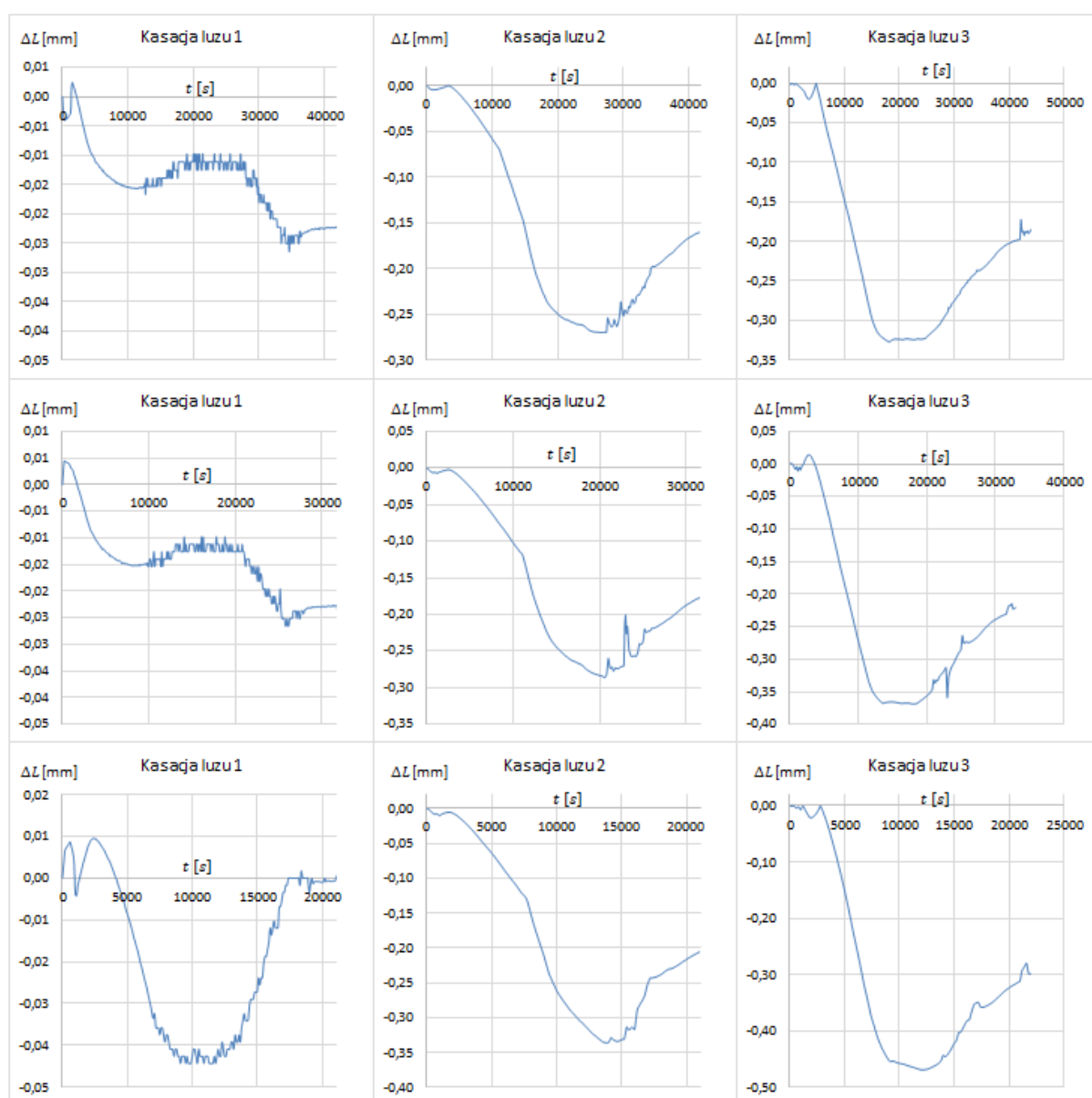


Rys. 131. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyspieszonego 0.75x ref oraz przyspieszonego 0.5x ref bez zastosowanego wtrysku pary chłodzącej

6.6.2. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 300°C.

Rys. 132 przedstawia kasację luzów przy rozruchu z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 300°C. Największe poziomy kasacji luzu występują dla rozruchu przyśpieszonego dwukrotnie. Obserwuje się zwiększanie deformacji przy zmniejszaniu czasu rozruchu. W przypadku rozruchu z chłodzeniem obserwuje się minimalny wzrost wartości luzu w początkowej fazie rozruchu dla luzu osiowego zębka stopki, następnie występuje kasacja luzu dla przypadku rozruchu ref i 0.75x ref. W rozruchu przyśpieszonym dwukrotnie kasacja luzu osiowego 1 zmniejsza się przy odstawieniu.

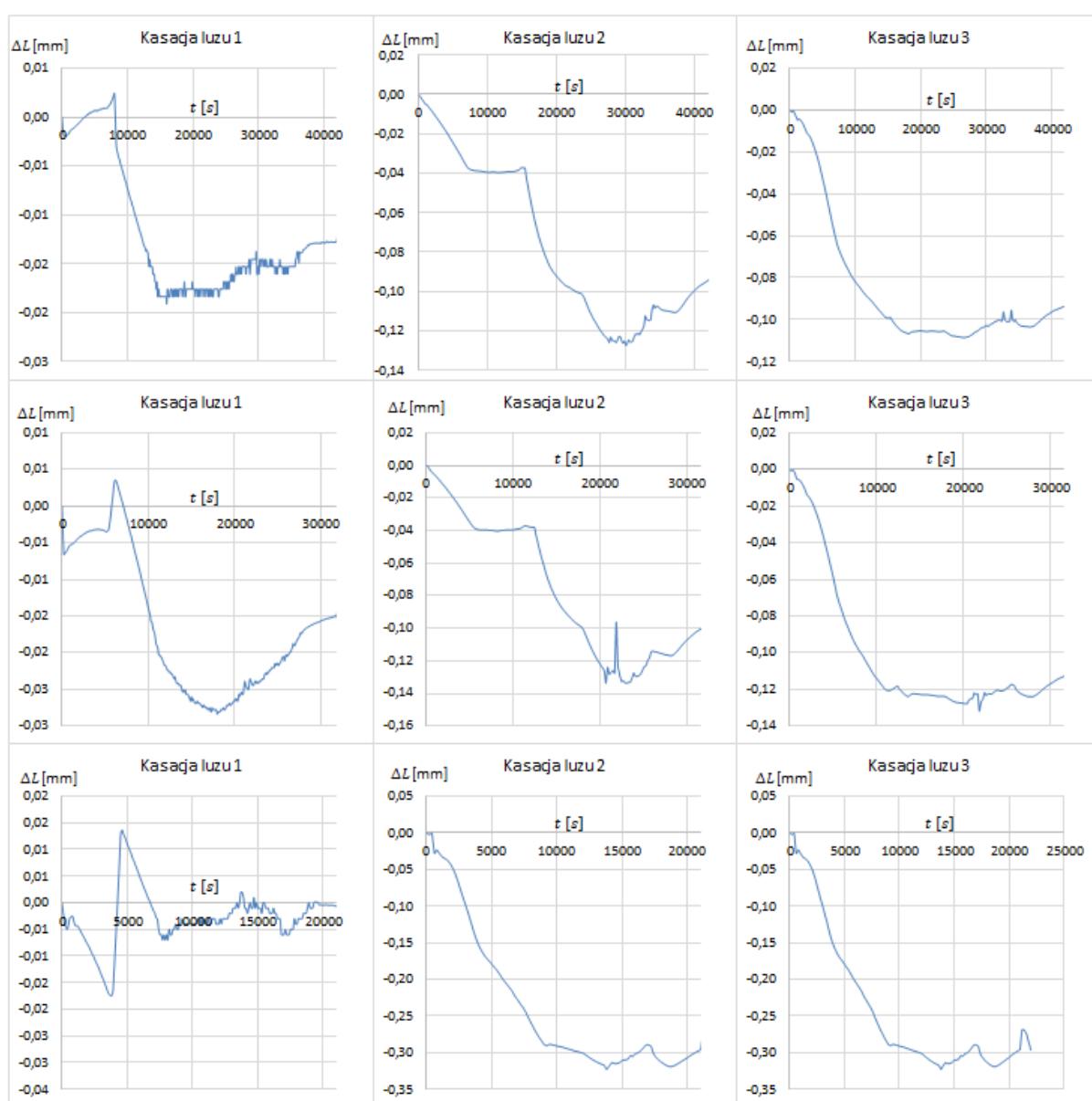
Charakter przebiegu kasacji luzów promieniowego -2 i osiowego 3 pozostaje podobny niezależnie od czasu rozruchu. Luz jest kasowany i przyjmuje ujemne wartości, następnie przy odstawieniu zakleszczenie się łopatki w kadłubie zmniejsza się jednak luz nadal przyjmuje wartości ujemne.



Rys. 132. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 300°C

6.6.3. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 150°C.

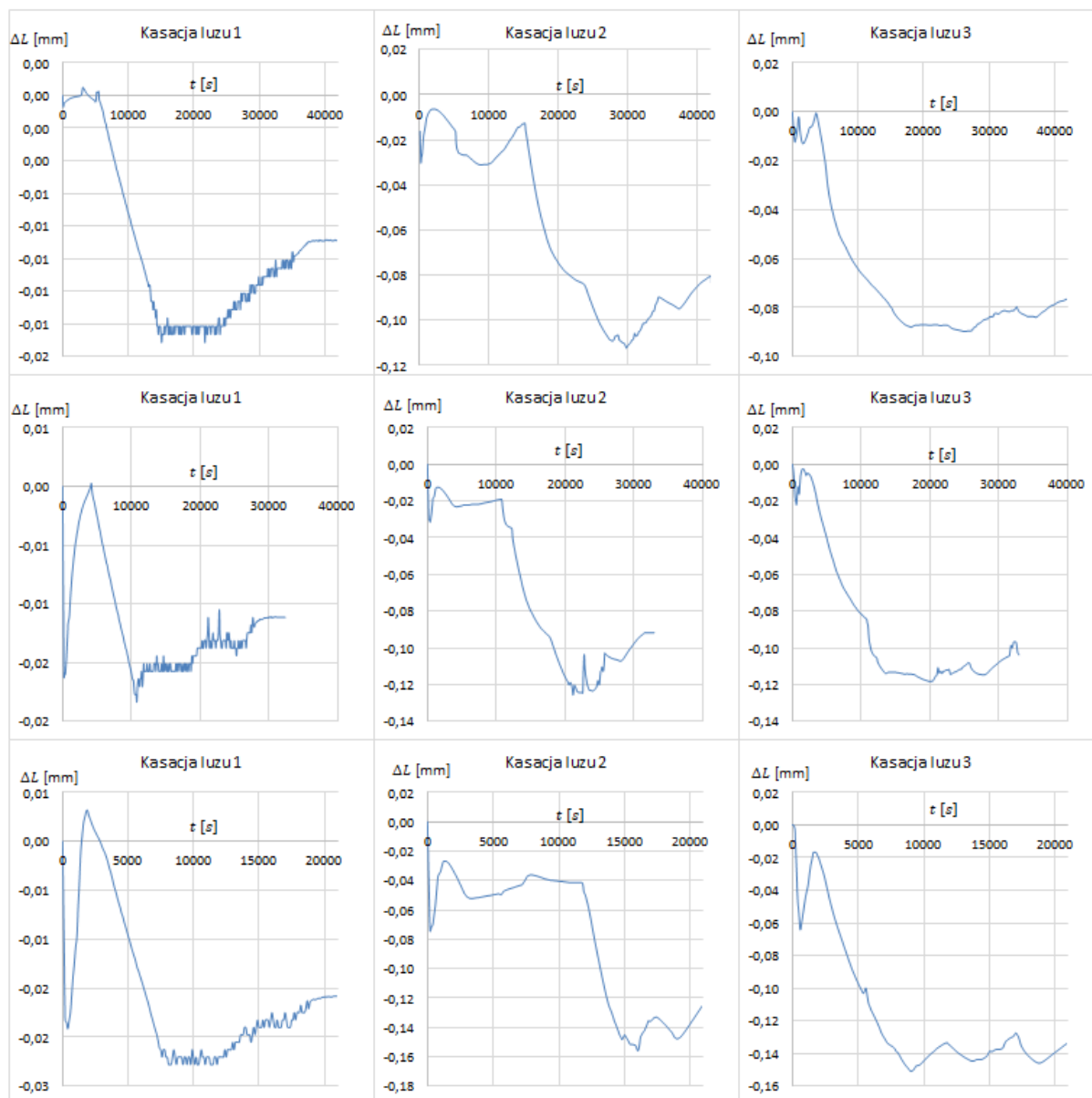
Rys. 133 przedstawia kasację luzów przy rozruchu z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze mniejszej o 150°C w stosunku do pary świeżej. Luz osiowy 1 w początkowej fazie jest kasowany i przyjmuje ujemne wartości, następnie luz zwiększa się w stosunku do zadanego. W kolejnych etapach rozruchu kasacja luzu postępuje a przy odstawieniu luz zaczyna zwiększać swoją wartość jednak nadal występuje zakleszczenie ząbka stopki we wrębie kadłuba. Dla luzu promieniowego 2 i osiowego 3 występuje analogia przebiegu kasacji luzu jak w przypadku chłodzenia parą o $T=300^{\circ}\text{C}$. Charakter przebiegu kasacji luzów promieniowego -2 i osiowego 3 pozostaje podobny niezależnie od czasu rozruchu. Luz jest kasowany i przyjmuje ujemne wartości, następnie przy odstawieniu zakleszczenie się łopatk w kadłubie zmniejsza się jednak luz nadal przyjmuje wartości ujemne.



Rys. 133. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 150°C niższej od temperatury pary świeżej

6.6.4. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 100°C.

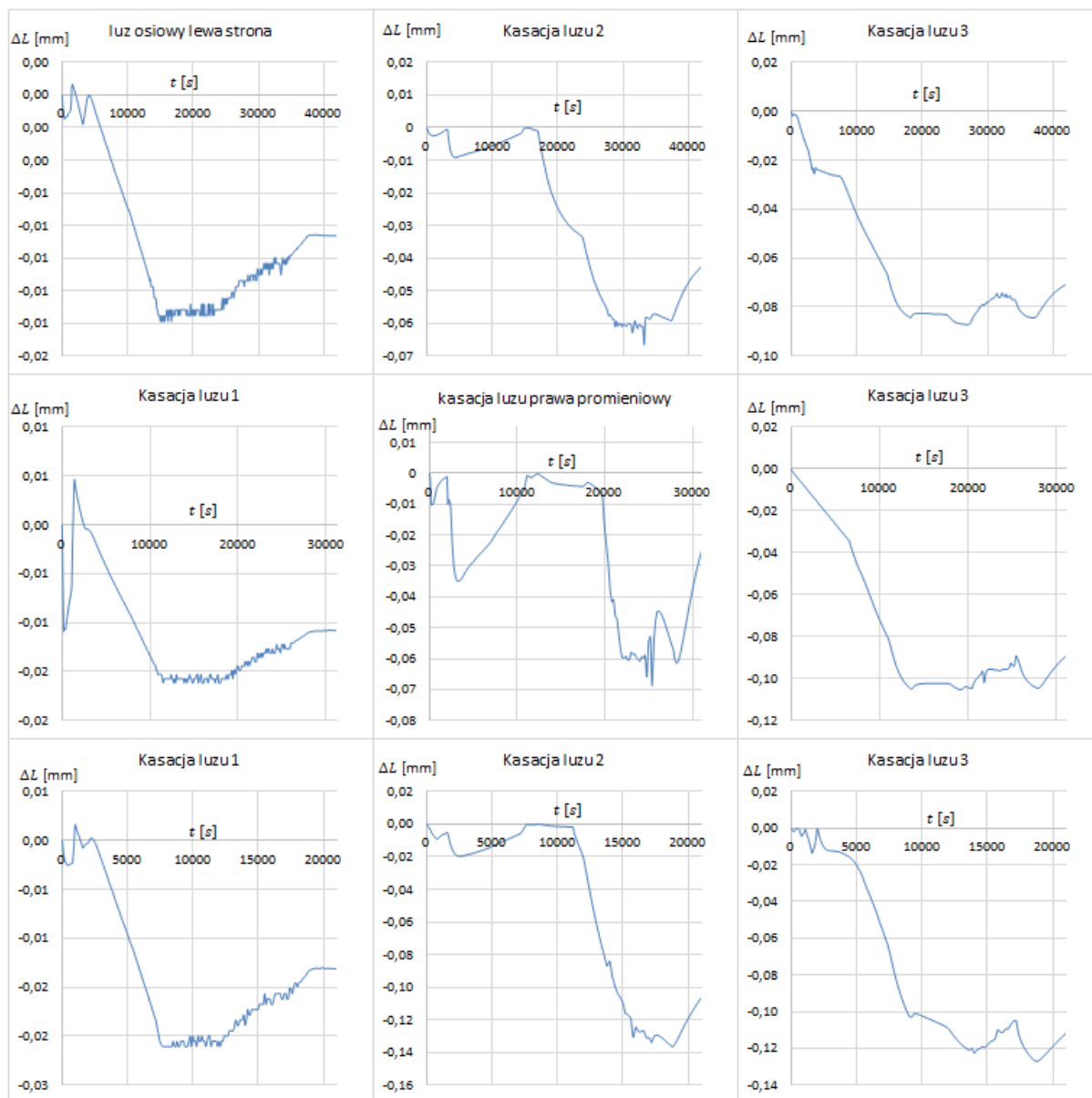
Rys. 134 przedstawia kasację luzów z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 100°C niższej od temperatury pary świeżej. Charakter kasacji luzów jest podobny jak w przypadku zastosowania chłodzenia parą o temperaturze 150°C niższej niż temperatura pary świeżej. Różnice występują w wartościach skasowanego luzu, dla analizowanego przypadku kasacja luzu przyjmuje mniejsze wartości.



Rys. 134. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 100°C niższej od temperatury pary świeżej

6.6.5. Rozruch/odstawienie referencyjne, przyśpieszone 0.75x ref oraz 0.5x ref z wtryskiem pary chłodzącej o temperaturze 50°C.

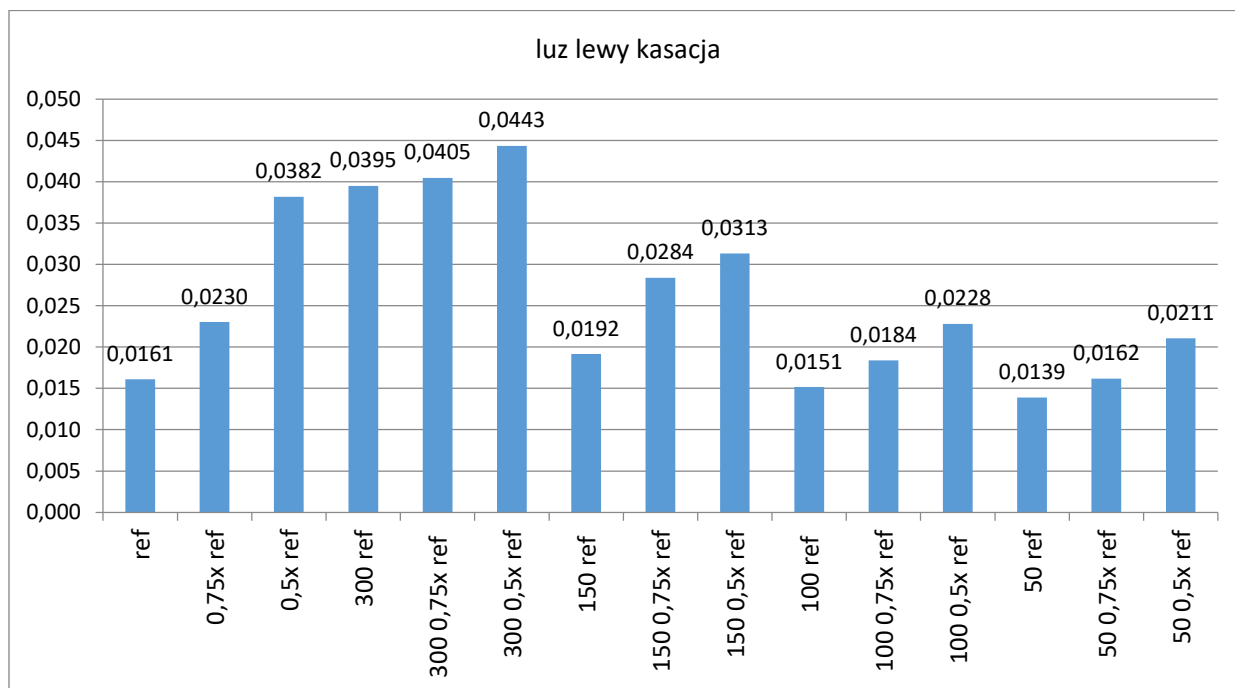
Rys. 135 przedstawia kasację luzów z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 50°C niższej od temperatury pary świeżej. Charakter kasacji luzów jest podobny jak w przypadku zastosowania chłodzenia parą o temperaturze 150°C jak i 100°C niższej niż temperatura pary świeżej. Różnice występują w wartościach skasowanego luzu, dla analizowanego przypadku kasacja luzu przyjmuje mniejsze wartości.



Rys. 135. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 50°C niższej od temperatury pary świeżej

6.6.6. Porównanie kasacji luzu 1 dla wszystkich analizowanych przypadków

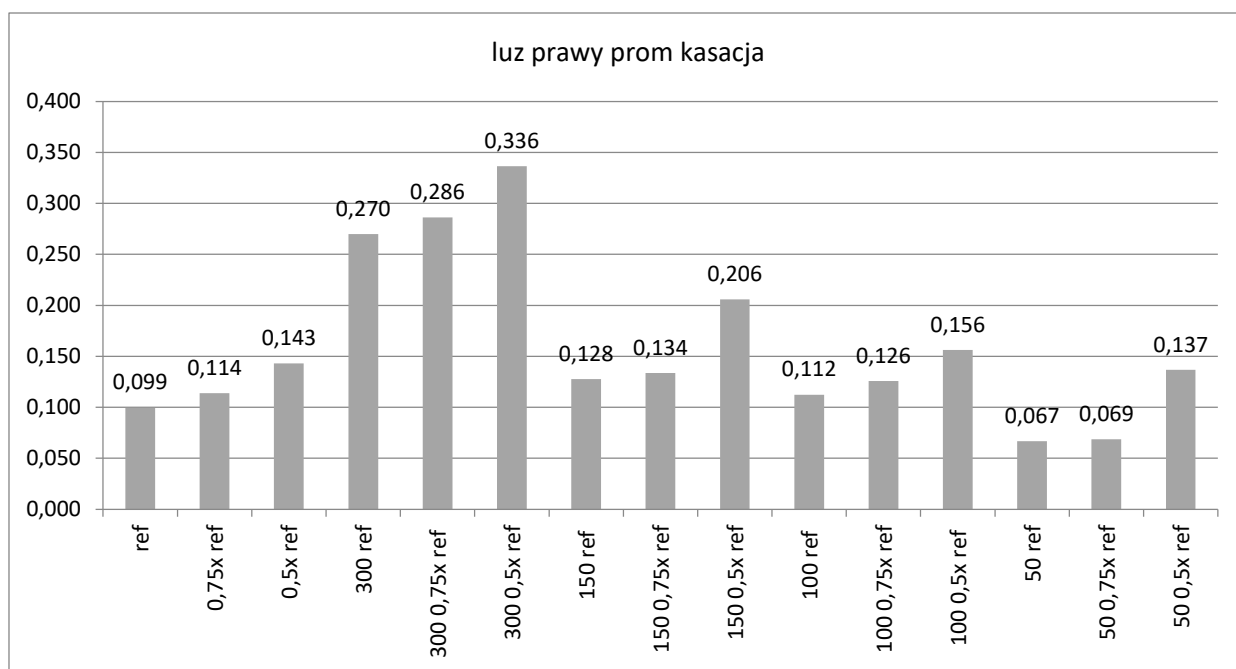
Rys. 136 przedstawia porównanie najwyższych wartości kasacji luzu 1 dla wszystkich analizowanych przypadków. Można zaobserwować, że zastosowanie wtrysku pary chłodzącej znacząco wpływa na redukcję luzów. Największa redukcja występuje w przypadku wtrysku pary o temperaturze równej 300°C, podczas gdy najmniejsza redukcja występuje w przypadku wtrysku pary o temperaturze 50°C niższej w stosunku do temperatury pary świeżej.



Rys. 136. Przedstawienie najwyższych wartości kasacji luzu 1 dla wszystkich analizowanych przypadków

6.6.7. Porównanie kasacji luzu 2 dla wszystkich analizowanych przypadków

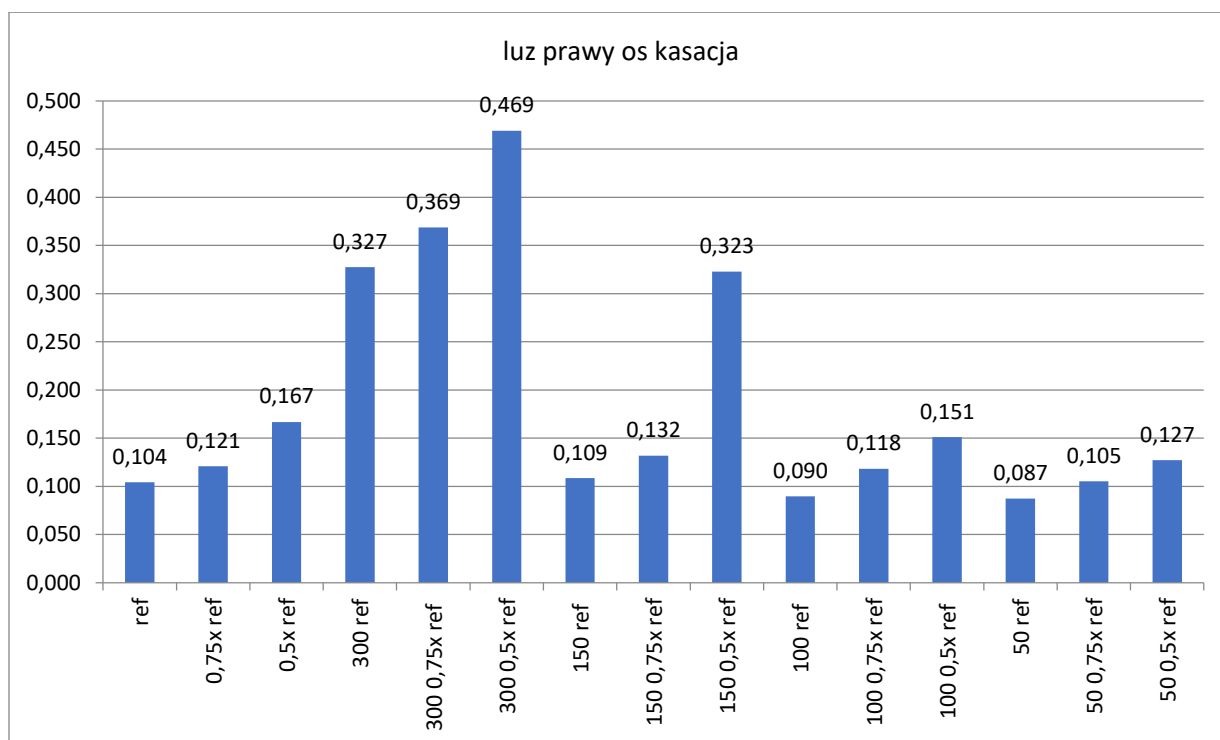
Rys. 137 przedstawia najwyższe wartości kasacji luzu 2 dla wszystkich analizowanych przypadków. Podobnie jak w przypadku luzu 1, największa redukcja luzów występuje przy zastosowaniu wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 50°C niższej od temperatury pary świeżej. Wartości kasacji luzu 2 są jednak nieco niższe niż w przypadku luzu 1.



Rys. 137. Przedstawienie najwyższych wartości kasacji luzu 2 dla wszystkich analizowanych przypadków

6.6.8. Porównanie kasacji luzu 3 dla wszystkich analizowanych przypadków

Rys. 138 przedstawiono najwyższe wartości kasacji luzu 3 dla wszystkich analizowanych przypadków. W tym przypadku, podobnie jak w poprzednich, największa redukcja luzów występuje przy zastosowaniu wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 50°C niższej od temperatury pary świeżej. Wartości kasacji luzu 3 są zbliżone do wartości luzu 2, co sugeruje, że wpływ wtrysku pary chłodzącej jest podobny dla różnych obszarów.



Rys. 138. Przedstawienie najwyższych wartości kasacji luzu 3 dla wszystkich analizowanych przypadków

6.7. Podsumowanie analiz Thermal – FSI

Analizy Thermal-FSI dostarczyły szeregu wniosków dla stosowania wtrysku pary chłodzącej, najważniejsze z nich przedstawiono poniżej:

- Bez stosowania chłodzenia najwyższe naprężenia koncentrują się w stopce łopatk (punkty 1–2), co jest szczególnie niebezpieczne z punktu widzenia połączenia z kadłubem wewnętrznym.
- Przy umiarkowanym chłodzeniu (50–150°C) obniża się naprężenie w ząbku stopki i zdecydowanie redukuje ich poziom w stopce – nowe maksima pojawiają się na piórze łopatk, ale i tak są one niższe niż w rejonie stopki bez chłodzenia. Najlepsze efekty uzyskuje się przy $\Delta T \approx 50^\circ\text{C}$, gdzie naprężenia (zarówno HMH, jak i normalne) mogą spaść nawet o 40–50% w porównaniu z wariantem bez chłodzenia.
- Zbyt intensywne chłodzenie (np. para o temperaturze 300°C, gdy różnica temperatur względem materiału łopatk jest bardzo duża) wprowadza silny szok termiczny. Skutkuje to przeniesieniem wysokich naprężeń z nasady łopatk na jej pióro i okolice punktu 3. W niektórych przypadkach wartości naprężeń zbliżają się, a nawet przekraczają poziomy uzyskiwane bez chłodzenia, co niweluje oczekiwaną korzyść z obniżania temperatury.
- Szybszy rozruch (0.75x i 0.5x) powoduje większe wahania termiczne i mechaniczne, co przekłada się na wzrost naprężeń.
- Zastosowanie umiarkowanego chłodzenia skutecznie ogranicza przyrost naprężeń, pozwalając utrzymać je na poziomach zbliżonych lub nawet niższych niż w przypadku rozruchu referencyjnego bez chłodzenia.
- Wtrysk pary chłodzącej znacząco wpływa na redukcję kasacji luzów w rejonie łopatk (tzw. „kasacja luzu” 1, 2 i 3).
- Kasacja luzów przyjmuje niższe najniższe wartości dla przypadku chłodzenia parą temperaturze 50°C
- Dodatkowe chłodzenie w istotny sposób ogranicza zmniejszanie się krytycznych luzów w czasie rozruchu.

Najkorzystniejsza strategia to umiarkowane obniżenie temperatury pary ($\Delta T = 50\text{--}100^\circ\text{C}$). Pozwala to znacząco zmniejszyć poziom naprężeń (zarówno HMH, jak i normalnych), a zarazem unikać niekorzystnego efektu szoku termicznego obserwowanego przy zbyt dużej różnicy temperatur.

Przy odpowiednio dobranym umiarkowanym chłodzeniu nawet przy dwukrotnym zmniejszeniu czasu rozruchu naprężenia nie przekraczają wartości notowanych w warunkach referencyjnych bez chłodzenia.

Zbyt wysoka intensywność chłodzenia może lokalnie generować niepożądane koncentracje naprężeń w piórze łopatk, co należy uwzględnić na etapie projektowania rozruchów oraz doboru temperatury pary chłodzącej.

Podsumowując, umiarkowane chłodzenie parą w trakcie rozruchu najskuteczniej obniża naprężenia krytyczne (szczególnie w nasadzie łopatk), zapewniając korzystniejsze warunki pracy i mniejsze ryzyko przekroczenia dopuszczalnych naprężeń. Z drugiej strony zbyt intensywne chłodzenie (o dużej różnicy temperatur) może prowadzić do termicznego szoku i przeniesienia największych naprężeń na pióro łopatk, co w efekcie pomniejsza spodziewane korzyści z chłodzenia.

7. Wnioski

Na wstępie niniejszej rozprawy doktorskiej zostały postawione tezy, dla przypomnienia wymienione poniżej:

1. Zintegrowane modele FSI (Fluid–Structure Interaction), uwzględniające równoczesne oddziaływanie termiczne, pozwalają na precyzyjną ocenę reakcji łopatk na pozaprojektowe warunki obciążeniowe i umożliwiają wskazanie potencjalnych obszarów krytycznych z dużą dokładnością.
2. Przeprowadzenie sprzężonych analiz FSI (Fluid–Structure Interaction), uwzględniających wzajemne oddziaływanie przepływu i obciążeń termiczno-mechanicznych, pozwala istotnie poprawić dokładność wyznaczenia rozkładu naprężeń w łopatk promieniowej, a tym samym zwiększa niezawodność przewidywania jej żywotności w warunkach pozaprojektowych
3. Wykorzystanie wyników zaawansowanej analizy FSI może stanowić podstawę do opracowania systemu algorytmu zaawansowanej kontroli stanu elementu krytycznego i jego zaawansowanej diagnostyki. Zaawansowana kontrola może zostać sprzęgnięta ze sterowaniem wtryskiwanej pary, co jest przedmiotem konkretnego praktycznego rozwiązania na obiekcie.

Tezy pracy zostały potwierdzone, co zostało rozwinięte w dalszej części wniosków.

1. Współpraca z odnawialnymi źródłami energii, oznaczająca wielokrotnie częstsze rozruchy i odstawienia, przyczyniła się do powstania nowych elementów krytycznych w konwencjonalnych blokach elektrowni ciepłych. Aby odzyskać kontrolę nad stanem cieplnym elementów krytycznych w niniejszej rozprawie zaproponowano wtryski pary chłodząco/grzejącej. Z przeprowadzonych w poprzednich rozdziałach prac wynika technologiczna i techniczna możliwość takiej kontroli, przeprowadzanej przy pomocy płytkich modernizacji nieobniżających rentowności urządzeń. Słusznie skoncentrowano się na jednym pojedynczym przykładzie, pokazując szczegóły badań, szczegóły koniecznych zmian konstrukcyjnych – co prowadzi do właściwej oceny praktycznej stosowalności proponowanych rozwiązań. Jednocześnie, należy podkreślić, że wnioski osiągnięte w niniejszej rozprawie, mają znaczenie szersze i dotyczą wszystkich innych elementów krytycznych turbiny, rurociągów, zaworów, kotłów, etc. Również narzędzie obliczeniowe – thermal-FSI – nadaje się do badań wszystkich innych elementów krytycznych.

Okazuje się, iż niewielka ilość pary wtryskiwanej w zlokalizowany element krytyczny daje możliwość kontroli stanu. Toteż z punktu widzenia kosztów modernizacji i rentowności tej inwestycji można określić wtrysk pary jako rozwiązanie sensowne nie tylko technicznie ale i ekonomicznie.

2. Rozpatrywany w niniejszej rozprawie element krytyczny części wysokoprężnej, jest dobrze dobrany bowiem ma największe znaczenie przy coraz to większych obiektach – głównie blokach nadkrytycznych. Może on być stosowany również w blokach gazowo-parowych i blokach jądrowych. Ważnym wynikiem rozprawy jest słuszne dobranie szczegółowości analiz, w przypadku tego elementu krytycznego, szczegółem który należało uwzględnić są luzy łopatk w kadłubie. Obraz naprężeń termicznych, możliwość blokady i zapiecenia łopatk, uplastycznienia się elementów najbardziej wytężonych, zależą od szczegółowości rozwiązań, szczegółów geometrii i jej wyoblen, od precyzji w przyjmowaniu temperaturowej zależności stałych materiałowych, od szczegółów rozprywu pary chłodzącej, etc. Ten wniosek potwierdza słuszność stosowania narzędzia thermal-FSI.

Szybsze cykle rozruchu/odstawienia powodują większe wahania termiczne i mechaniczne, co zwiększa poziom naprężeń w newralgicznych elementach. Szczególnie narażony jest *stopień promieniowo–osiowy* i jego łopatk promieniowa – bez dodatkowego chłodzenia najwyższe

naprężenia koncentrują się w nasadzie (stopce) łopatk, przy jej połączeniu z kadłubem wewnętrznym. Taka koncentracja obciążeń jest niebezpieczna i z czasem może ograniczać żywotność tego stopnia. W przeszłości odnotowano już awarie niektórych stopni promieniowo-osłowych, dlatego konieczne jest ograniczanie naprężeń w tym obszarze. Zastosowanie proponowanego chłodzenia (wtrysku pary) adresuje ten problem – obniżając lokalne obciążenia termiczne i mechaniczne, może zapobiec nadmiernemu zużyciu tych komponentów i wydłużyć ich trwałość.

3. *Wtrysk pary chłodzącej* okazał się skutecznym sposobem ograniczenia naprężeń termicznych w łopatkę podczas gwałtownych zmian obciążenia. Umiarkowane chłodzenie (obniżenie temperatury pary zasilającej o ok. 50–150°C) znacząco redukuje maksymalne naprężenia – szczególnie w okolicy nasady łopatk – nawet o 40–50% względem wariantu bez chłodzenia. Dzięki temu szczytowe naprężenia przenoszą się z nasady na mniej wrażliwe obszary pióra łopatk, a ich bezwzględny poziom jest niższy niż pierwotnie. Dodatkowo, chłodzenie zmniejsza skalę kasacji luzów (zamknięcia szczelin) między łopatką a kadłubem podczas rozruchu/odstawienia – z wtryskiem pary krytyczne luzy ulegają mniejszemu zmniejszeniu, co obniża ryzyko ocierania się elementów lub ich blokady. Z kolei zbyt intensywne chłodzenie (np. wtrysk pary o bardzo niskiej temperaturze względem pary świeżej) wywołuje niekorzystny *szok termiczny* – wysokie naprężenia przenoszą się wtedy na pióro łopatk (okolicę wierzchołkowe) i lokalnie zbliżają się do poziomów jak przy braku chłodzenia. W skrajnych przypadkach nadmierne wychłodzenie może więc zniweczyć korzyści chłodzenia. Najlepsze rezultaty osiąga się przy umiarkowanym obniżeniu temperatury czynnika chłodzącego ($\Delta T \approx 50\text{--}100^\circ\text{C}$) – taka strategia skutecznie redukuje naprężenia krytyczne, unikając jednocześnie negatywnych efektów dużego gradientu temperatur.

4. Zastosowanie kontrolowanego chłodzenia parą znacząco zwiększa elastyczność operacyjną turbiny, umożliwiając bezpieczne skrócenie czasu jej rozruchu i wyłączania. Przeprowadzone symulacje wskazują, że nawet dwukrotne przyspieszenie procedury rozruchu (tj. rozruch $\sim 2\times$ szybszy niż standardowy) nie powoduje przekroczenia dopuszczalnych naprężeń w łopatkę – pod warunkiem zastosowania umiarkowanego chłodzenia. Innymi słowy, turbina może osiągnąć stan operacyjny znacznie szybciej niż dotychczas, bez pogorszenia stanu komponentów (naprężenia utrzymują się na poziomie zbliżonym lub niższym od przypadku referencyjnego). Podobnie dotyczy to procesu odstawienia – kontrolowane schładzanie elementów turbiny pozwala szybciej i równomierniej ostudzić maszynę, ograniczając naprężenia termiczne przy wyłączaniu. Te wyniki *potwierdzają możliwość znacznego skrócenia czasu rozruchu/odstawienia* turbiny przy jednoczesnym zachowaniu bezpieczeństwa jej pracy.

5. Przyspieszone rozruchy i odstawienia niosą ze sobą wymierne oszczędności finansowe oraz zmniejszenie negatywnego wpływu na środowisko. Każda minuta (a tym bardziej godzina) skrócenia rozruchu to krótszy czas, w którym blok zużywa paliwo bez produkcji energii elektrycznej dla sieci. Ograniczając ten nieproduktywny czas, zmniejsza się *straty paliwa* – już skrócenie rozruchu o 1 godzinę dla dużego bloku energetycznego przekłada się na oszczędność rzędu kilkuset ton węgla brunatnego (bo kocioł w bloku 18K390 spala $\sim 460\text{--}560$ ton/h w warunkach nominalnych) oraz analogiczny spadek emisji CO₂ i innych zanieczyszczeń. Dodatkowo, szybsze odstawienie bloku pozwala unikać wymuszonej pracy na biegu jałowym przy niskiej efektywności – elektrownia może elastyczniej reagować na wahania zapotrzebowania i produkcji z OZE, wyłączając turbiny gdy nie są potrzebne. Sumarycznie przekłada się to na *niższe koszty operacyjne* (mniejsze zużycie paliwa, rzadsze awarie) oraz korzyści środowiskowe w postaci redukcji emisji i lepszego wykorzystania paliw.

W ramach pracy wykorzystano zaawansowane metody numeryczne – symulacje CFD sprzężone z analizą strukturalną (podejście *Thermal-FSI*) – do zbadania nieustalonych stanów pracy turbiny. Umożliwiło to szczegółowe odtworzenie rozkładu temperatur oraz wynikających z nich

naprężeń w komponentach turbiny podczas rozruchów i odstawień. Taka analiza pozwala precyzyjnie wskazać newralgiczne obszary (np. stopy łopatek) oraz ilościowo ocenić efektywność zabiegów takich jak wtrysk pary chłodzącej. Należy jednak zaznaczyć, że obecne modele mają ograniczenia wynikające z przyjętych założeń i dostępnej mocy obliczeniowej. Pełne dwukierunkowe sprzężenie płyn–struktura w czasie rzeczywistym wciąż jest trudne do realizacji ze względu na olbrzymią złożoność obliczeń i wymagane zasoby. W przeprowadzonych analizach przyjęto pewne uproszczenia – m.in. nie uwzględniono bezpośrednio *ruchu geometrycznego* podczas nagrzewania/chłodzenia (siatka CFD była statyczna). Oznacza to, że zmiany kształtu elementów turbiny (np. *zmniejszanie się luzów* wskutek rozszerzalności cieplnej) nie wpływały zwrotnie na rozwiązanie przepływu w aktualnym modelu, a były analizowane oddzielnie. Takie uproszczenie może wprowadzać niewielkie różnice względem rzeczywistości – zwłaszcza przy ekstremalnych scenariuszach, gdy mogłoby dochodzić do prawie pełnego zamknięcia szczelin lub kontaktu elementów. Mimo tych ograniczeń, model dostarczył wartościowych jakościowo wyników, lecz wskazane jest dalsze jego udoskonalanie.

6. Wykonane w rozprawie prace pokazały, że informacja o temperaturze i przemieszczeniach termicznych w niedostępnym punkcie krytycznym nie może być uzyskiwana z pomiarów – lecz jedynie za pomocą symulacji 3D. Mając zbiór możliwych przebiegów używanych do kontroli (przedstawiony w rozdziale 6) możemy w miejsce kosztownych w czasie rozwiązań 3D posługiwać się analitycznymi domknięciami w punktach krytycznych lub elementach krytycznych.

Jeśli oznaczymy przez $\dot{m}_p$ i przez dt_p strumień wtryskiwanej pary oraz odchylenie temperatury wtryskiwanej pary od temperatury pary świeżej, zaś przez $d\tau$ procentowe skrócenie czasu rozruchu/odstawienia w stosunku do rozruchu referencyjnego to wartości charakterystyczne BOTT-a można przedstawić w postaci następujących domknięć analitycznych łatwych do implementacji w urządzeniach sterujących (7.1):

$$\begin{cases} t_{kr} \\ \sigma_{HMH} \\ e_{pl} \end{cases} = A_0(\dot{m}_p, dt_p) + A_1(\dot{m}_p, dt_p)d\tau + A_2(\dot{m}_p, dt_p)d\tau^2 + A_3(\dot{m}_p, dt_p)d\tau^3 + \dots \quad (7.1)$$

gdzie, przykładowo pokazano, że wielkościami BOTT-a są: t_{kr} - temperatura elementu krytycznego, σ_{HMH} - naprężenie ekwiwalentne Hubera-Misesa-Hencky, e_{pl} - odkształcenie plastyczne elementu. Nieznane współczynniki A_n , $n = 0,1,2,3$ wylicza się za pomocą programowania liniowego [73,74]. W zależności od stosowanego BOTT-a mogą dochodzić również inne parametry kontrolowane i zliczane takie jak sumaryczne kasowanie luzów, czy narastanie korozji postojowej w stopkach.

W praktyce szybkie domknięcia analityczne *on-line* wzbogaca się o dane z pomiarów monitoringu przeprowadzonych w punktach sąsiednich (dostępnych i pewnych pomiarowo). Podkreślimy, że szybkie domknięcia analityczne opracowane są na podstawie pełnych obliczeń *off-line* niestacjonarnych 3D typu thermal-FSI. Owo „zaawansowanie BOTTa” polega więc na zastąpieniu prostego pomiaru poprzez analityczne domknięcie obliczane na podstawie trójwymiarowych symulacji numerycznych. Opracowanie tych szybkich (on-line) domknięć analitycznych wymaga szczegółowej wiedzy informatycznej wymagającej znajomości sterownika i umiejętności nowoczesnych technik programowania.

Dostosowanie elastyczności pracy turbiny do nieprzewidywalnych źródeł energii odnawialnych wymaga wzięcia pod uwagę nowych punktów krytycznych, usytuowanych w niedostępnych, dla ciągłego pomiaru *on-line*, miejscach turbiny lub miejscach dostępnych ale narażonych - w których żywotność urządzeń pomiarowych jest krótka.

7. Uzyskane rezultaty są bardzo obiecujące, jednak wymagane są dalsze prace w celu pełnego wykorzystania tej koncepcji w praktyce. Przede wszystkim zaleca się zaimplementowanie w przyszłych analizach *ruchomych siatek* (dynamicznej aktualizacji siatki obliczeniowej) w modelach CFD/CSD, co pozwoli uwzględnić deformacje termiczne komponentów bezpośrednio w obliczeniach przepływu. Dzięki takiemu podejściu możliwe będzie dokładniejsze odwzorowanie zjawisk typu kasacja luzów i innych dynamicznych efektów mechanicznych (np. ewentualnego chwilowego kontaktu łopatki z kadłubem) podczas gwałtownych rozruchów. Chodzi o kasację kanałów przepływowych pary i ograniczenie chłodzenia. Umożliwi to jeszcze precyzyjniejszą ocenę bezpieczeństwa przy ekstremalnym skracaniu czasów rozruchu. Ponadto wskazana jest *optymalizacja parametrów chłodzenia* – dalsze badania nad doбором idealnej temperatury i ilości wtryskiwanej pary, a także nad geometrią i rozmieszczeniem kanałów wtryskowych, tak aby maksymalizować efektywność chłodzenia przy minimalizacji ryzyka szoku termicznego. Kolejnym krokiem powinna być szersza walidacja eksperymentalna: porównanie wyników symulacji z danymi pomiarowymi z rzeczywistych obiektów (np. monitorowanie temperatury i odkształceń podczas rozruchu turbiny z prototypowym układem chłodzenia). Taka weryfikacja potwierdziłaby przydatność proponowanych rozwiązań i umożliwiła dopracowanie modeli. Podsumowując, przyspieszone rozruchy i odstawienia z wykorzystaniem kontrolowanego wtrysku pary *mogą znacząco poprawić elastyczność i efektywność pracy turbin parowych*, jednak przed wdrożeniem tej metody na szerszą skalę konieczne jest dalsze doskonalenie narzędzi obliczeniowych oraz przeprowadzenie testów w warunkach przemysłowych.

Podsumowując,

- W celu kompleksowej kontroli stanu łopatki promieniowej w warunkach eksploatacyjnych poza projektowymi konieczne jest wdrożenie zarówno analiz symulacyjnych (off-line), jak i monitorowania w czasie rzeczywistym (on-line). Analizy symulacyjne Thermal-FSI pozwalają wyznaczyć dopuszczalne granice pracy elementów konstrukcyjnych turbiny.
- Systemy kontroli termicznej typu BOT oraz BOTT wymagają dalszego udoskonalenia pod kątem integracji wyników analiz Thermal-FSI, aby lepiej przewidywać zagrożenia awarią łopatek promieniowych.
- Wyniki analiz Thermal-FSI wskazują, że krytycznym aspektem konstrukcyjnym jest zachowanie odpowiednich luzów konstrukcyjnych, które determinują ryzyko odkształceń trwałych i uszkodzeń zmęzeniowych. Ich monitorowanie oraz przewidywanie zmian w czasie rzeczywistym pozwala na minimalizację ryzyka awarii.
- Kontrolowany wtrysk pary chłodzącej znacząco wpływa na obniżenie naprężeń termicznych podczas przyspieszonych rozruchów, co bezpośrednio zwiększa bezpieczeństwo eksploatacji turbiny.
- Wskazane jest wdrożenie hybrydowego systemu monitorowania, integrującego symulacje Thermal-FSI z technologią Digital Twin, co pozwoliłoby na bieżącą kontrolę i predykcję zarządzania ryzykiem technicznym elementów turbiny, w tym łopatek promieniowych.

Bibliografia

- [1] Kowalczyk, T., Badur, J., Ziółkowski, P., Kornet, S., Banaś, K., Ziółkowski, P., Stajnke, M., and Bryk, M., 2017, "The Problem of Thermal Unit Elasticity Under the Conditions of Dynamic RES Development," *Acta Energ.*, (31), pp. 116–121. <https://doi.org/10.12736/issn.2300-3022.2017209>.
- [2] PSE, "No Title." [Online]. Available: <https://www.pse.pl/dane-systemowe/funkcjonowanie-kse/raporty-dobowe-z-pracy-kse>.
- [3] instrat, "No Title." [Online]. Available: https://energy.instrat.pl/generation_by_fuel.
- [4] Zygfryd, D., and Klimacki, Z., 1990, "Auto-Control of Frequency and Active Power of the Separated Elektroenergetic System," *Gdansk IFFMT*, **92**.
- [5] Z., D., 2011, "Automatic Control of Thermal Turbines," *Publ. House Gdansk Univ. Technol.*
- [6] Chmielniak, T., and Kosman, G., 1990, *Thermal Loads of Steam Turbines*, WNT, Warsaw.
- [7] Chmielniak, T., Kosman, G., and Rusin, A., 1990, *Creep of Steam Turbine Components*, WNT, Warsaw.
- [8] Bzymek G, Badur J, Z. P., 2017, "Issues to Improve the Safety of 18K370 Steam Turbine Operation," *E3S Web Conf.*, **13**.
- [9] Wasik, W., 2020, "Regulacyjność Bloków Gazowo-Parowych w Kontekście Bilansowania Oraz Obrony i Odbudowy Systemu Elektroenergetycznego," *Energetyka*, **09**, pp. 467–475.
- [10] Vogt, J., Schaaf, T., Sun, H., and Helbig, K., 2014, "Impact of Low Load Operation on Plant Lifetime," *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25852>.
- [11] Kosowski, K., 2007, *Steam and Gas Turbines with Examples of ALSTOM Technology*.
- [12] Ziółkowski, P., Lemański, M., Badur, J., and Zakrzewski, W., 2012, "Wzrost Sprawności Turbiny Gazowej Przez Zastosowanie Idei Szewalskiego," *Rynek Energii*.
- [13] PSE, 2015, "Informacja OSP Dotycząca Zasad Wprowadzania Ograniczeń i Przekazywania Informacji o Stopniach Zasilania." [Online]. Available: <https://www.pse.pl/-/informacja-osp-dotyczaca-zasad-wprowadzania-ograniczen-i-przekazywania-informacji-o-stopniach-zasilania>. [Accessed: 13-Jul-2022].
- [14] Badur, J., Sławiński, D., Kornet, S., Kowalczyk, T., Bryk, M., Ziółkowski, P., Stajnke, M., and Ziółkowski, P., 2016, "Overdesign Limitations from the Maintaining Availability of Large Steam Turbine," *Energetyka*, **11**, pp. 652–654.
- [15] 2022, "Installierte Netto-Leistung Zur Stromerzeugung in Deutschland in 2021." [Online]. Available: https://www.energy-charts.info/charts/installed_power/chart.htm?l=de&c=DE&year=2021&stacking=single&interval=year&chartColumnSorting=default. [Accessed: 07-Dec-2022].
- [16] Polskie Sieci Elektroenergetyczne S.A., 2020, "Wymiana Transgraniczna Energii Elektrycznej - Najważniejsze Uwarunkowania," pp. 1–9.
- [17] PSE, "PSE Dane Systemowe." [Online]. Available: https://www.pse.pl/dane-systemowe/funkcjonowanie-kse/raporty-roczne-z-funkcjonowania-kse-za-rok/raporty-za-rok-2021#r1_1. [Accessed: 15-Jul-2022].
- [18] PSE, 2023, "Raport PSE Za Rok 2022." [Online]. Available: https://www.pse.pl/dane-systemowe/funkcjonowanie-kse/raporty-roczne-z-funkcjonowania-kse-za-rok/raporty-za-rok-2022#r6_2. [Accessed: 17-Jan-2024].
- [19] Klon, R., and Twardawa, M., 2022, "'Program Bloki 200+' Rozwiązanie Na Bezpieczną Transformację Od Węgla Do Atomu i OZE," *Nowa Energ.*, **2**, pp. 61–36.
- [20] Energia.rp.pl, 2023, "Bezpieczeństwo Czy Biznes? Rząd Musi Podjąć Decyzję." [Online]. Available: <https://energia.rp.pl/energetyka-zawodowa/art38879161-bezpieczenstwo-czy-biznes-rzad-musi-podjac-decyzje>. [Accessed: 22-Aug-2023].
- [21] Środowiska, M. K. i, 2022, "Polska Strategia Wodorowa Do Roku 2030." [Online]. Available: <https://www.gov.pl/web/klimat/polska-strategia-wodorowa-do-roku-2030>. [Accessed: 13-Jul-2022].

- [22] Zarate-Perez, E., Rosales-Asensio, E., González-Martínez, A., de Simón-Martín, M., and Colmenar-Santos, A., 2022, "Battery Energy Storage Performance in Microgrids: A Scientific Mapping Perspective," *Energy Reports*, **8**.
- [23] Dascalu, A., Sharkh, S., Cruden, A., and Stevenson, P., 2022, "Performance of a Hybrid Battery Energy Storage System," *Energy Reports*, **8**.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.05.040>.
- [24] Kowalczyk, T., 2022, "Comparative Analysis of Hybrid Energy Storage Based on a Gas–Gas System and a Conventional Compressed Air Energy Storage Based on a Recuperated Gas Turbine Round Trip Efficiency, Exergy Losses, and Heat Exchanges Start-up Losses," *Energy Convers. Manag.* <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115467>.
- [25] Badyda, K., and Milewski, J., 2010, "Elektrownie CAES - Możliwości Akumulacji Energii Oraz Współpracy Ze Źródłami Odnawialnymi," *Instal*, **2**, pp. 58–65.
- [26] Kruk-Gotzman, S., Ziółkowski, P., Iliev, I., Negreanu, G.-P., and Badur, J., 2023, "Techno-Economic Evaluation of Combined Cycle Gas Turbine and a Diabatic Compressed Air Energy Storage Integration Concept," *Energy*, **266**, p. 126345.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126345>.
- [27] Szablowski, L., Krawczyk, P., Badyda, K., Karellas, S., Kakaras, E., and Bujalski, W., 2017, "Energy and Exergy Analysis of Adiabatic Compressed Air Energy Storage System," *Energy*, **138**, pp. 12–18. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.055>.
- [28] Milewski, J., Badyda, K., and Szablowski, Ł., 2016, "Compressed Air Energy Storage Systems," *J. Power Technol.* Vol 96 No 4.
- [29] Szablowski, L., Krawczyk, P., and Wolowicz, M., 2021, "Exergy Analysis of Adiabatic Liquid Air Energy Storage (A-LAES) System Based on Linde–Hampson Cycle," *Energies*, **14**(4).
<https://doi.org/10.3390/en14040945>.
- [30] Wang, D., Liu, D., Wang, C., Zhou, Y., Li, X., and Yang, M., 2022, "Flexibility Improvement Method of Coal-Fired Thermal Power Plant Based on the Multi-Scale Utilization of Steam Turbine Energy Storage," *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122301>.
- [31] Al-Zareer, M., Dincer, I., and Rosen, M. A., 2017, "Development of an Integrated System for Electricity and Hydrogen Production from Coal and Water Utilizing a Novel Chemical Hydrogen Storage Technology," *Fuel Process. Technol.* <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2017.07.011>.
- [32] Ho, A., Mohammadi, K., Memmott, M., Hedengren, J., and Powell, K. M., 2021, "Dynamic Simulation of a Novel Nuclear Hybrid Energy System with Large-Scale Hydrogen Storage in an Underground Salt Cavern," *Int. J. Hydrogen Energy*.
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.07.027>.
- [33] Badur, J., Sławiński, D., Kornet, S., Kowalczyk, T., Bryk, M., Ziółkowski, P., Stajnke, M., and Ziółkowski, P., 2016, "Pozaprojektowe Ograniczenia Mające Na Celu Utrzymanie Dyspozycyjności Turbiny Parowej Dużej Mocy," *Energetyka*, pp. 652–654.
- [34] Dominiczak, K., Rządowski, R., Radulski, W., and Szczepanik, R., 2015, *Neural Networks in the Steam Turbine Rotor Thermal Limitation System*, Scientific Publishing House of the Institute of Exploitation Technology, Warsaw.
- [35] Kosman, G., Rusin, A., Taler, J., and Pawlik, M., 2010, *Issues of Design and Operation of Boilers and Turbines for Supercritical Coal Blocks.*, Publishing House of the Silesian University of Technology, Gliwice.
- [36] Kosman, W., 2011, "Optimization of Start-up Conditions to Reduce Thermal Loads in Cooled Components of a Supercritical Steam Turbine," *J. Power Technol.*, **91**, pp. 47–53.
- [37] Kosman, W., 2013, "Analysis of Thermal Loads during Supercritical Start-up of Steam Turbines with External Cooling," *Arch. Energ.*, **XLIII**, pp. 147–155.
- [38] Badur, J., and Bryk, M., 2019, "Accelerated Start-up of the Steam Turbine by Means of Controlled Cooling Steam Injection," *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.088>.
- [39] Gobrecht, E., Rieman, S., and Zimmer, G., 2017, "Method for Cooling down a Steam Turbine."
- [40] Arrell, D., 2006, "Next GeArrell, D. (2006). Next Generation Engineered Materials for Ultra Supercritical Steam Turbines. Siemens Power Generation Report.Neration Engineered

- Materials for Ultra Supercritical Steam Turbines,” Siemens Power Gener. Rep.
- [41] Cortes, F. D. C. R., and Parry, W. T., 2013, “Steam Turbine and System for Start-Up.”
 - [42] Wang, X., Xu, H., Wang, J., Song, W., and Wang, L., 2021, “High Pressure Turbine Blade Internal Cooling in a Realistic Rib Roughened Two-Pass Channel,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, **170**. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121019>.
 - [43] Ansari, M., Esfahanian, V., Izadi, M. J., Bashi, H., Tavakoli, A., and Kordi, M., 2023, “Implementation of Hot Steam Injection in Steam Turbine Design: A Novel Mean-Line Method Coupled with Multi-Objective Optimization and Neural Network,” *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129124>.
 - [44] Kafaei, A., Salmani, F., Lakzian, E., Wróblewski, W., Vlaskin, M. S., and Deng, Q., 2022, “The Best Angle of Hot Steam Injection Holes in the 3D Steam Turbine Blade Cascade,” *Int. J. Therm. Sci.*, **173**(December 2021). <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107387>.
 - [45] Xing, J., Han, S., Song, Y., An, N., Zhou, L., Li, L., Zhang, H., and Du, X., 2023, “Improving Internal Cooling Performance of Turbine Blade with Steam in Channel with Rhombus-Patterned Biomimetic Ribs: A Numerical Investigation,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, **40**(March). <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101789>.
 - [46] Xu, L., Wang, W., Gao, T., Shi, X., Gao, J., and Liang, W., 2014, “Experimental Study on Cooling Performance of a Steam-Cooled Turbine Blade with Five Internal Cooling Smooth Channels,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, **58**, pp. 180–187. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.07.004>.
 - [47] Jin, W., Jia, Y. ., Lei, J., Ji, W. ., and Wu, J. ., 2022, “Coupled Heat Transfer Analysis of Internal and Film Cooling of Turbine Blade under Medium Temperature Conditions,” *Appl. Therm. Eng.*, **214**.
 - [48] Aliabadi, M. A. F., Lakzian, E., Khazaei, I., and Jahangiri, A., 2020, “A Comprehensive Investigation of Finding the Best Location for Hot Steam Injection into the Wet Steam Turbine Blade Cascade,” *Energy*, **190**. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116397>.
 - [49] Ghodrati, M., Lakzian, E., Kafaei, A., Yan, W. M., and Kim, H. D., 2023, “Numerical Analysis of Hot Steam Injection through an Embedded Channel inside a 3D Steam Turbine Blade,” *Appl. Therm. Eng.*, **225**(September 2022), p. 120229. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120229>.
 - [50] Wróblewski, W., 2013, “Numerical Evaluation of the Blade Cooling for the Supercritical Steam Turbine,” *Appl. Therm. Eng.*, **51**(1–2), pp. 953–962. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.048>.
 - [51] Nowak, G., Wróblewski, W., and Nowak, I., 2012, “Convective Cooling Optimization of a Blade for a Supercritical Steam Turbine,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, **55**(17–18), pp. 4511–4520. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.072>.
 - [52] Chmielniak, T., Łukowicz, H., and Pilarz, P., 2015, “Elastyczność Ciepłota Bloków Energetycznych Dużej Mocy. Możliwość Jej Wzrostu,” *Nowa Energ.*, **5**(6), pp. 40–53.
 - [53] Dong-mei, J., Jia-qi, S., Quan, S., Heng-Chao, G., Jian-xing, R., and Quan-jun, Z., 2018, “Optimization of Start-up Scheduling and Life Assessment for a Steam Turbine,” *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.015>.
 - [54] Ji, D. M., Sun, J. Q., Dui, Y., and Ren, J. X., 2017, “The Optimization of the Start-up Scheduling for a 320 MW Steam Turbine,” *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.139>.
 - [55] Zhang, H., Xie, D., Yu, Y., and Yu, L., 2016, “Online Optimal Control Schemes of Inlet Steam Temperature during Startup of Steam Turbines Considering Low Cycle Fatigue,” *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.075>.
 - [56] Uklański, A., 1986, “Badania Przebiegu Zatrzymywania Turbin Parowych,” *Biul. Inf. Inst. Tech. Ciepl. Politech. Warsz.*, **69**.
 - [57] Kosman, W., 2011, “Feasibility Study of Forced Cooling of a Supercritical Steam Turbine after a Shut down of a Power Generating Unit,” *Arch. Thermodyn.* <https://doi.org/10.2478/v10173-011-0023-3>.
 - [58] Suyadi, and Putra, A. B. K., 2019, “Numerical Study of Flow Characteristic and Heat Transfer

- on High-Pressure Turbine Forced Cooling Process of Sub Critical Steam Turbine,” *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.5138282>.
- [59] Chmielniak, T., Kosman, G., Jaromin, Z., Kosiak, W., and Sopicki, T., 1990, “Sposób Wymuszonego Chłodzenia Turbin Parowych Dużej Mocy.”
 - [60] Suzuki, A., Ayano, S., Shinozaki, Y., and Hosoi, S., 1995, “Forced Air Cooling Apparatus of Steam Turbine.”
 - [61] Barber, S. ., and Trygstad, P. ., 2004, “System and Method of Cooling Steam Turbines.”
 - [62] Riemann, S., and Rothe, K., 2015, “Forced Cooling In Steam Turbine Plants.”
 - [63] Banaszkiewicz, M., 2014, “Steam Turbines Start-Ups,” *Trans. Inst. Fluid-Flow Mach.*, **126**, pp. 169–198.
 - [64] Banaszkiewicz, M., 2015, “Multilevel Approach to Lifetime Assessment of Steam Turbines,” *Int. J. Fatigue*. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2014.10.009>.
 - [65] Meer, H.-P., and Wieland, U., 1990, “Axial Flow Turbine with a Radial/Axial First Stage.”
 - [66] Cozza, L., 2020, “Stator Assembly for a Radial-Axial Expansion Stage of a Steam Turbine,” pp. 1–11.
 - [67] Czerwiński, P., 2011, “Retrofit of 18K370 Steam Turbine on the Units 7 – 12 at Belchatow Power Plant,” *Arch. Energ.*, **XLI**(3), pp. 77–96.
 - [68] Duda, P., and Dwornicka, R., 2010, “Optimization of Heating and Cooling Operations of Steam Gate Valve,” *Struct. Multidiscip. Optim.* <https://doi.org/10.1007/s00158-009-0370-8>.
 - [69] Duda, P., and Rząsa, D., 2012, “Numerical Method for Determining the Allowable Medium Temperature during the Heating Operation of a Thick-Walled Boiler Element in a Supercritical Steam Power Plant,” *Int. J. Energy Res.* <https://doi.org/10.1002/er.1825>.
 - [70] Taler, J., Węglowski, B., Zima, W., Duda, P., Gradziel, S., Sobota, T., Cebula, A., and Taler, D., 2008, “Computer System for Monitoring Power Boiler Operation,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, **222**(1), pp. 13–24. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE419>.
 - [71] Dobosiewicz, J., and Trzecznyński, J., 2017, “Diagnostyka Wspierająca Elastyczną Eksploatację Bloków Klasy 200 MW Diagnostics to Support Flexible Operation of 200 MW Power Units.”
 - [72] Dobosiewicz, J., and Trzecznyński, J., 2022, “Poprawa Elastyczności Bloków Klasy 200 MW Poprzez Wykorzystanie Możliwości i Rezerw Po Stronie Sterowania Oraz Zapasów Trwałości Improving the Flexibility of 200 MW Class Units by Using Capabilities and Reserves of the Control-Side,” pp. 296–323.
 - [73] Trzecznyński, J., Hatłas, M., and Murzynowski, W., 2022, “Korzyści z Zastąpienia Kryteriów Temperaturowych Przez Naprężeniowe Dla Zapewnienia Bezpieczeństwa i Dyspozycyjności Bloków Energetycznych Eksploatowanych w Trybie Regulacyjnym Oraz o Zwiększonej Elastyczności,” *Energetyka*, **nr 6**, pp. 307–310.
 - [74] Turczak, A., and Banaszkiewicz, M., 2005, “Blok Ograniczeń Termicznych Turbin Parowych.” [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:108994690>.
 - [75] Turczak, A., and Banaszkiewicz, M., 2007, “Zaawansowany Układ Kontroli Trwałości Elementów Turbin Parowych,” *Pr. Nauk. Politech. Warsz. Konf.*, **T. 2**, z. **2**, pp. 619–623.
 - [76] Banaszkiewicz, M., Bzymek, G., and Radulski, W., 2015, “Zarządzanie i Optymalizacja Żywotności Turbiny Parowej Poprzez Zastosowanie Systemu Monitoringu On-Line.” [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:114739590>.
 - [77] Rusin, A., Radulski, W., and Banaszkiewicz, M., 2001, “Zastosowanie Całki Duhamela w Układach Kontroli Zużycia Turbin Parowych,” *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Mechanika*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:179156296>.
 - [78] Banaszkiewicz, M., 2017, “Online Determination of Transient Thermal Stresses in Critical Steam Turbine Components Using a Two-Step Algorithm,” *J. Therm. Stress.* <https://doi.org/10.1080/01495739.2016.1249988>.
 - [79] Badur, J., and Bryk, M., 2019, “Thermal-FSI Modeling of the Steam Turbine Accelerated Start-up by Means of Cooling Steam Injection Control,” *J. Power Technol.*, **100**, pp. 115–119.
 - [80] Badur, J., and Bryk, M., 2019, “Accelerated Start-up of the Steam Turbine by Means of

- Controlled Cooling Steam Injection," *Energy*, **173**.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.088>.
- [81] Bryk, M., and Głuch, J., 2023, "A Concept for Safe and Less Expensive Acceleration of a Marine Steam Turbine Start-Up," *J. Mar. Sci. Appl.* <https://doi.org/10.1007/s11804-023-00337-7>.
 - [82] Bryk, M., 2017, "Analiza Problemów Szybkich Rozruchów i Odstawień Turbin Dużej Mocy," Politechnika Gdańska.
 - [83] Mikula, R., 2015, *Decyzja Marszałka Województwa Łódzkiego*.
 - [84] Domachowski, Z., 2011, "Automatic Control of Thermal Turbines," Publ. House Gdansk Univ. Technol.
 - [85] Badur, J., Ziółkowski, P., Sławiński, D., and Kornet, S., 2014, "An Referential FSI Model for Estimation of an Combustion Chamber Degradation," *Pr. Nauk. IMiUE Pol. Sl.*, pp. 54–68.
 - [86] Sławiński, D., 2016, "Rozruch Maszyn Energetycznych z Uwzględnieniem Sprezysto-Plastycznego Dostosowania Sie Konstrukcji," PhD Institute of Fluid-Flow Machinery Polish Academy of Sciences.
 - [87] Badur, J., Karcz, M., Kucharski, M., Lemański, M., Kowalczyk, S., Wiśniewski, A., and Lewandowski, S., 2004, "Numerical Modeling of Degradation Effects in a Gas Turbine Silo-Combustion Chamber," *Tech. Econ. Environ. Asp. Comb. Cycle power Plants*, ed. Z. Domac. TU Press. Gdansk, pp. 135–143.
 - [88] Bryk, M., Kowalczyk, T., Ziółkowski, P., and Badur, J., 2019, "The Thermal Effort during Marine Steam Turbine Flooding with Water," *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.5091870>.
 - [89] Badur, J., and Bryk, M., 2017, "Analysis of Unsteady Boiling during High-Temperature Body Dipping in Water," *Trans. Inst. Fluid-Flow Mach.*, (138), pp. 75–88.
 - [90] Badur, J., Bryk, M., Ziółkowski, P., Sławinski, D., Ziółkowski, P., Kornet, S., and Stajnke, M., 2017, "On a Comparison of Huber-Mises-Hencky with Burzynski-Pecherski Equivalent Stresses for Glass Body during Nonstationary Thermal Load," *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.4977676>.
 - [91] Badur, J., Ziółkowski, P., Zakrzewski, W., Sławiński, D., Kornet, S., Kowalczyk, T., Hernet, J., Piotrowski, R., Felincjancik, J., and Ziółkowski, P. J., 2014, "An Advanced Thermal-FSI Approach to Flow Heating/Cooling," *Journal of Physics: Conference Series*. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/530/1/012039>.
 - [92] Badur, J., Ziółkowski, P., Kornet, S., Kowalczyk, T., Banaś, K., Bryk, M., Ziółkowski, P. J., and Stajnke, M., 2018, "Enhanced Energy Conversion as a Result of Fluid-Solid Interaction in Micro- and Nanoscale," *J. Theor. Appl. Mech.* <https://doi.org/10.15632/jtam-pl.56.1.329>.
 - [93] Dudda, W., Nowak, Z., Ochrymiuk, T., and Janusz, B., 2024, "Two Tools for the Science of Material Effort," *J. Theor. Appl. Mech.*, **62**. <https://doi.org/10.15632/jtam-pl/194319>.
 - [94] Karcz, M., 2004, "Analiza Pracy Dyfuzorów Termicznych w Aspekcie Chłodzenia Turbin Gazowych," *Zesz. Nauk. Inst. Masz. Przepływowych Pol. Akad. Nauk w Gdansk*, **535/1494**, pp. 1–164.
 - [95] Sobieski, W., and Sarler, B., 2023, "Numerical Methods in Fluid Mechanics – an Overview," *Tech. Sci. / Univ. Warm. Maz. Olsztyn*, **26**, pp. 185–218.
 - [96] Koprowski, A., and Rządkowski, R., 2021, "Computational Fluid Dynamics Analysis of Several Designs of a Curtis Wheel," *Arch. Thermodyn.* <https://doi.org/10.24425/ather.2021.138116>.
 - [97] Salimi, J., Reza Teymourtash, A., Reza Aghdasi, M., and Lakzian, E., 2023, "Optimization of the Surface Heating for a Stationary Cascade Turbine Blade in Wet Steam Flow," *Therm. Sci. Eng. Prog.* <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101751>.
 - [98] Nagib Elmekawy, A. M., and Ali, M. E. H. H., 2020, "Computational Modeling of Non-Equilibrium Condensing Steam Flows in Low-Pressure Steam Turbines," *Results Eng.* <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2019.100065>.
 - [99] Shabani, S., Majkut, M., Dykas, S., Smółka, K., and Lakzian, E., 2024, "An Investigation Comparing Various Numerical Approaches for Simulating the Behaviour of Condensing Flows in Steam Nozzles and Turbine Cascades," *Eng. Anal. Bound. Elem.*, **158**, pp. 364–374.

- <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enganabound.2023.11.002>.
- [100] Aghdasi, M. R., Teymourtash, A. R., and Lakzian, E., 2022, "Optimization of the Pitch to Chord Ratio for a Cascade Turbine Blade in Wet Steam Flow," *Appl. Therm. Eng.* <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118445>.
 - [101] Huang, X., and Zhu, J., 2016, "A Stiffened-Plate Buckling Model for Calculating Critical Stress of Distortional Buckling of CFS Columns," *Int. J. Mech. Sci.* <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.10.025>.
 - [102] Badur, J., Bryk, M., Ziółkowski, P., Sławinski, D., Ziółkowski, P., Kornet, S., and Stajnke, M., 2017, "On a Comparison of Huber-Mises-Hencky with Burzynski-Pecherski Equivalent Stresses for Glass Body during Nonstationary Thermal Load," *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.4977676>.
 - [103] Pęcherski, R. B., Szeptyński, P., and Nowak, M., 2011, "An Extension of Burzynski Hypothesis of Material Effort Accounting for the Third Invariant of Stress Tensor," *Arch. Metall. Mater.* <https://doi.org/10.2478/v10172-011-0054-4>.
 - [104] Badur, J., Ziółkowski, P., Kornet, S., Stajnke, M., Bryk, M., Banas, K., and Ziółkowski, P., 2017, "The Effort of the Steam Turbine Caused by a Flood Wave Load," *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.4977675>.
 - [105] Dudda, W., Banaszkiwicz, M., and Ziółkowski, P., 2019, "Validation of a Burzyński Plasticity Model with Hardening – a Case of St12T," *AIP Conf. Proc.*, **2077**.
 - [106] Dudda, W., Ziółkowski, P. J., and Badur, J., 2019, "Validation Plastic Model with Hardening of St12t," *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.5091877>.
 - [107] Huber, M. T., 2018, "The Proper Work of Deformation as a Measure of Material Stress," *Tech J*, **22**.
 - [108] Abdul Aziz, M. S., Abdullah, M. Z., Khor, C. Y., Fairuz, Z. M., Iqbal, A. M., Mazlan, M., and Rasat, M. S. M., 2014, "Thermal Fluid-Structure Interaction in the Effects of Pin-through-Hole Diameter during Wave Soldering," *Adv. Mech. Eng.*, **2014**. <https://doi.org/10.1155/2014/275735>.
 - [109] Sun, P., Zhou†, L., Wang, Z. X., and Shi, J. W., 2022, "Fluid-Structure Interaction Study of the Serpentine Nozzle for Turbofan," *J. Appl. Fluid Mech.* <https://doi.org/10.47176/jafm.15.05.1165>.
 - [110] Dhar, S., and Vacca, A., 2015, "A Novel FSI-Thermal Coupled TEHD Model and Experimental Validation through Indirect Film Thickness Measurements for the Lubricating Interface in External Gear Machines," *Tribol. Int.*, **82(PA)**, pp. 162–175. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.10.007>.
 - [111] Froissart, M., and Ochrymiuk, T., 2023, "Modelling of Cooling of Thermally Highly Loaded Components Using Thermal FSI Method Modelowanie Chłodzenia Elementów Wysokoobciążonych Termicznie Przy Użyciu Metody Thermal FSI," IMP PAN Gdańsk.
 - [112] Kern, T. U., Wieghardt, K., and Kirchner, H., 2005, "Material and Design Solutions for Advanced Steam Power Plants," *Proceedings of the 4th International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*.
 - [113] Perycz, S., 1988, *Turbiny Parowe i Gazowe*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
 - [114] Ugel, D., and Baumann, A., 2017, "Correlation between Hardness and Strength for Refinement of Lifetime Prediction of Heavy Gt Casing Parts," *Proc. 1st Glob. Power Propuls. Forum*, pp. 1–6.
 - [115] Banasiak, T., and Midera, E., 1994, "Specification of the Overhauls in the Bełchatow Power Plant," *Energetyka*, **48(12)**, pp. 435–440.
 - [116] Dudda, W., 2019, "Influence of High Temperatures on the Mechanical Characteristics of 26H2MF and ST12T STEELS," *Mater. Sci.* <https://doi.org/10.1007/s11003-019-00322-y>.
 - [117] Bonowicz, J., Ligkeza, A., Frydrych, A., Wójcik, A., Politański, Ł., and (Rogowiec), P. G. E. E. B., 2015, *Elektrownia Bełchatów w Latach 1999-2015*, PGE Elektrownia Bełchatów.
 - [118] Sobieski, W., 2015, *Termodynamika*, Olsztyn.
 - [119] Pawlik, M., Strzelczyk, F., and Kasperska, M., 2009, *Elektrownie*, Wydawnictwa Naukowo-

Techniczne.

- [120] Banaś, K., 2017, "Modelowanie Wymiany Ciepła w Maszynach Przepływowych z Wykorzystaniem Narzędzi Sprężonej Wymiany Ciepła i Oddziaływania Przepływ-Struktura," IMP PAN.
- [121] Murzynowski, W., 2007, "Analiza Stanu Naprężeń i Odkształceń Metodą Elementów Skończonych (MES) w Łopatkach Drugiego Stopnia Turbiny Gazowej," **926**(34), pp. 926–931.
- [122] Bhagi, L. K., Rastogi, V., Gupta, P., and Pradhan, S., 2018, "Dynamic Stress Analysis of L-1 Low Pressure Steam Turbine Blade: Mathematical Modelling and Finite Element Method," *Mater. Today Proc.*, **5**(14), pp. 28117–28126. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.10.053>.
- [123] Pavan, A. H. V., Nandi, S., Kumar, A., and Swamy, M., 2024, "Effect of Laser Hardening and Post Hardening Shot Peening on Residual Stress Evolution in X5CrNiCuNb16-4 Steel for Steam Turbine Blade Applications," *Procedia Struct. Integr.*, **60**(2023), pp. 277–285. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.05.049>.
- [124] Skamniotis, C., van de Noort, M., Cocks, A. C. F., and Ireland, P., 2025, "Fatigue-Creep Design of Transpiration Cooled Nickel Gas Turbine Blades via Low Order Aerothermal-Stress and Crystal Plasticity Finite Element Modelling," *Int. J. Mech. Sci.*, **287**(January), p. 109955. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2025.109955>.

Spis rysunków

Rys. 1. Produkcja energii elektrycznej w Polsce w dniach 28 i 29 marca 2022 r. z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [3].....	8
Rys. 2. Produkcja energii elektrycznej w Polsce dnia 04 i 05 kwietnia 2022 r. z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [3].....	9
Rys. 3. Produkcja energii elektrycznej w Polsce dnia 09 i 10 maja 2023 r. z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [3].	9
Rys. 4. Wymiana handlowa w MW na granicach polskiego KSE w latach 2018-2020 (sumy miesięczne)	11
Rys. 5. Liczba uruchomień dla pojedynczej jednostki JWCD w latach 2015-2020	11
Rys. 6. Dynamika wzrostu mocy zainstalowanej w KSE w latach 1960-2023 z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [17]. Uwidoczniony jest dynamiczny wzrost mocy zainstalowanej w OZE od roku 2008. W przeciągu 15 lat udział mocy zainstalowanej w OZE wyniósł ok. 44% całkowitej mocy zainstalowanej w systemie.	12
Rys. 7. Produkcja energii elektrycznej w Polsce w latach 1950 – 2023 z podziałem na poszczególne źródła wytwórcze [18]. Pomimo zainstalowanej mocy na poziomie ok. 44% jedynie niecałe 22% wytworzone zostało z OZE w roku 2023.	13
Rys. 8. Procentowy udział poszczególnych jednostek w wytwarzaniu energii elektrycznej w Polsce w roku 2023 [18].	13
Rys. 9. Moce dyspozycyjne i rezerwy mocy w elektrowniach krajowych dostępne dla OSP w 2023 roku – wartości średnie miesięczne z dobowych szczytów obciążenia dni roboczych	14
Rys. 10. Schemat poglądowy turbiny parowej 18K390 z punktami pomiarowymi wymagającymi ciągłego monitoringu [9]	17
Rys. 11. Elementy konstrukcyjne turbiny narażone na niskocyklowe zmęczenie oraz pełzanie [9]	18
Rys. 12. Część WP turbiny 18K390 przed modernizacją [67].	20
Rys. 13. Część WP turbiny 18K390 po modernizacji [34]	20
Rys. 14. System dolotu pary do części WP turbiny 18K390 z dwoma półspiralami dolotowymi [67]. .	21
Rys. 15. Łopatką HPB2 użyta do pierwszej palisady wirnikowej części WP turbiny 18K390 [67]	21
Rys. 16. Łopatką promieniową i osiową stopnia promieniowo – osiowego zastosowanego w Elektrowni Bełchatów [67]	22
Rys. 17. Łopatką promieniową i osiową stopnia promieniowo – osiowego wraz z widokiem na sposób wykonania stopnia promieniowego wg patentu [66]. Widoczne są zmiany w konstrukcji łopatki i jej mocowania w porównaniu z konstrukcją wykorzystaną w Elektrowni Bełchatów.....	22
Rys. 18. Zarys konstrukcji patentowej stopnia promieniowo – osiowego [65]. Widoczne są zmiany w konstrukcji łopatki i jej mocowania w porównaniu z konstrukcją wykorzystaną w Elektrowni Bełchatów.....	23
Rys. 19. Zarys konstrukcji patentowej z uwidocznionym luzem obwodowym [65].	23
Rys. 20. Charakter odkształcenia łopatki promieniowej podczas a) rozruchu i b) odstawienia z oznaczonymi kierunkami odkształcenia	24
Rys. 21. Widok na uszkodzone łopatki promieniowe stopnia promieniowego we wrębach w korpusie wewnętrznym. Na grafice występuje „zmielone” pióro łopatki kierowniczej w postaci kuli.	24
Rys. 22. Widok na uszkodzone łopatki promieniowe stopnia promieniowo - osiowego.....	24
Rys. 23. Widok na urwane pióra łopatek promieniowych stopnia promieniowo - osiowego	25
Rys. 24. Widok na ogniska zmęczeniowe w piórach łopatek promieniowych stopnia promieniowo – osiowego	25
Rys. 25. Lokalizacja miejsc pomiarowych systemu BOT na przykładzie części SP turbiny TK200 [34]. Dyspozycja turbiny (a). Korpus zaworu odcinającego SP (b). Kadłub zewnętrzny SP (c). T ₂ –	

temperatura pary przed zaworem odcinającym SP, T_3 – temperatura pary w komorze zasilania SP, T_4 – temperatura metalu komory zaworu odcinającego SP, T_5 – temperatura metalu kadłuba wewnętrznego SP w rejonie wlotu pary.....	28
Rys. 26. Przykład bezwymiarowej funkcji przejścia dla wirnika turbiny TK200 (funkcja Y) oraz przykład naprężeń dopuszczalnych (funkcja G) wykorzystywane w BOT [34].....	29
Rys. 27. Algorytm formułowania ograniczeń BOT części SP turbiny TK200 [34].....	29
Rys. 28. Krzywa zależności sygnału $BFO_{SP}[\%]$ od zapasu naprężeń $ZN_{SP}[\%]$ [34].	30
Rys. 29. Algorytm BOT części SP turbiny TK200 [34].....	30
Rys. 30. Ogólna struktura BOTT dla części WP i SP turbiny [34]	31
Rys. 31. Sonda rozruchowa WP (a) i sonda rozruchowa SP (b) systemu BOTT [34]	32
Rys. 32. Struktura BOTT WP [34].....	33
Rys. 33. Struktura BOTT SP [34].....	33
Rys. 34. Zależność naprężeń dopuszczalnych BOTT od temperatury [34]	34
Rys. 35. Charakterystyka sygnału zapasu naprężeń WP (BFWP) i SP (BFSP) [34]	34
Rys. 36. Charakterystyka ograniczenia otwarcia zaworów regulacyjnych SP od naprężeń podczas obciążania [34]	34
Rys. 37. Dwuwymiarowy model referencyjny części WP turbiny 18K390 wykorzystany w dwuwymiarowej analizie Thermal –FSI przyspieszonego rozruchu turbiny 18K390 [80]	36
Rys. 38. Wlot pary świeżej i miejsca wtrysku pary chłodzącej użyte w pracy dotyczącej dwuwymiarowej analizy Thermal –FSI przyspieszonego rozruchu turbiny 18K390 [79,80]	37
Rys. 39. Ideowy schemat jednostronnego sprzężenia Thermal-FSI [88]. Sprzężenie następuje za pomocą temperatury.	43
Rys. 40. Graficzne zilustrowanie metody Thermal – FSI. Sprzężenie następuje poprzez całkowity strumień ciepła q^c [16, 17].	46
Rys. 41. Widok na osadzenie łopatki promieniowej i wirnikowej stopnia promieniowo –osiowego w kadłubie wewnętrznym w Elektrowni Bełchatów	56
Rys. 42. Wartości luzów pomiędzy uszczelnieniami a korpusem wewnętrznym i wałem dla turbiny 18K390 [67]	57
Rys. 43. Widok na trójwymiarową domenę płynu i ciała stałego wykonaną na potrzeby walidacji modelu Thermal – FSI.....	57
Rys. 44. Dobór luzów konstrukcyjnych na podstawie odwzorowania grafiki z Rys. 42	58
Rys. 45. Zdyskretyzowana geometria ciała stałego i płynu dla analizy CDF. Wlot oznaczony kolorem zielonym, wylot kolorem czerwonym.	59
Rys. 46. Przebiegi temperatury wzdłuż przekroju łopatki dla różnych wartości ilości objętości skończonych	60
Rys. 47. Krzywa rozruchu i odstawienia analizowanej jednostki	61
Rys. 48. Utwierdzenie geometrii do analizy CSD. 1 – odebranie punktu swobody w kierunku osi OZ, 2 – odebranie punktu swobody w kierunku osi OX, 3 – odebranie punktu swobody w kierunku osi OY.62	
Rys. 49. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 1500s obciążenia cieplnego	63
Rys. 50. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 4500s obciążenia cieplnego	64
Rys. 51. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 9000s obciążenia cieplnego	64
Rys. 52. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 18000 s obciążenia cieplnego	65
Rys. 53. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatce promieniowej w 27000s obciążenia cieplnego	65

Rys. 54. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 36000s obciążenia cieplnego	66
Rys. 55. Pole temperatury w kadłubie wewnętrznym i łopatkę promieniowej w 44000 s obciążenia cieplnego	66
Rys. 56. Pola termicznych naprężeń zredukowanych σ_{HMH} po ok. 2 godz. od rozpoczęcia symulacji ($T_{pary} = 450^{\circ}\text{C}$). Obserwuje się wysokie wartości naprężenia. Największe naprężenia pojawiają się w miejscach, gdzie pióro łopatki zbliża się do punktu zamocowania.	67
Rys. 57. Pola przemieszczeń osiowych u_a w zależności od czasu: a) po 0 godziny, b) po 0.5 godziny, c) po 1,5 godzinach, d) po 2 godzinach, e) po 3 godzinach, f) po 4,5godzinach, g) po 9 godzinach, h) po 10.5 godzinach, i) po 12 godzinach. [mm].....	68
Rys. 58. Widok na ogniska zmęczeniowe w piórach łopatek promieniowych stopnia promieniowo – osiowego.	69
Rys. 59. Wykres naprężeń osiowych σ_{aa} w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.....	69
Rys. 60. Wykres naprężeń obwodowych $\sigma_{\theta\theta}$ w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.....	70
Rys. 61. Wykres naprężeń promieniowych σ_{rr} w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.....	70
Rys. 62. Wykres naprężeń zredukowanych σ_{HMH} w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.	71
Rys. 63. Wykres przemieszczeń osiowych u_a w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.....	71
Rys. 64. Wykres osiowych odkształceń całkowitych <i>całkowite</i> – a w zależności od czasu w dwóch punktach przy stopce łopatki.	72
Rys. 65. Pętle naprężenie-odkształcenie po jednym cyklu obciążeń przy kasacji luzów promieniowych.	72
Rys. 66. System chłodzenia łopatek w turbinie reakcyjnej, doprowadzenie pary do pierwszego stopnia odbywa się przez dławnice WP [35].....	75
Rys. 67.System chłodzenia części SP turbiny SIEMENS [40]. W przypadku chęci przełożenia rozwiązania na część WP turbiny stopień promieniowy nie ulegałby chłodzeniu z/w na doprowadzanie pary chłodzącej przez część wysokociśnieniową uszczelnienia wału.....	76
Rys. 68. Proponowane miejsca doprowadzenia pary chłodzącej do łopatki promieniowej a) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę do jednego kolektora, b) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę chłodzącą do kolektorów nad łopatką promieniową, c) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę do kolektorów nad łopatką promieniową, d) nawiert w kadłubie wewnętrznym doprowadzający parę chłodzącą do kolektorów znajdujących się na poziomie stopki i bandaży łopatki promieniowej.	77
Rys. 69. Lokalizacja pierścieni dociskowych oraz kierunku teoretycznego nawiertu w kadłubie wewnętrznym dla doprowadzenia pary chłodzącej do kolektorów	78
Rys. 70. Wartości luzów pomiędzy uszczelnieniami a korpusem wewnętrznym i wałem dla turbiny 18K390, które posłużyły do odwzorowania luzów łopatki promieniowej dla „walidacji eksperymentalnej” [67].....	79
Rys. 71. Oznaczenie luzów między kadłubem wewnętrznym a łopatką promieniową, czerwonymi okręgami oznaczono minimalną wartość luzu przy dalszym ząbku stopki oraz widocznym dużym luzem pomiędzy bandażem a korpusem wewnętrznym [67].	80
Rys. 72. Wartość luzów uzyskanych na podstawie obliczeń OD	80
Rys. 73. Wycięcia w kadłubie wewnętrznym służące intensyfikacji przepływu pary chłodzącej. Oznaczona wartość 6mm jest analogiczna we wcięciach zarówno od strony stopki jak i bandaży.....	81

Rys. 74. Kolektor typ I.....	82
Rys. 75. Kolektor typ II.....	82
Rys. 76. Kolektor typ III.....	82
Rys. 77. Kanał przepływowy (fiolet) wraz z domeną ciała stałego dla geometrii z kolektorem typ I...	83
Rys. 78. Widok na kanał przepływowy analizowanej geometrii z kolektorem typ I	84
Rys. 79. Wlot (kolor pomarańczowy), wloty do kolektorów (kolor czerwony), wylot (kolor różowy) z domeny płynu dla geometrii z kolektorem typ I	84
Rys. 80. Pierwotna domena płynu ograniczona wałem turbiny.....	84
Rys. 81. Zdyskretyzowana domena płynu i ciała stałego geometrii zmodyfikowanej (typ I) użyta do analiz CFD	86
Rys. 82. Krzywa rozruch - odstawienie analizowanej turbiny	88
Rys. 83. Linie wysnute prędkości w kolektorze typ I.	89
Rys. 84. Linie wysnute prędkości w kolektorze typ II.	90
Rys. 85. Linie wysnute prędkości w kolektorze typ III.	91
Rys. 86. Pole temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1.04Pw dla kolektora Typu I.	92
Rys. 87. Pole temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1.04Pw dla kolektora Typu II	92
Rys. 88. Pole temperatury na powierzchni nadciśnieniowej i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1.04Pw dla kolektora Typu III	93
Rys. 89. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,01Pw dla kolektora typu I.....	93
Rys. 90. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,02Pw dla kolektora typu I.....	94
Rys. 91. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,03Pw dla kolektora typu I.....	94
Rys. 92. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,04Pw dla kolektora typu I.....	95
Rys. 93. Pole temperatury na powierzchni nad i podciśnieniowej łopatki promieniowej dla ciśnienia 1,05Pw dla kolektora typu I.....	95
Rys. 94. Krzywe rozruch - odstawienie dla przypadku referencyjnego (ref), przyśpieszonego 0.75 raza (0.75x ref) oraz przyśpieszonego dwukrotnie (0.5x ref).....	97
Rys. 95. Zdyskretyzowana domena ciała stałego dla obliczeń CSD, geometria referencyjna i zmodyfikowana	99
Rys. 96. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.	101
Rys. 97. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.	102
Rys. 98. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.....	103
Rys. 99. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.	105
Rys. 100. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.	106
Rys. 101. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.....	107
Rys. 102. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.	109

Rys. 103. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.	110
Rys. 104. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.	111
Rys. 105. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.	113
Rys. 106. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.	114
Rys. 107. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.	115
Rys. 108. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 500s, 1500s oraz 3000s analizowanego rozruchu.	117
Rys. 109. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 6000s, 9000s oraz 12000s analizowanego rozruchu.	118
Rys. 110. Pole temperatury w środku przekroju ciała stałego dla czasów 14000s oraz ostatniego kroku czasowego analizowanego rozruchu.	119
Rys. 111. Oznaczenie płaszczyzn, które rozpatrywano pod kątem przemieszczeniowym.....	121
Rys. 112. Oznaczenie płaszczyzn dla analizy wytrzymałościowej.....	122
Rys. 113. Przebieg naprężenia zredukowanego HMM podczas referencyjnego czasu rozruchu dla przypadku bez chłodzenia i z zastosowanym chłodzeniem	123
Rys. 114. Przebieg naprężenia zredukowanego HMM podczas cyklu przyspieszonego 0.75x ref.....	124
Rys. 115. Przebieg naprężenia zredukowanego HMM podczas cyklu przyspieszonego 0.5x ref.....	124
Rys. 116. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego bez chłodzenia ..	126
Rys. 117. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x bez chłodzenia	127
Rys. 118. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x bez chłodzenia	127
Rys. 119. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $T = 300^{\circ}\text{C}$	128
Rys. 120. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem 300°C	129
Rys. 121. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem 300°C	129
Rys. 122. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $\Delta T = 50^{\circ}\text{C}$	130
Rys. 123. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem $\Delta T = 50^{\circ}\text{C}$	131
Rys. 124. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem $\Delta T = 50^{\circ}\text{C}$	131
Rys. 125. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$	132
Rys. 126. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.75x z chłodzeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$	133
Rys. 127. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyspieszonego 0.5x z chłodzeniem $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$	133
Rys. 128. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu referencyjnego z chłodzeniem $\Delta T = 150^{\circ}\text{C}$	134

Rys. 129. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyśpieszonego 0.75x z chłodzeniem $\Delta T=150^{\circ}\text{C}$	135
Rys. 130. Przebieg naprężenia normalnego w osi OZ dla rozruchu przyśpieszonego 0.5x z chłodzeniem $\Delta T=150^{\circ}\text{C}$	135
Rys. 131. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref bez zastosowanego wtrysku pary chłodzącej	141
Rys. 132. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 300°C	142
Rys. 133. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 150°C niższej od temperatury pary świeżej	143
Rys. 134. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 100°C niższej od temperatury pary świeżej	144
Rys. 135. Kasacja luzów podczas rozruchu referencyjnego, przyśpieszonego 0.75x ref oraz przyśpieszonego 0.5x ref z zastosowaniem wtrysku pary chłodzącej o temperaturze 50°C niższej od temperatury pary świeżej	145
Rys. 136. Przedstawienie najwyższych wartości kasacji luzu 1 dla wszystkich analizowanych przypadków	146
Rys. 137. Przedstawienie najwyższych wartości kasacji luzu 2 dla wszystkich analizowanych przypadków	147
Rys. 138. Przedstawienie najwyższych wartości kasacji luzu 3 dla wszystkich analizowanych przypadków	147

Spis Tabel

Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów odbiorowych uzyskanych przez konsorcjum RAFAKO S.A. – Rafako Innovation dla projektu badawczo – rozwojowego „Program Bloki 200+” [19]. Uzyskano skrócenie czasów rozruchu turbiny klasy 200MW i 3h 2min wraz z osiągnięciem minimum technicznego na poziomie 40%.....	15
Tabela 2. Materiały łopatk promieniowej i kadłuba wewnętrznego [67,105,115,116]	62
Tabela 3. Wartości parametrów ciśnienia pary dla analizy doboru ciśnienia pary chłodzącej dodać wartości ciśnienia. P_w – ciśnienie wlotowe nominalne, T_1 – temperatura pary świeżej, T_2 – temperatura pary chłodzącej	87
Tabela 4. Wyniki symulacji CFD doboru optymalnego kolektora i ciśnienia pary chłodzącej. m_1 – główny strumień masy, m_2 – strumień masy kolektora od strony bandaża, m_3 – strumień masy kolektora od strony stopki.....	96
Tabela 5. Zbiorne wyniki największej wartości naprężenia normalnego w kierunku osi OX dla wszystkich analizowanych płaszczyzn	138
Tabela 6. Dane materiałowe stali St12t	167
Tabela 7. Granica plastyczności stali St12T w zależności od temperatury [82]	168
Tabela 8. Własności materiałowe stali Stg10t w zależności od temperatury [82].....	169
Tabela 9. Granica plastyczności stali Stg10T w zależności od temperatury [82]	169

ZAŁĄCZNIK 1 – Dane materiałowe St12T oraz Stg10T

Stal łopatek wieńca promieniowego [82]:

- gęstość 7760 kg/m³

Tabela 6. Dane materiałowe stali St12t

T[°C]	G [Gpa]	ν [-]	$\beta[1/^\circ\text{C}] \cdot 10^{-5}$	$\lambda[\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}]$	$c_v [\text{J/kg}\cdot^\circ\text{C}]$
20	218,00	0,29	1,02	24,00	439,00
50	216,00	0,29	1,03	24,20	462,00
100	213,00	0,29	1,05	24,40	500,00
150	210,00	0,29	1,07	24,60	517,00
200	206,00	0,29	1,09	24,80	534,00
250	202,00	0,30	1,11	25,00	553,00
300	198,00	0,30	1,13	25,10	571,00
350	194,00	0,30	1,15	25,40	598,00
400	190,00	0,31	1,16	25,60	625,00
450	181,00	0,31	1,18	25,90	659,00
500	169,00	0,31	1,20	26,10	704,00
550	153,00	0,32	1,21	26,30	763,00
600	129,00	0,32	1,22	26,40	831,00
650	113,00	0,32	1,23	26,50	899,00

Tabela 7. Granica plastyczności stali St12T w zależności od temperatury [82]

T[°C]	Rm [MPa]
20	786
300	640
310	634
320	628
330	622
340	616
350	610
360	604
370	598
380	592
390	586
400	580
410	572
420	564
430	556
440	548
450	540
460	530
470	520
480	510
490	500
500	490
510	476
520	462
530	448
540	434
550	420
560	404
570	388
580	372
590	356
600	340

Stal kadłuba wewnętrznego: staliwo martenzytyczne stg10t

- gęstość 7760 kg/m³

Tabela 8. Własności materiałowe stali Stg10t w zależności od temperatury [82]

T[°C]	G [Gpa]	ν [-]	$\beta[1/^\circ\text{C}] \cdot 10^{-5}$	$\lambda[\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}]$	$c_v [\text{J/kg}\cdot^\circ\text{C}]$
20	212,00	0,29	1,14	26,00	439,00
50	210,50	0,29	1,17	26,41	461,88
100	208,00	0,29	1,21	27,10	500,00
150	205,00	0,29	1,24	27,65	517,00
200	202,00	0,29	1,27	28,20	534,00
250	198,50	0,30	1,29	28,55	552,50
300	195,00	0,30	1,32	28,90	571,00
350	190,50	0,30	1,34	29,15	598,00
400	186,00	0,31	1,36	29,40	625,00
450	180,00	0,31	1,38	29,60	659,00
500	171,00	0,31	1,40	29,80	704,00
550	159,00	0,32	1,42	30,00	763,00
600	142,00	0,32	1,43	30,10	831,00
650	120,00	0,32	1,45	30,20	899,00

Tabela 9. Granica plastyczności stali Stg10T w zależności od temperatury [82]

[°C]	Rm [MPa]
20	470
450	468
500	433
550	413
600	350
610	320
620	321
630	318
640	277
650	238
660	249
670	228
680	196

Należy zwrócić uwagę na zaimplementowanie parametrów poszczególnych materiałów danych funkcją temperatury zarówno w solverze płynu jak i ciała stałego.