

mgr inż. Radosław Bondyra
GE Power Sp. z o.o. w Warszawie, Oddział w Elblągu

PRZEPŁYWOWO-DYNAMICZNA MODERNIZACJA ŁOPATKI WIRNIKOWEJ TURBINY PAROWEJ

Rozprawa doktorska przedłożona
Radzie Naukowej
Instytutu Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego
Polskiej Akademii Nauk

Promotor rozprawy:

prof. dr hab. inż. Romuald Rządkowski

Promotor pomocniczy:

dr inż. Krzysztof Dominiczak

Gdańsk, 2022

Mojemu promotorowi,

Panu Profesorowi Romualdowi Rządkowskiemu

składam serdeczne podziękowania za nieocenioną pomoc udzieloną w trakcie przygotowywania pracy doktorskiej, cierpliwość i wyrozumiałość oraz motywację do krytycznego spojrzenia na problematykę badawczą.

Pragnąłbym serdecznie podziękować

Panu Doktorowi Krzysztofowi Dominiczakowi,

za wsparcie merytoryczne i mentalne podczas prowadzonych badań.

Moim rodzicom Teresie i Bogusławowi

za wychowanie mnie w duchu dążenia do celu oraz nigdy nie gasnącą wiarę we mnie.

Niniejszą rozprawę chciałbym zadedykować

mojej żonie Mirce oraz dzieciom Izuni i Natalce.

To Wy jesteście siłą napędzającą do ciągłego rozwoju,

dzięki której powstała ta rozprawa.

Wykaz używanych skrótów i pojęć

WP	– część wysokoprężna turbiny
SP	– część średnioprężna turbiny
NP	– część niskoprężna turbiny
MES	– metoda elementów skończonych
CFD	– (<i>ang. computed fluid dynamic</i>) numeryczna mechanika płynów
RTB	– (<i>ang. reaction turbine blade</i>) łopatki w technice reakcyjnej
σ_1	– Naprężenia główne
LCF	– (<i>ang. Low Cycle Fatigue</i>) Niskocyklowa trwałość zmęczeniowa
Re(20°C)	– granica plastyczności w temperaturze 20°C
Rm(20°C)	– wytrzymałość na rozciąganie w temperaturze 20°C
13K215	– model turbiny typu 200MW
C_{z2}	– prędkość wylotowa
G-0	– łopatka kierownicza ostatniego stopnia
GE	– General Electric
WP	– wysokiego ciśnienia
SP	– średniego ciśnienia
KΩ	– straty wylotowe
L-0	– wirnikowa łopatka ostatniego stopnia
NP	– niskiego ciśnienia
LSB	– (<i>ang. last stage blade</i>) łopatka ostatniego stopnia
OEM	–(<i>ang. original equipment manufacturer</i>) producent oryginalnego wyposażenia
η	– sprawność
h	– entalpia
$\dot{m}$	– strumień masowy
M	– moment obrotowy
b	– szerokość profilu
s	– cięciwa profilu
t	– odległość między profilami (rozstaw profili)
q	– najmniejsza szerokość między profilami (gardło)
δ_{TE}	– grubość krawędzi spływu
α	– bezwzględny kąt przepływu
β	– względny kąt przepływu
u	– prędkość obwodowa ($u = \omega \cdot r$)
ω	– częstotliwość kątowna

Spis treści

Streszczenie.....	6
Summary	10
1. Wstęp	15
2. Opis Modernizacji Turbin 13K215	17
3. Projektowanie łopatek ostatniego stopnia – opis problematyki.....	21
3.1. Problematyka ogólna w projektowaniu łopatek.....	22
3.2. Projektowanie łopatek - literatura.....	25
3.3. Podejście i aktualne doświadczenia koncernu GE dla omawianego stopnia turbiny 13K215	26
4. Cel i zakres pracy.....	32
5. Podstawy teoretyczne projektowania łopatek turbin parowych.....	36
5.1. Metody obliczeniowe 2D stopnia łopatkowego	36
5.2. Sprawność i straty stopnia turbiny parowej	39
6. Łopatka ostatniego stopnia – metoda projektowania i określenie maksymalnej długości	46
6.1. Opis metodologii	46
6.2. Sprawdzenie możliwości adaptacji łopatek dłuższych	49
6.3. Propozycje rozwiązań problemu tłumienia drgań.	54
7. Stacjonarne analiza przepływowa.....	60
7.1. Model obliczeniowy	60
7.2. Założenia do obliczeń numerycznych.....	65
7.3. Opis procesu zmiany geometrii łopatki.....	68
7.4. Wyniki obliczeń numerycznych.....	73
7.4.1. Analiza łopatki wirnikowej o profilach wyjściowych.....	76
7.4.2. Łopatki wirnikowe o profilach zmodernizowanych	78
7.4.3. Porównanie podstawowych parametrów termodynamicznych łopatki przed i po modernizacji.....	82
7.4.4. Podsumowanie.....	84
8. Obliczenia wytrzymałościowe	86
8.1. Model obliczeniowy MES	86
8.2. Założenia do obliczeń wytrzymałościowych	95
8.3. Kryteria oceny wyników analizy wytrzymałościowej	101
8.4. Analiza obliczeń wytrzymałościowych dla łopatki ze standardowym bandażem	104

8.5.	Analizy wytrzymałościowa łopatk dla wybranych wariantów bandaża	106
8.6.	Analiza modalna	114
8.7.	Analiza zmęczenia niskocyklowa LCF	118
8.8.	Rozwiązania finalne z uzasadnieniem wyboru	121
9.	Podsumowanie i wnioski	123
9.1.	Zakres przeprowadzonych badań i analiz	123
9.2.	Wnioski i uwagi	124
9.3.	Proponowany zakres dalszych badań	125
	Bibliografia	126
	Spis rysunków	131
	Spis tabel	135
	Załączniki	136

Streszczenie

W niniejszej rozprawie przedstawione zostały zagadnienia związane z problematyką projektowania łopatek turbin parowych. Skupiono się na zaproponowaniu nowego rozwiązania dla wylotów części średnioprężnej turbin 13K215 – łopatki o długości profilu 500 mm. Projektowana łopatka będzie miała również zastosowanie w pozostałych turbinach z rodziny 200MW takich jak 13K200 czy 13K210. W ostatnich dwudziestu/trzydziestu latach, większość producentów turbin parowych koncentrowała się na ulepszaniu tej rodziny turbozespołów głównie poprzez modernizację części niskoprężnej a dla części średnioprężnej stosowano standardowe rozwiązania.

W pracy został przedstawiony opis kolejnych modernizacji przeprowadzanych na turbinach 13K215. W wyniku wstępnych analiz pokazano, że poprawienie sprawności i zwiększenie wysokości łopatki ostatniego stopnia w tej lokalizacji przyniesie wymierne zyski w postaci podwyższonej mocy generowanej przez turbinę. Z uwagi na aktualną sytuację polityczną i ekologiczną, wysokosprawny produkt zmniejszający jednostkowe zużycie ciepła w procesie produkcji energii elektrycznej będzie pożądanym i pozytywnie wpłynie na środowisko naturalne.

Z projektowaniem tego typu elementów wiąże się szereg problemów i wymagań do spełnienia. W niniejszej rozprawie opisano problematykę w oparciu o dostępną literaturę m.in. mechanizmy powstawania sił działających na łopatkę czy podstawy metod projektowania zostały zaprezentowane w niniejszej rozprawie. Łopatka ostatniego stopnia części SP pracuje w wyższych niż łopatki NP parametrach (temperatura, ciśnienie), co za tym idzie profile są bardziej obciążone. W pracy opisane zostały dotychczasowe doświadczenia firmy GE Power w zakresie modernizacji ostatniego stopnia części średnioprężnej. Pokazały one sens rozwijania tego produktu oraz newralgiczne punkty konstrukcji. W pierwszej kolejności opisane zostały aspekty wytrzymałościowe, ponieważ z nimi wiązały się największe problemy dla tego typu produktu (pracującego w tych konkretnych warunkach).

Do osiągnięcia celu niniejszej rozprawy konieczne było przedstawienie wymagań projektowych z uwzględnieniem analiz przepływowych. W pracy przedstawiono opisane w literaturze metody wstępnego projektowania układów łopatkowych oraz analizowania ich sprawności. Przedstawione zostały straty występujące w stopniu turbinowym oraz geneza ich powstawania.

Kolejnym zagadnieniem rozważanym przy rozwiązywaniu przedstawianego problemu było określenie wszystkich ograniczeń determinujących kierunki możliwego rozwoju łopatek zlokalizowanych w tej części turbiny. Zwrócono uwagę na to, aby polepszając jeden element turbiny nie pogorszyć pozostałych np. poprzez wprowadzenie do układu łopatkowego zbyt

długiej łopatkki ostatniego stopnia nie spowodować problemów mechanicznych, montażowych lub przepływowych w kanale wylotowym z modułu. W tym celu przeanalizowano geometrię elementów stacjonarnych oraz wirnika, lokalizację interfejsów i określono maksymalną możliwą wysokość nowoprojektowanej łopatkki. Skupiono się także na tym, aby znaleźć rozwiązanie dla problemu integralności wieńca wirnikowego (bazując na poprzednich doświadczeniach firmy). Kolejne analizowane propozycje konstrukcji bandaża zostały przedstawione i omówiono ich zasady wykonania i montażu. Element ten odgrywa bardzo ważną rolę w tego typu łopatkach ze względu na to, że inne rozwiązania pozwalające utrzymanie integralności wieńca i tłumienie drgań własnych pojedynczej łopatkki (np. druty tłumiące), zostały odrzucone ze względu na wprowadzanie strat obniżających sprawność końcową stopnia.

Znając parametry geometryczne przedstawiony został model do obliczeń przepływowych. Składał się on z dwóch łopatek, gdyż, aby uzyskać odpowiedni kąt napływu na nowoprojektowane pióro łopatkki wirnikowej należało przygotować model łopatkki kierowniczej. Oprócz samego kąta napływu dało to możliwość wprowadzenia bardziej zbliżonych do rzeczywistości warunków przepływowych takich jak np. zaburzenia ciśnienia i prędkości spowodowane efektem krawędzi spływu. W niniejszej rozprawie pokazano na jakie aspekty należy zwrócić uwagę, aby prawidłowo ocenić zaprojektowane pióro łopatkki. Pokazano wykresy obciążenia profilu przed i po przeprowadzonej modernizacji. Za pomocą izo-powierzchni zdefiniowanej przez ujemne prędkości pary w kierunku osiowym zlokalizowano miejsca, w których wystąpiły oderwania strugi od powierzchni łopatkki lub lokalne wiry. Bazując na parametrach termodynamicznych przed i za wieńcem wirnikowym w projektowanych dotychczas układach łopatkowych dla retrofitów turbin 13K215, dobrano liczbę łopatek wirnikowych. Początkowo założono 90 łopatek wirnikowych, ale po przeprowadzeniu obliczeń przyjęto 87 łopatek. W kolejnym etapie wprowadzono korekty w górnej części pióra, które opierały się na modyfikacji zarysu przedniej części strony ciśnieniowej i grzbietu łopatkki (strona ssąca). W ostatnim etapie wykonana została analiza uwzględniająca przecieki nad bandażowe. Miało to na celu obliczenie rzeczywistej sprawności końcowej i mocy generowanej przez nową łopatkę wirnikową. Zyski płynące z modernizacji okazały się realne do osiągnięcia. Sprawność została wyliczona na poziomie 94,28% i przy końcowych parametrach łopatkki generowana moc z wieńca powinna zwiększyć się o 803,53 kW względem łopatkki o długości 400 mm przed modernizacją. Przyrost mocy turbiny wyniesie około 0,45 MW.

W kolejnym etapie zbudowano model obliczeniowy dla analiz wytrzymałościowych. Przedstawione zostały możliwe rozwiązania dla każdego z projektowanych elementów łopatkki,

od strony wytrzymałościowej, obróbczej i montażowej. Wybrany został typ stopki oraz przedstawiono uzasadnienie takiego rozwiązania. Łopatka wirnikowa turbiny parowej jest newralgicznym elementem z punktu widzenia niezawodności pracy całego turbozespołu, więc niezbędne było przestrzeganie wymagań stosowanych dla tego rodzaju podzespołu. W wyniku przeglądu dostępnych instrukcji i zaleceń nie znaleziono informacji dotyczącej takich wymagań dla łopatki ostatniego stopnia części średnioprężnej. Spowodowane było to tym, dotychczas skupiano się na rozwoju części NP. Niemniej jednak takie wytyczne były bazą do sporządzenia szeregu kryteriów dla łopatki krótszej niż te z wylotu części niskoprężnej, ale pracującej w wyższych temperaturach i ciśnieniach. Zostały ustanowione nowe limity. Na tym etapie pokazany został proces budowania modelu obliczeniowego, dyskretyzacji oraz założeń do ustalenia warunków brzegowych. Obciążenie profilu od przepływającej pary zostało otrzymane z analizy CFD. Pokazana została metoda zredukowania modelu obliczeniowego do jednej łopatki i wykorzystania cyklicznej symetrii, co znacznie skróciło czas obliczeń. Dla wariantu ze stopką palczastą kołkowaną, zbudowano model złożony z dwóch łopatek i sektora tarczy.

Wykonano szereg analiz, dla kolejnych rozważanych rozwiązań konstrukcyjnych. Punktem odniesienia były obliczenia dla łopatki wyposażonej w prosty bandaż, nieposiadający żadnego dodatkowego elementu między sąsiadującymi ze sobą elementami. Dla wszystkich przypadków przedstawiono największe naprężenia główne w konkretnych lokalizacjach. Rozważono 3 różne przypadki dla stopek łopatki: jodełkową skośną, jodełkową prowadzoną po łuku oraz palczastą kołkowaną (rozwiązanie OEM). Ostatnie z nich miało na celu sprawdzenie możliwości usprawnienia turbin 13K200 i 13K215, które nie zostały poddane jeszcze modernizacji części SP, poprzez wymianę jedynie ostatniego stopnia modułu średnioprężnego. Zarówno wariant III (ze stopką palczastą kołkowaną) jak i pozostałe dwa (ze stopką jodełkową prowadzoną po łuku i prostą) dały pozytywne rezultaty tzn. spełniły postawione kryteria. Dla stopek jodełkowych konieczne było wykonanie dodatkowych obliczeń przy uwzględnieniu pełzania, ponieważ naprężenia przy powierzchniach styku były zbyt wysokie i należało sprawdzić czy zaczepy wrębu nie ulegną zniszczeniu. W przypadku rozpatrywanych rozwiązań dla bandaża najlepsze wyniki otrzymano stosując integralny kołek eliptyczny. Oprócz różnicy przemieszczeń między bandażami sąsiednich łopatek na maksymalnym poziomie 0,05mm dało ono najniższe wartości naprężeń głównych, w żadnej lokalizacji nieprzekraczających wymaganych kryteriów. Opisano wady i zalety oraz pokazano problematyczne lokalizacje naprężeń dla poszczególnych rozwiązań.

Każdy stopień łopatkowy musi spełniać także kryteria częstotliwościowe celem uniknięcia rezonansu. Sporządzono wykresy interferencyjne dla najlepszego rozwiązania bandaża oraz

dwóch typów stopek łopatkowych, na których pokazano częstotliwości drgań pierwszych pięciu grup postaci drgań własnych ułopatkowanej tarczy, linie wymuszenia od prędkości obrotowej oraz punkt wskazujący częstotliwość definiowaną przez łopatkki kierownicze. Stwierdzono, że w pierwszej grupie częstotliwości drgań ułopatkowanej tarczy linia wymuszenia przecina postacie poniżej 8 średnicy węzłowej i z tego powodu konieczne było przeprowadzenie sprawdzenia naprężeń modalnych dla 4 średnicy węzłowej.

W ostatnim etapie przeprowadzono obliczenia niskocyklowego zmęczenia. Zdefiniowano gradienty przyrostu i spadku temperatury, ciśnienia i prędkości w określonych fazach cyklu. Za pomocą określonych liczby cykli pracy stwierdzono jakie komponenty są w stanie przepracować bez wystąpienia uszkodzenia. Limitem zazwyczaj stosowanym jest minimum 5000 cykli dla nowoprojektowanej łopatkki, ale przyjęto bardziej konserwatywne podejście i przyjęto 10000 cykli. Wyniki dla wirnika i wrębu wyniosły 14242 cykli a dla samej łopatkki i pozostałych elementów 189410 cykli.

W końcowym etapie wybrano rozwiązanie dla bandaża – rozwiązanie z integralnym kołkiem eliptycznym oraz dwa rozwiązania dla stopek łopatkki. Podkreślono, że wariant jodełki skośnej powinien być stosowany w przyszłych modernizacjach części SP ze względu na koszty i pracochłonność wykonania oraz na łatwość wykonywania prac serwisowych. Drugi z wariantów mógłby być stosowany przy pracach w celu zwiększenia sprawność turbiny, ograniczonych do wymiany jednego stopnia części średnioprężnych turbin 13K200 i 13K215. W pracy pokazano, że jest możliwe wykonanie łopatkki o długości 500mm, dłuższej niż dotychczasowa 444mm.

Pełna weryfikacja zaprojektowanej łopatkki odbywa się dopiero po wykonaniu testów na odwirowni. Kolejnym etapem jest sprawdzenie rozwiązania dla opisanych wcześniej małych zakresów serwisowych turbin OEM. Łopatkka ostatniego stopnia w tym przypadku jest zainstalowana na mniejszej średnicy, więc konieczne będzie sprawdzenie i ewentualne poprawienie kształtu pióra łopatkki wirnikowej. Po stwierdzeniu możliwości zainstalowania łopatkki ostatniego stopnia o długości 500mm i stwierdzeniu przyrostu mocy, w kolejnych etapach modernizacji należy uwzględnić łopatkę kierowniczą oraz stopień poprzedzający LSB.

Summary

Dissertation title: Flow-dynamic modernization of a steam turbine rotor blade

This dissertation is considering the purpose and the process of development of steam turbine blade. The focus was on proposing a new solution for the outlets of the intermediate pressure part of the 13K215 turbines. The designed blade will also be used in other turbines from the 200MW family, such as the 13K200 or 13K210. In the last twenty / thirty years, most steam turbine manufacturers have focused on improving these types of turbines mainly by modernizing the low-pressure part and paying very little attention to solutions have used for the intermediate pressure part. The dissertation presents a description of subsequent modernizations carried out on the 13K215 turbines as well as a historical outline of its origin. As a result of preliminary analyzes, it was proved that improving the efficiency and increasing the height of the IM module last stage blade will bring measurable profits in the form of increased power generated by the turbine. Considering the current political and ecological situation, a highly efficient product reducing the heat rate in the electricity production process would be desirable and would have a positive impact on the natural environment.

Designing this type of elements is associated with several problems and requirements to be met. This dissertation presents the description of the topics based on the available literature, including: the mechanisms of the formation of forces acting on the blade profile or the basics of design methods. The last stage blade of the IP module works in parameters higher than the LP outlet blades (temperature, pressure), and thus the profiles are more loaded. The dissertation describes the experience of GE Power in the development of the last stage of the intermediate pressure section, which showed the sense of developing this product and the critical points of the design. The presented products in the company's assortment were a base to set a reference value for the newly designed blade. In the first place, the strength aspects were described, because they were associated with the greatest problems for this type of product (due to working in the specific conditions).

In order to achieve the aim of this dissertation, it was necessary to present the design requirements in terms of flow analyzes. It is known that every 3D FEM analysis method is based on a conventional computational approach. Necessary from the point of view of understanding the basics was to show the methods of designing blade systems and analyzing their efficiency described in the literature. Losses occurring in the turbine stage and the genesis of their formation are listed and shortly described. Knowing the mechanisms of the formation of problematic effects in the canals built between blades, it is possible to better understand them and prevent or eliminate them.

The next step considered during solving the presented problems was to identify all the constraints determining the directions of the possible geometrical development of the blades. Attention was paid to improving one element of the turbine without degrading the others, e.g., by introducing an excessively long last stage blade into the steam path, causing mechanical, assembly or flow problems (e.g., by disturbing area grow of outflow). For this purpose, the geometry of the stationary elements, the rotor, interface locations were analyzed. Based on that the maximum possible height for the newly designed blade was determined. Referring to the company's previous experience with this product focus has been placed also on finding a solution to the rotating blades ring integrity problem. Subsequent analyzed proposals for the construction of the shroud were presented and their principles of production and assembly/disassembly were discussed. This element has a very important role in this type of blades due to rejection of the other solutions allowing to maintain the integrity of the rotor stage and damping the natural vibrations of single blade (e.g., damping wires). Dumping wires are not a solution anymore for blades located in this area of the turbine train, because they introduce losses that reduce the final efficiency of the stage.

Knowing the geometrical constraints, it was possible to prepare the model for flow calculations. It consisted of two blades, because in order to obtain the right angle of inflow to the newly designed rotating blade, it was necessary to prepare 3D representation of the stationary part of turbine stage. In addition to the inflow angle itself, such an approach allows to introduce more realistic flow conditions, such as e.g., pressure and velocity disturbances caused by the trailing edge effect. This dissertation shows what aspects should be paid attention to in order to properly evaluate the designed blade. This dissertation shows what the main importance should be attached to in order to properly evaluate the designed blade profile. The graphs of the profile load before and after the modernization were shown. With the iso-surface defined by the negative steam velocities in the axial direction, problematic places where easily and quickly localized. Problematic means the regions where the stream detachment from the blade surface or appearing of local vortices occurred. Number of blades in a single rotating row was selected to be as closed as possible to the parameters previously prepared for the 13K215 turbine retrofits steam path. Pressure between stationary and rotating row was a parameter to compare with ne designed blade inlet. Initially, 90 blades were installed in a row, but after the calculations and analysis of the results, 87 elements were used. Then, adjustments were made in the profile geometry, as a result of which the phenomena negatively affecting the efficiency were eliminated and the profile load diagrams were improved. Modernization concerned especially the upper part of the blade and was based on modifying the contours of the front part of the pressure side and the top part of the

blade (suction side). For the final modernized model, an additional analysis was performed considering leaks above the shroud. This was done to calculate the actual end efficiency and the power generated by the new element. It was turned out that predicted profits from the development of this product are achievable. Efficiency was calculated as 94.28% and with the final parameters of the blade, the power generated by the rotating row should increase by 803.53kW in relation to the blade with a length of 400mm. Overall, the increase in power for the entire shaft line will be about 0.45 MW, which is a very good result.

Having a ready-made blade airfoil, the next stage describes steps for building a computational model for strength analyzes. Possible solutions for each of the designed elements of the blade were presented with noted what is associated with the use of each of them in terms of strength, processing and assembly. The selection was supported by the experience of GE Power, if possible. A specific two root types were chosen and the rationale for such a solution was presented: first for a new retrofit projects – fir tree root, and second for small modernization of OEM IP modules - pin root. The rotating blade of the steam turbine is a critical element of the reliability of the entire turbine set, so it was necessary to comply with the specific requirements. Referring to the currently available instructions and recommendations, there are no specified ones for the last stage blade of intermediate pressure module. Nevertheless, based on the guidelines for LP LSB was an excellent basis for drawing up a series of criteria for blades generally shorter but operated at higher temperatures and pressures. According to these parameters new limits have been established. At this stage, the process of building a computational model, discretization and assumptions for boundary conditions are presented. The profile load coming from steam was imported from the previously performed CFD analysis. The method of limiting the computational model to one blade was presented by cutting of a small piece of its upper part, shifting it by an angle in relation to the theoretical axis of the turbine and the adding of cyclic symmetry. This simplification allowed for more analyzes to be performed at the same time. A bit different approach must be used for pinned root variant calculation. In this case two blades have to be used for calculation but again the simplification for one of them was used.

Based on guidelines and evaluation criteria, several analyzes were performed for the subsequent considered design solutions. The point of reference was the calculation for a blade equipped with a simple bandage, without any additional element supporting the cooperation between adjacent elements. For all options, a list was drawn up showing the maximum principal stresses in specific locations and based on this it was easy to diagnose which of the proposals fulfill their roles. Three different options were considered for the root types: fir tree root curved and straight and pin root (OEM design). The last one was used to check the

possibility of improving the original 13K200 and 13K215 turbines, which have not had IP module modernized yet, by replacing only the last stage. Variant III as well as other two gave positive results. In case of fir three root solution, it was necessary to perform additional calculations considering creep. It was cause by the high stresses at the contact surface root-groove. Calculation had to prove whether the notch hooks would not be damaged. For the considered shroud solution, the best results were achieved by a design equipped with an integral elliptical pin. Apart from the difference in displacement between the tips of adjacent blades at the maximum level of 0.05 mm, it gave the lowest results for maximum principal stresses. This part describes the advantages and disadvantages as well as problematic locations of specific design, thanks to which the choice of the best solution was simplified.

Each blade stage must meet the frequency criteria to avoid resonance and the associated risk of damage to the elements of the turbine steam path. Interference graphs were prepared for the best solution of the shroud and for two types of roots, which show the characteristics of the first five modes of natural vibrations, lines of excitation from rotational speed and point of prohibited frequency defined by the stationary part of the stage. As a result of such a comparison, it turned out that the first mode of vibration crosses the excitation lines below the 8th nodal diameter, and therefore it was necessary to perform an additional stress check in the model for the 4th nodal diameter. The results showed that the effect of the described above situation is irrelevant to the final assessment, because the tested parameters were lower than those for operating at nominal speed.

The last analysis was the low-cycle fatigue calculation. They require more effort in defining the gradients of increase and decrease in temperature, pressure and velocity for successive elements of the 3D model in specific phases of the cycle. The basis for this activity were the previous experience on projects implemented by GE Power and knowing the number of projects implemented on the 13K215 turbines, it can be assumed that they reflect the actual parameters at a sufficient level. The final effect is assessed by the number of work cycles that the model components can work without failure. The usually used limit is a minimum of 5000 cycles for the newly designed blade, the more conservative approach was taken, and it was set to 10000 cycles. The results for the rotor and groove were 14242 and for the blade itself and the rest of the elements 189410.

Summarizing all analyzes and numerical calculations presented in this dissertation, one solution for the shroud was selected - the design with an integral elliptical pin and two types of the root. It was emphasized that the straight fir three root variant should be used in future modernizations of the entire SP modules due to the cost and labor-intensity of execution and the ease of servicing. The second variant could be used for small modernization, which

increase the efficiency of the turbine by limited activity - replacement of one stage for the not yet modernized IP parts of the 13K200 and 13K210.

The product is fully validated only after its production and testing in the centrifuge balancing machine. It is one of the steps defined as the next in the conducted research. Another element is to refine the solution for the previously described small ranges of OEM turbine service. The blade of the last stage in this case is installed on the smaller diameter so it will be necessary to check and possibly correct the shape of the rotating blade profile. After proving, the possibility of installing the last stage blade with a length of 500 mm and a justified increase in power, in the subsequent stages of development of this solution, more attention should be paid to the stationary blade and the penultimate stage.

1. Wstęp

Biorąc pod uwagę szybko rosnące zapotrzebowanie na produkcję zielonej energii, co skutkuje zmniejszeniem produkcji energii z paliw kopalnych [1], rozwój dużych turbin parowych można uznać za obszar znacząco tracący na wartości. Faktem jest jednak, że nowoczesne technologie zeroemisyjne nie są jeszcze w stanie w pełni zaspokoić nieustannie rosnącego zapotrzebowania na energię elektryczną. Głównie ze względu na brak wystarczająco wydajnych możliwości magazynowania energii. Z uwagi na to wciąż jest miejsce na rozwój jednostek konwencjonalnych, aby zminimalizować koszty operacyjne i zmaksymalizować ich wydajność w możliwie jak najtańszy sposób. Pierwszym celem jest poprawa sprawności turbin parowych, drugim wydłużenie ich żywotności. Wyższa sprawność gwarantuje mniejsze zużycie paliw kopalnych, co zmniejsza produkcję dwutlenku węgla i pozostałych gazów cieplarnianych.

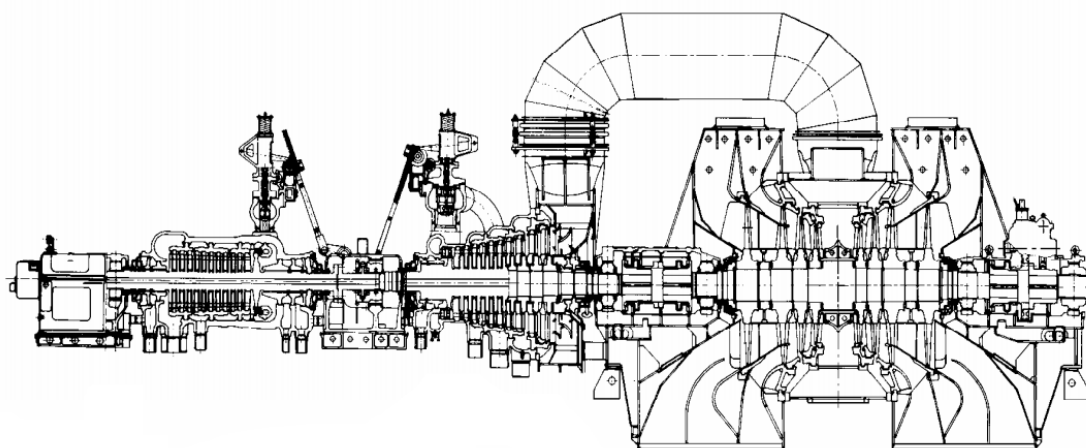
W niniejszej rozprawie przedstawiono modernizację łopatki ostatniego stopnia turbiny parowej 13K215, która była dotychczas zaniedbywana przez dostawców tego typu turbin ze względu na trudności techniczne opisane w dalszej części pracy. W rozprawie omówiono różne aspekty modernizacji łopatki wirnikowej oraz pokazano możliwość skonstruowania łopatki dużo dłuższej niż dotychczas stosowana.

Sprawność układu łopatkowego jest kluczowym czynnikiem dla ogólnej sprawności turbiny parowej [2]. Szczególnie krytyczna dla sprawności jest łopatka ostatniego stopnia (LSB) ze względu na niejednorodne warunki pary zmieniających się wzdłuż wysokości. Skutkuje to zmianami profili łopatek i kątów ich ustawienia. Projekt pióra łopatki musi uwzględniać aspekty wytrzymałościowe i dynamiczne. Ponadto w rozpatrywanym przypadku występują ograniczenia konstrukcyjne związane z geometrią korpusu turbiny i wirnika. Te ograniczenia w rozpatrywanej części średnioprężnej dla ostatniego stopnia układu łopatkowego wynikają z wymagań projektowych nałożonych na modernizację każdej istniejącej już turbiny parowej, a więc także 13K215. Istniejące ograniczenia uniemożliwiają zazwyczaj stosowanie standardowej technologii LSB. Wynika to zarówno z obostrzeń wynikających ze zdefiniowanej dostępnej przestrzeni w kierunku osiowym jak i z maksymalnej dopuszczalnej średnicy. Opracowane rozwiązanie łopatki ostatniego stopnia części średnioprężnej zawiera bandaż integralny, który jest nowością dla łopatek umiejscowionych w tym miejscu turbozespołu i posiadających tak dużą wysokość pióra. Oczekiwania związane z prezentowaną analizą to przede wszystkim zmniejszenie strat spowodowanych brakiem uszczelnień nad bandażowych, co w ogólnym rozrachunku poprawia sprawność całego stopnia. Ponadto zaproponowana konstrukcja integruje wieniec łopatek wirnikowych, co poprawia charakterystykę częstotliwości drgań własnych pojedynczych łopatek i ułopatkowanej tarczy,

podnosi sprawności części SP jak i całej turbiny, przy jednoczesnym zachowaniu bardzo dobrych wskaźników wytrzymałościowych, gwarantujących długotrwałą bezawaryjną pracę [3].

2. Opis Modernizacji Turbin 13K215

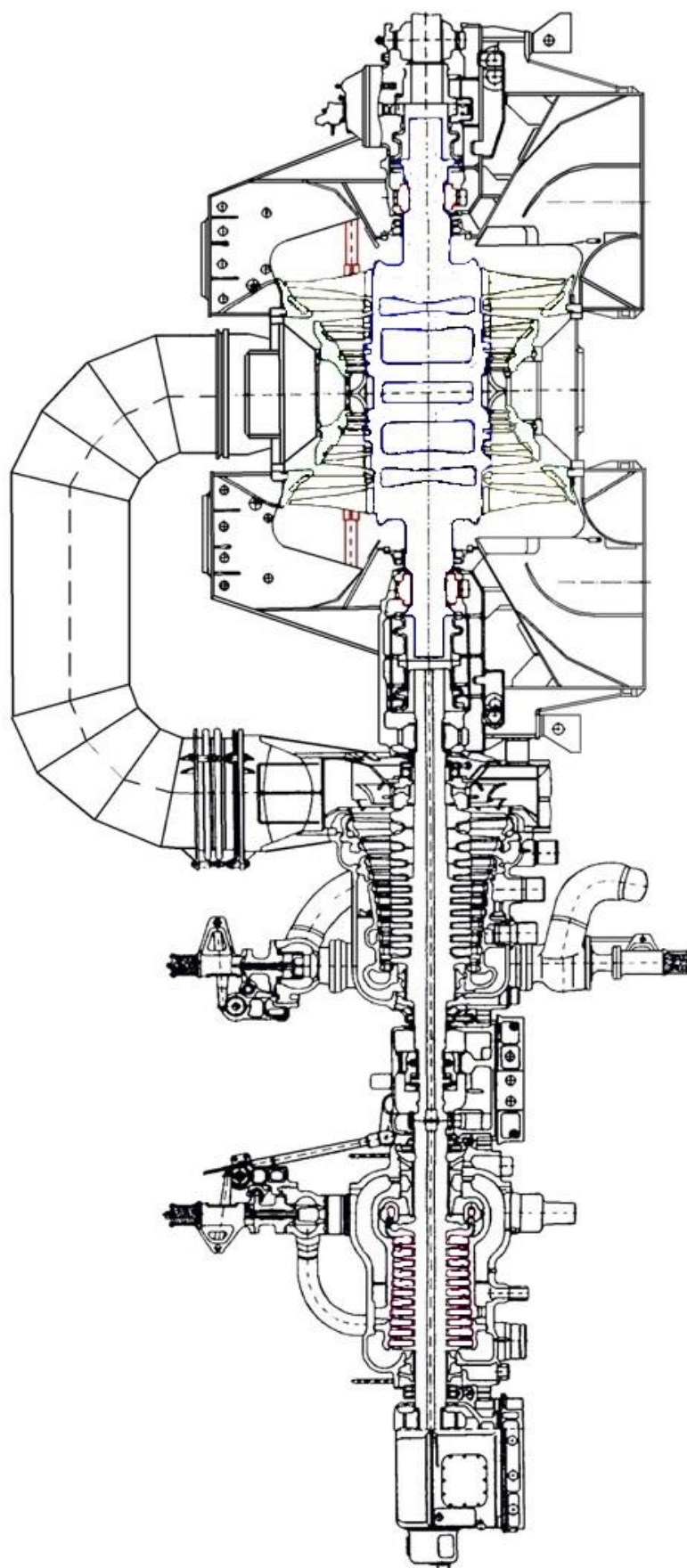
Turbiny parowe klasy 200 MW, do której zalicza się także turbozespół o oznaczeniu 13K215, występują najczęściej w polskim systemie energetycznym [4]. W naszym kraju pracuje ich kilkadziesiąt a na świecie ponad sto. Pierwsze turbiny o tej mocy zostały sprowadzone do Polski w roku 1963 i był to licencjonowany produkt firmy LMZ. Na podstawie dokumentacji technicznej przejętej na podstawie umowy z ZSRR w roku 1967 Elbląski zakład turbin parowych wyprodukował pierwszą turbinę o oznaczeniu TK200 (Rys. 2.1) [5], która na przestrzeni kolejnych lat przeszła wiele udoskonaleń i finalnie powstały dwie nowe maszyny o oznaczeniach 13K210 i 13K215 (Rys. 2.2). Tych drugich wyprodukowano blisko 70 z czego kilkanaście na eksport [6]. Maszyn LMZ K-200 na świecie zainstalowanych jest ponad 100.



Rys. 2.1. Przekrój osiowy turbiny TK-200

Turbina 13K215 początkowo była w pełni wykonana w technice akcyjnej. Składała się z trzech modułów o podwójnych poszyciach. Oznacza to, że pomiędzy kanałem, przez który przepływa para a otoczeniem turbiny znajdują się dwie przegrody (ściany). Na cały turbozespół składa się jednoprzepływowa część WP i SP oraz dwuprzepływowa część NP. Parametry znamionowe, po modernizacjach, znajdują się w Tab. 2.1..

Pierwsze modernizacje produkowanych w latach 70-tych i 80-tych turbin 13K215 odbywały się u schyłku stulecia. Obejmowały one przede wszystkim retrofit części NP przy użyciu nowych typów wylotu m.in. oznaczonego jako RS41 oraz wymiany układu łopatkowego części WP. W wyniku tych prac moc znamionowa była podniesiona o około 4-5% przy jednoczesnym obniżeniu jednostkowego zużycia ciepła o około 4%. Sprawność modułu NP przede wszystkim była podnoszona przez usunięcie stopnia Baumanna i zastąpienie go wysokosprawnymi palisadami łopatek wolnonośnych [7].



Rys. 2.2. Przekrój osiowy turbiny 13K215 po modernizacji części NP

Tab. 2.1. Parametry znamionowe i turbiny 13K215 po modernizacjach

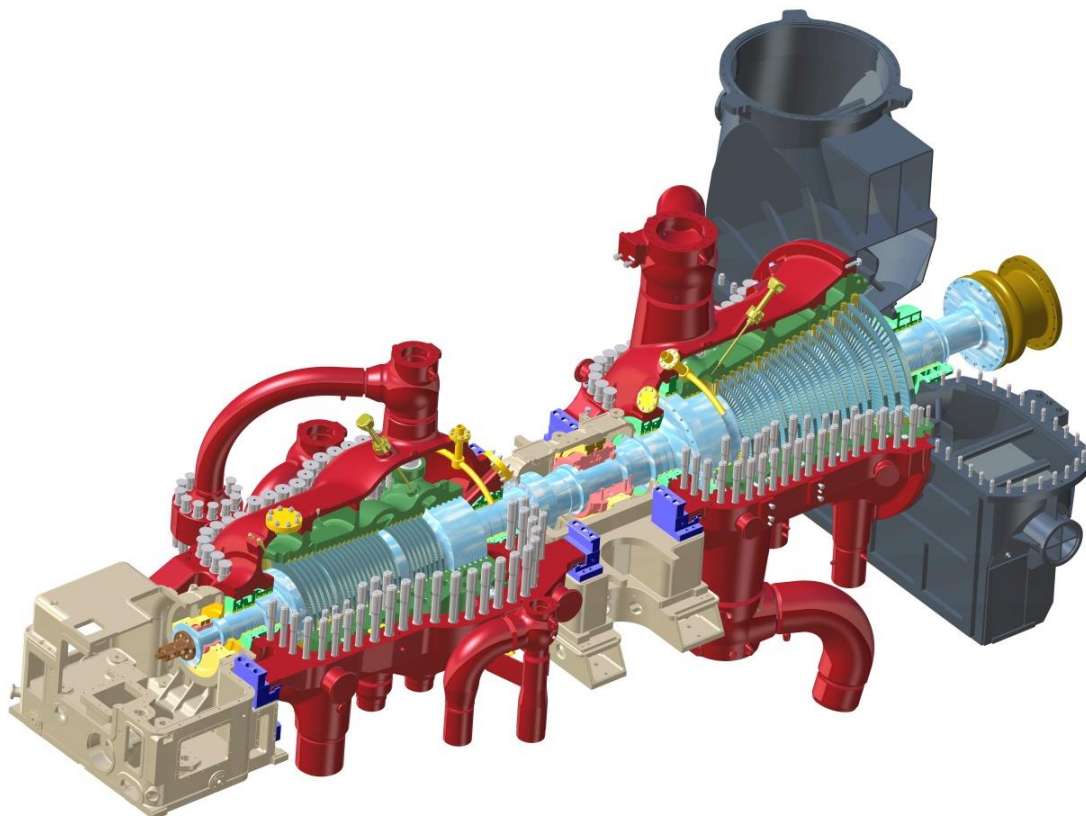
Parametr	Jednostka	Wartość
Prędkość znamionowa	obr/min	3000
Maksymalna moc mierzona na zaciskach generatora	MW	225
Znamionowa moc mierzona na zaciskach generatora	MW	215
Przepływ pary świeżej	t/h	670/700
Ciśnienie pary świeżej	MPa	12,75
Temperatura pary świeżej	°C	535
Ciśnienie pary przegrzanej	MPa	1,95
Temperatura pary przegrzanej	°C	535

Drugi etap modernizacji turbin 13K215 nastąpił po 2000 roku. Prace były wykonywane przez firmę Alstom Power i przede wszystkim obejmowały nowoczesne moduły WP i SP. Dla obu części technika konwersji energii z akcyjnej została zamieniona na reakcyjną. W zakresie modernizacji znalazły się także element doprowadzające parę do turbiny, wyłączając zawory odcinające części SP, stojaki łożyskowe pomiędzy WP/SP i SP/NP oraz tzw. systemy pomocnicze. Ostatnia z wymienionych prac zawierała w sobie układ oleju smarowego, system pary uszczelniającej, odwodnienia oraz rurociągi upustowe. W zakres stojaków łożyskowych wliczały się dwa łożyska nośne oraz jedno oporowo-nośne [6].

W zakresie tzw. retrofitu wszystkie pokazane na Rys. 2.3 elementy zostały wymienione na nowe poza kilkoma wyjątkami w zależności od zakresu prac i stanu aktualnie zainstalowanych elementów. Jednym z takich wyjątków był wylotowy kadłub spawany, który niejednokrotnie nie był wymieniany a tylko adaptowany do nowego układu łopatkowego. Nowo dostarczane komponenty turbiny 13K215 były dopasowywane do interfejsów znajdujących się w konkretnej elektrowni takich jak: mocowania stojaków, fundamenty, przyłącze pary zasilającej oraz lokalizacje rurociągów upustowych. Często stojaki łożyskowe były tylko modernizowane w taki sposób, aby można było w nich zainstalować nowe łożyska.

Podczas projektowania nowych komponentów pozostano przy technologii dwupozyciowej stosowanej w OEM tych maszyn i tak też zostały skonstruowane moduły WP i SP. Część wysokoprężna była wykonywana w dwóch wariantach: wyposażona w kadłub wewnętrzny skręcany śrubami i obejmę lub tylko kadłub wewnętrzny, ale zaciskany przez pierścienie

skurczowe. Część SP zazwyczaj składała się z wirnika kadłuba zewnętrznego, wewnętrznego oraz 3 obejm.



Rys. 2.3. Zakres retrofitu turbiny 13K215.

Najistotniejszym fragmentem z punktu widzenia niniejszej pracy jest część średnioprężna. W turbinie 13K215 wykonanej w technice akcyjnej łopatka ostatniego stopnia wirnikowego miała długość 500 mm oraz posiadała dwa druty tłumiące. Druty te były niezbędne do zapewnienia wymaganych charakterystyk dynamicznych palisady wirnikowej, ale generowały dodatkowe straty. Po przejściu w technologię reakcyjną wysokość łopatki wylotowej to maksymalnie 400 mm. W tym rozwiązaniu nie zastosowano jednak drutów tłumiących, natomiast posiada ono bandaże. [13, 14].

3. Projektowanie łopatek ostatniego stopnia – opis problematyki.

Awarie łopatek w turbinach parowych przedstawiono w [12, 16, 18]. Związane są one przede wszystkim z warunkami, w jakich te elementy muszą pracować a są to m.in.:

- wysoka temperatura czynnika roboczego powiązana z przejściowymi gradientami temperatury
- ciśnienie robocze,
- prędkość obrotowa i związane z tym siły odśrodkowe,
- cykliczność pracy – częste rozruchy i odstawienia turbozespołów,
- obciążenia statyczne i dynamiczne od pary,
- w przypadku łopatek ostatniego stopnia występowanie pary mokrej powodującej korozję i erozję profili łopatkowych,
- występowanie wyższych przemennych obciążeń łopatek w przypadku częściowych łuków zasilania.

Do wymienionych powyżej warunków należy dodać jeszcze kilka, które nie są planowane podczas nominalnej pracy turbiny, ale ich wystąpienie powoduje dodatkowe obciążenie łopatek:

- chwilowa praca przy częstotliwościach rezonansowych,
- zanieczyszczenie pary,
- nieprawidłowe parametry pary,
- koncentracja wody w układzie przepływowym.

Przeciwdziałając wyżej wymienionym czynnikom, wpływającym na żywotność łopatek, należy skupić się na procesie projektowania [17]. Podczas tego procesu ważnymi elementami jest:

- dopasowanie profilu do przewidywanego obciążenia mechanicznego i parowego,
- dobór odpowiedniego bandaża i stopki, dostosowanych nie tylko pod względem wytrzymałościowym, ale także z uwzględnieniem przyszłej lokalizacji instalacji w turbinie,
- dobór materiału,
- dokładności wykonania i wykończenie powierzchni itd.

W tej pracy ze wszystkich wymienionych powyżej czynników wpływających na wytrzymałość łopatek, pod uwagę będą brane tylko te związane z przepływem pary oraz aspektami wytrzymałościowymi od standardowych obciążeń.

3.1. Problematyka ogólna w projektowaniu łopatek

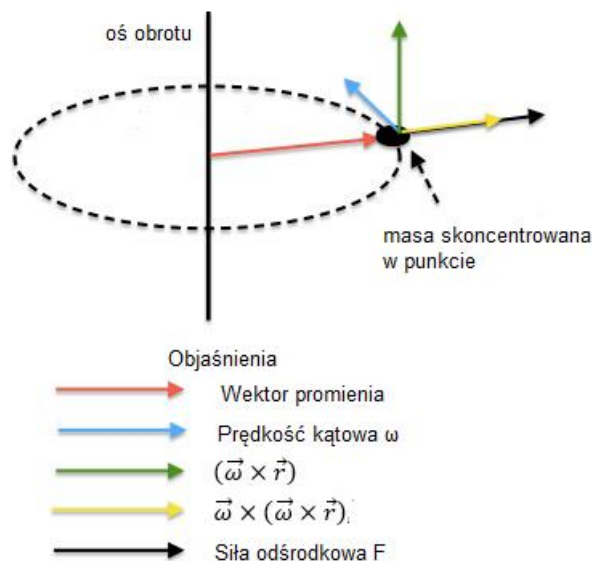
Łopaska turbiny składa się z trzech głównych części: pióra, bandaża oraz stopki. Zaczynając od kwestii wytrzymałościowej należało skupić się na obciążeniach opisanych w [15] i [18]. Siły działające na łopatkę podczas pracy turbiny to:

- 1) Rozciąganie od siły odśrodkowej
- 2) Zginanie od siły odśrodkowej
- 3) Zginanie od przepływającej pary
- 4) Obciążenia dynamiczne

Siła odśrodkowa powstaje w wyniku ruchu obrotowego. Wielkości naprężeń, wg wzoru przedstawionego przez McCloskeya [20], są proporcjonalne do kwadratu prędkości:

$$\sigma_a = \left(\frac{\omega_a}{\omega_n}\right)^2 \cdot \sigma_n$$

gdzie: σ_a – odśrodkowe naprężenie rozciągające, ω_a – prędkość obrotowa łopatki, ω_n – nominalna (projektowa) prędkość obrotowa łopatki, σ_n – odśrodkowe naprężenie rozciągające dla projektowej prędkości obrotowej łopatki.



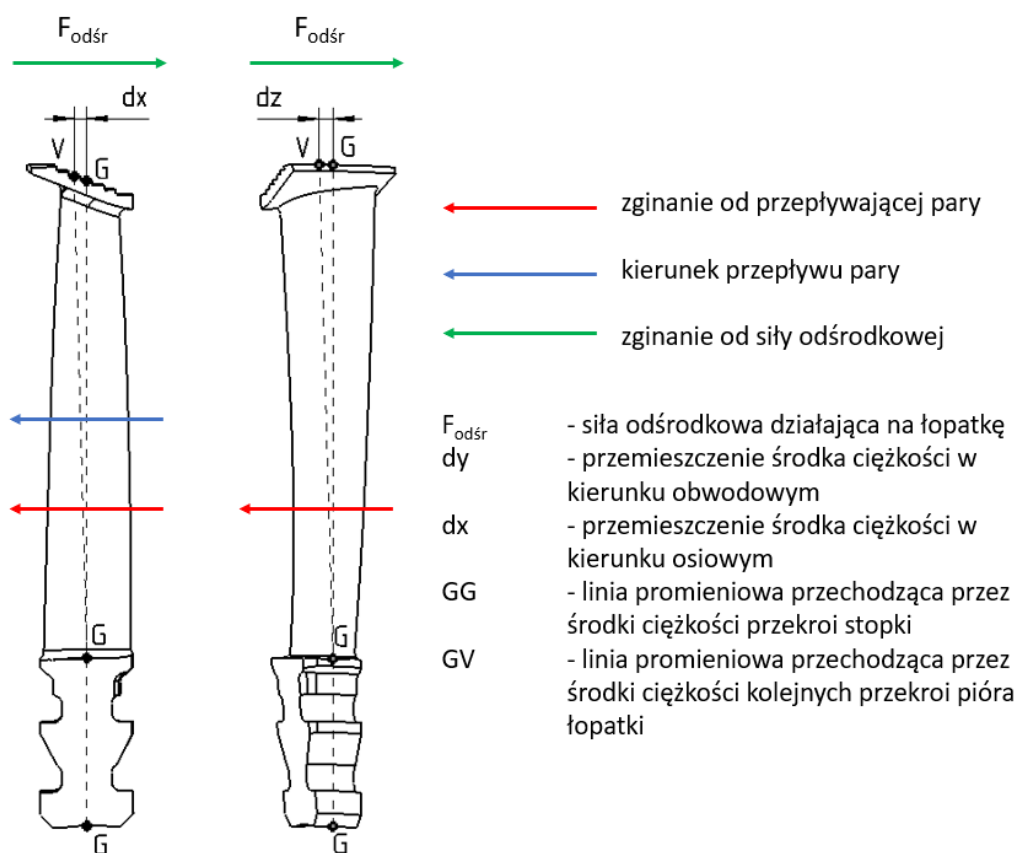
Rys. 3.1. Zilustrowanie siły odśrodkowej

Równanie opisujące siłę odśrodkową działającą na masę punktową m obracającą się z prędkością kątowną po okręgu o promieniu r można przedstawić [22]:

$$\vec{F} = m\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$$

Równanie to opisuje zasadę działania siły odśrodkowej, $(\vec{\omega} \times \vec{r})$ jest wektorem o kierunku prostopadłym do płaszczyzny obrotu. Kierunek wektora jest w płaszczyźnie obrotu zgodny z osią obrotu masy m . Z Rys. 3.1 wynika, że siła odśrodkowa F działa na masę

skoncentrowaną w punkcie w kierunku promieniowym od wewnątrz (osi obrotu) na zewnątrz. Łopatkę można przedstawić jako zbiór mas punktowych i w ten sposób znaleźć wypadkową siłę odśrodkową. Siła ta powoduje powstawanie naprężeń rozciągających w piórze łopatki.



Rys. 3.2. Zilustrowanie działania siły odśrodkowej zginającej

Zginanie odśrodkowe jest wynikiem położenia środków ciężkości przekrojów pióra łopatki na różnych wysokościach i środka ciężkości bandaża łopatki. Jeżeli nie leżą one w linii prostej to generowane jest naprężenie zginające odśrodkowe. Siła odśrodkowa działa na obwód obszaru środka ciężkości, co powoduje powstawanie naprężeń ściskających po jednej jego stronie i naprężeń rozciągających po drugiej. Często projektanci łopatek wykorzystują to zjawisko w celu przeciwdziałania skutkom odchyłania się strugi przepływu. Przykładem takiego podejścia jest obciążenie zginające pochodzące od pary, które ma tendencję do zginania łopatki osiowo w kierunku przepływu pary. Konstruktor przesunął środki ciężkości w kierunku obciążenia parą tym dalej im bliżej przekrój pióra znajduje się wierzchołka łopatki. W takim przypadku siła odśrodkowa zginająca działa w kierunku odwrotnym niż siła zginająca od pary i w pewnym stopniu niweluje jej wpływ (Rys. 3.2).

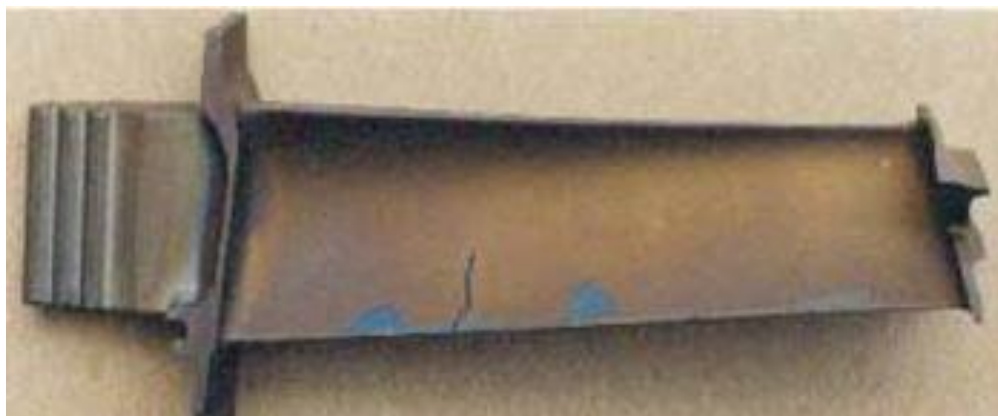
Kolejnym źródłem obciążenia jest zginanie pochodzące od przepływającej pary. Przepływający przez łopatki strumień czynnika roboczego uderza w łopatki powodując ich zginanie. Efektem tego zjawiska jest powstawanie obszarów naprężeń

rozciągających i ściskających (podobnie jak w przypadku zginania odśrodkowego). Porównując skalę obciążenia łopatek od zginania spowodowanego przez przepływającą a parę a zginanie od siły odśrodkowej, ten pierwszy stanowi zaledwie około 10% [20]. Przepływająca przez reakcyjny stopień łopatkowy para oddziałuje bardziej na łopatki kierownicze i przemieszczają się one w kierunku działającej siły.

Powyżej wymienione źródła naprężeń w łopatkach są sklasyfikowane jako statyczne. Naprężenia dynamiczne pojawiają się w łopatkach turbin parowych w przypadku niejednorodnego przepływu pary przez wieniec łopatkowy np. niepełnego łuku zasilania, upustu, różnicy w wymiarach geometrycznych łopatek, uszkodzenia łopatek [20]. Wysokie naprężenia w łopatkach powodują zmęczenia materiału, które można podzielić na:

- 1) wysokocyklowe – amplituda naprężeń jest niewielka, częstotliwość drgań jest wysoka i naprężenia nie przekraczają granicy plastyczności.
- 2) niskocyklowa – amplitudy naprężeń są wyższe, częstotliwości niższe, mogą przekraczać granicę plastyczności

Poza wymienionymi już obciążeniami związanymi z działaniem sił odśrodkowej i przepływającej pary, dodatkowym czynnikiem oddziałującym na niezawodność łopatki jest zmienna temperatura pracy zwłaszcza w częściach WP i SP. Głównym zagrożeniem jest pełzanie, czyli rozciągnięcie w czasie i postępujące odkształcanie się materiału [23]. Tym szybszy efekt pełzania im wyższa temperatura pracy i wielkość naprężeń w łopatce [23]. W celu przeciwdziałania pojawiania się pełzania konieczne jest stosowanie materiałów charakteryzujących się wysokimi granicami plastyczności.



Rys. 3.3. Zdjęcie pękniętej (uszkodzonej) łopatki turbiny parowej w wyniku pełzania [25]

Zjawisko pełzania jest szczególnie niebezpieczne, ze względu na to, że łopatki turbin parowych są projektowane z dużą dokładnością. Kształt pióra jest dopasowany do rygorystycznych wymagań stawianych tym elementom w celu uniknięcia ich uszkodzenia. Pełzanie powodując odkształcenia geometrii pióra, zmienia charakterystykę łopatki a co za tym idzie może powodować jeszcze wyższe naprężenia, co z kolei może skutkować pęknięciami lub

całkowitym uszkodzeniem wieńca. Przykład takiej awarii pokazany jest na Rys. 3.3. Pęknięcia nawet niepostępujące w czasie są nie tylko groźne ze względu na możliwą integralność struktur łopatk, ale zdarza się także, że stają się swego rodzaju magazynami skondensowanej pary wodnej, która reagując z materiałem łopatk prowadzi do jej korodowania [26]. Szczególną uwagę należy zwracać na łopatk projektowane dla części wysokoprężnych i średnioprężnych, gdzie obciążenia temperaturowe i różnice ciśnień są najwyższe.

Wszystkie wymienione powyżej zjawiska, które występują lub mogą wystąpić podczas użytkowania łopatek turbinowych, prowadzą do wyspecyfikowania konkretnych wymagań materiałowych dla tych komponentów. Należy także wspomnieć o możliwościach wytwórczych tych elementów. Składa się to na poniższą podsumowującą listę oczekiwań:

- 1) Dobry materiał musi mieć odpowiednio wysoką granicę plastyczności, również przy podwyższonych temperaturach
- 2) Materiał powinien być łatwy w obróbce i jeżeli wymaga tego konstrukcja łatwo spawalny
- 3) Optymalny moduł sprężystości
- 4) Gęstość materiału im niższa tym lepsza – ma ona znaczący wpływ na wielkość siły odśrodkowej
- 5) Łopatk pracujące w warunkach występowania wilgoci powinny być odporne na korozję poprzez zastosowanie np. powłok ochronnych.

3.2. Projektowanie łopatek - literatura

Z uwagi na obciążenia łopatk są krytycznymi elementami całej turbiny parowej [27]. Metody projektowania można znaleźć wielu książkach i artykułach [28, 29, 30, 76]. Problem projektowania obejmuje różne aspekty, takie jak sprawność stopnia, siły działające na łopatk wirnikowe od przepływu [31] i naprężenia występujące w łopatkach [32] oraz odstrojenie od rezonansu [11].

Trzeba wziąć pod uwagę kształt profilu łopatk, typ stopki i bandaża itd. [33]. Końcowy sukces procesu projektowania ostatniego stopnia jest uzależniony od naprężeń dynamicznych i statycznych. Łopatk wolnonośne charakteryzują się niskimi częstotliwościami drgań własnych i przez to mogą być wzbudzane przez synchroniczne i niesynchroniczne niestacjonarne siły wymuszające od przepływu [10, 11, 31, 32]. Aby tego uniknąć stosuje się m.in. tłumiki drgań [34, 35], zmienia się geometrię łopatek kierowniczych i wirnikowych.

Kiyoishi Segawa, Yoshio Shikano, Kuniyoshi Tsubouchi i Naoaki Shibashita przedstawili w swojej pracy zaprojektowaną przez nich łopatkę wirnikową [30]. Przeprowadzili oni optymalizację profilu w tym pióra i promieni przejścia profilu u podstawy (pióro – stopka).

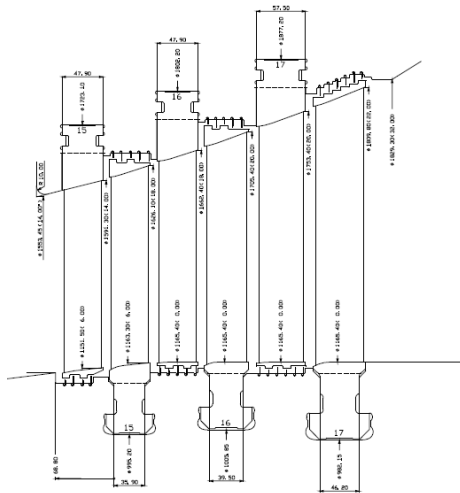
Straty przepływu zmniejszyły się a nowa łopatka zwiększyła sprawność stopnia o około 0,3%. Ponadto nowa konstrukcja obniżyła koszty produkcji, gdyż dzięki zastosowanym profilom zmniejszyła się liczba łopatek około 15%.

Poprawa sprawności jest możliwa poprzez optymalizację parametrów aerodynamicznych poprzez redukcję spadku ciepła w stopniu, uzyskanie optymalnego rozkładu prędkości w stopniu, poprawę gładkości powierzchni pióra, projektowanie 3D [24]. W analizie nie można pominąć ograniczeń wynikających z możliwości obróbczych i kosztów wytwarzania. Dobrym tego przykładem jest np. dobór materiału. W celu zmniejszenia naprężeń w łopacie można wykonać ten element z materiału o mniejszej gęstości i zbliżonych parametrach wytrzymałościowych np. stop tytanu. Takie materiały nie są jednak łatwe w obróbce i tanie. Konieczne w tym przypadku jest branie pod uwagę wszystkich aspektów i wybranie optymalnego rozwiązania między sprawnością a kosztami.

Hideo Nomoto w swojej pracy przedstawił rozwiązania pozwalające na pracę łopatek turbin parowych w temperaturach dochodzących nawet do 630°C [36]. Efekt ten został uzyskany poprzez zaproponowanie odpowiednich materiałów, ale także zaprojektowanie profili przy pomocy analizy przepływowej 3D i uzyskanie wysoko sprawnego kanału przepływu pary. Zoptymalizował on sam kanał jak i przestrzenie graniczące z podstawą i bandażem łopatki, aby zminimalizować przecieki. Nomoto zaproponował także nowe rozwiązanie dla łopatek turbin parowych. Wprowadził tłumienie po obwodzie w bandażu, które ma także za zadanie łączyć łopatki w pełny wieniec. Takie rozwiązanie pozwoliło na lepszą kontrolę drgań, ponieważ naprężenia przy prędkościach nominalnych zintegrowanego wieńca są zawsze niższe niż wolnostojących łopatek. Wpłynęło to na ograniczenie naprężeń w profilu, co pozwoliło na zwiększenie naprężeń termicznych i pracę w wyższych temperaturach [36].

3.3. Podejście i aktualne doświadczenia koncernu GE dla omawianego stopnia turbiny 13K215

Na przestrzeni wielu lat standardowym rozwiązaniem dla łopatki ostatniego stopnia części średnioprężnej turbin klasy 200 MW była łopatka o maksymalnej długości profilu 322 mm (Rys. 3.4). Z uwagi na fakt, że największe zyski na sprawności osiąga się poprzez modernizację układu przepływowego części niskoprężnej, temat modułu SP odsunięty był na drugi plan. W pewnym okresie rozwoju produktu doszło jednak do załamania relacji kosztów i zysków z takiego podejścia i zaczęto zastanawiać się nad rozwojem części średnioprężnej.

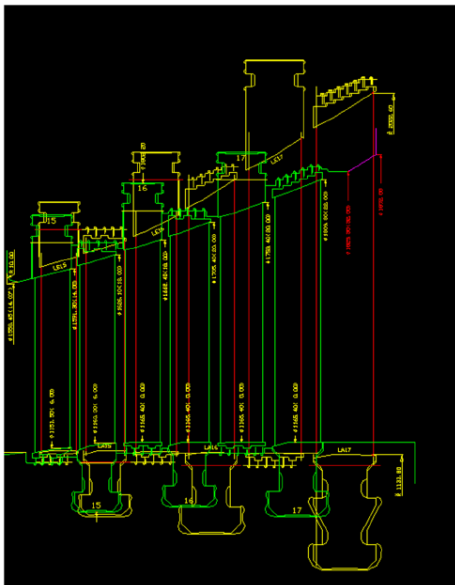


Łopátka ostatniego stopnia:

- Średnica stopki – 1165,4 mm
- Wysokość profile – 322,2 mm
- Technologia – RTB
- Powierzchnia wylotu – 1,51 m²

Rys. 3.4. Rozwiązanie dla ostatnich 3 stopni dla turbiny 13K200 po modernizacji – Obecny limit projektowy.

W pierwszych latach po 2010 rozpoczęto pracę nad nową łopatką wylotową ostatniego stopnia części średnioprężnej w technologii reakcyjnej. Celem było, przede wszystkim zwiększenie sprawności oraz liczby proponowanych rozwiązań i wzmocnienie pozycji firmy GE na rynku globalnym. Punktem wyjściowym do stworzenia nowego produktu miała być zwiększona moc uzyskiwana z modułu SP w przedziale 0,7-0,8 MW.



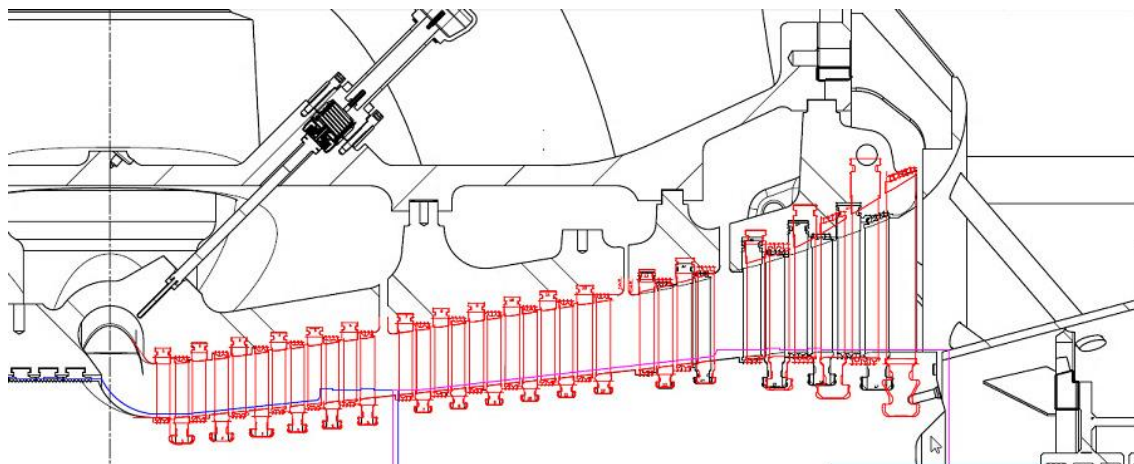
Łopátka ostatniego stopnia:

- Średnica stopki – 1133,8 mm
- Wysokość profile – 444,4 mm
- Technologia – RTB
- Powierzchnia wylotu – 2,20 m²

Rys. 3.5. Rozwiązanie dla ostatnich 3 stopni dla turbiny 13K200 po modernizacji – Konceptyjny cel projektowy.

W wyniku wstępnych analiz oszacowano niezbędną długość nowoprojektowanej łopátky na poziomie 444 mm (Rys. 3.5). W celu ograniczenia kosztów postanowiono, że używane będą tylko standardowe profile (nie rozwijano nowego profilu łopátky) dostępne w używanym przez firmę oprogramowaniu HT160 przy jednoczesnym

założeniu skrócenia łopatki w celu uzyskania optymalnego kąta wylotowego na całej jej długości. Kolejnym ograniczeniem kosztów miało być użycie dostępnych w wewnętrznym katalogu firmy rozwiązań dla stopek i bandaży łopatek w technologii RTB oraz standardowo dostępnych materiałów. Ostatnim założeniem było pozostanie przy dotychczasowym procesie produkcyjnym dla tego typu elementów – łopatka miała być wytwarzana z pręta.



Rys. 3.6. Porównanie projektowanych układów przepływowych ze standardową łopatką 322mm (kolor czarny) oraz nowoprojektowaną łopatką 444mm (kolor czerwony)

Proces projektowania nowej łopatki rozpoczęto od analizy przepływowej 2D w oprogramowaniach ALPRO/HT160, co dało obiecujące efekty (Tab. 3.1.). W obliczeniach tych założono osiągnięcie zbliżonych wartości dla strumienia masowego na wlocie i wylocie ze stopnia w porównaniu do ówczesnie dostępnego rozwiązania wylotu z łopatką 322 mm. Było to odpowiednio 160,65 kg/s i 143,1 kg/s. W stopniu wylotowym znalazło się 71 łopatek wirnikowych. Efekt końcowy to wyższa o 0,7 MW moc dla części średnioprężnej i w efekcie wyższa o 0,401 MW moc dla całej turbiny parowej. Układ łopatkowy dla projektowanej wysokości łopatki nieznacznie się wydłużył (Rys. 3.6), pozostawiając jednak jeszcze możliwość dalszych modernizacji.

Po uzyskaniu obiecujących wyników (spełniających założenia wejściowe) w analizie 2D określone zostały kolejne etapy, aby zweryfikować poprawność konstrukcji. W standardowym procesie są to: obliczenia przepływowe 3D, analizy wytrzymałościowe (sprawdzenie maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych von Misesa, naprężeń głównych, określenie żywotności produktu oraz ustalenie częstości drgań własnych).

W omawianym przypadku łopatki o długości 444 mm, konieczne było zmniejszenie masy łopatki poprzez zastosowanie zwężania szerokości profilu wraz ze wzrostem wysokości. Było to spowodowane względami wytrzymałościowymi – zastosowano stopki o ograniczonych zdolnościach wytrzymałościowych co zredukowało możliwości projektowe do określonych

wartości sił odśrodkowych. Drugim elementem podczas analizy przepływowej była optymalizacja profili dla poszczególnych sekcji, co pozwoliło na zredukowanie strat. Wykorzystano model wyjściowy (liczony wcześniej w programie HT160) a następnie zoptymalizowany poprzez wprowadzenie powyższych zmian. Dla modelu wyjściowego otrzymano sprawność 94,21%, a dla modelu zoptymalizowanego podniesiono sprawność o 0,33%.

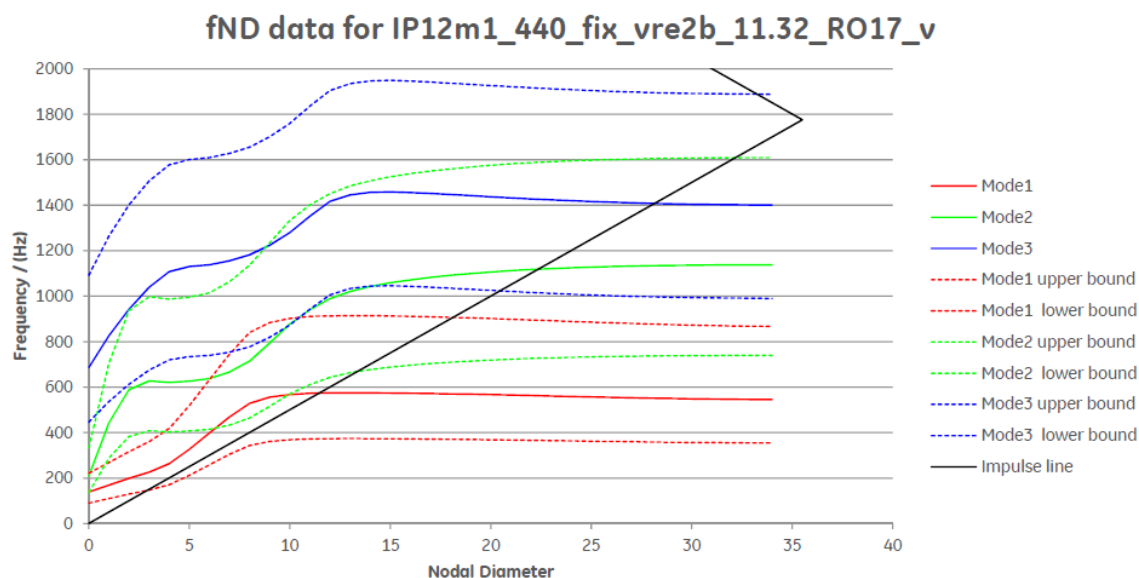
Tab. 3.1. ALPRO/HT160 Obliczenia sprawności

Obliczenia sprawności ALRPO HT160	SP LSB 322 mm	SP LSB 444 mm
Strumień masowy na wlocie [kg/s]	160,65	160,66
Strumień masowy na wylocie [kg/s]	143,1	143,08
Sprawność części SP [%]	93,48	93,5
Sprawność łopatki ostatniego stopnia [%]	94,16	93,84
Moc części SP [MW]	107,49	108,19
Przyrost mocy części SP [MW]		0,7
Moc całej Turbiny [MW]	228 937	229,338
Przyrost mocy całej Turbiny [MW]		0,401

W kolejnym kroku przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe. Dla stopki typu młotkowego naprężenia lokalne przekraczały 1600 MPa a analiza zmęczeniowa dała bardzo niski wynik 725 cykli. Dodatkowo wykres interferencyjny wskazywał na ryzyko rezonansu dla pierwszej grupy postaci drgań własnych w 5 średnicy węzłowej ułopatkowanej tarczy.

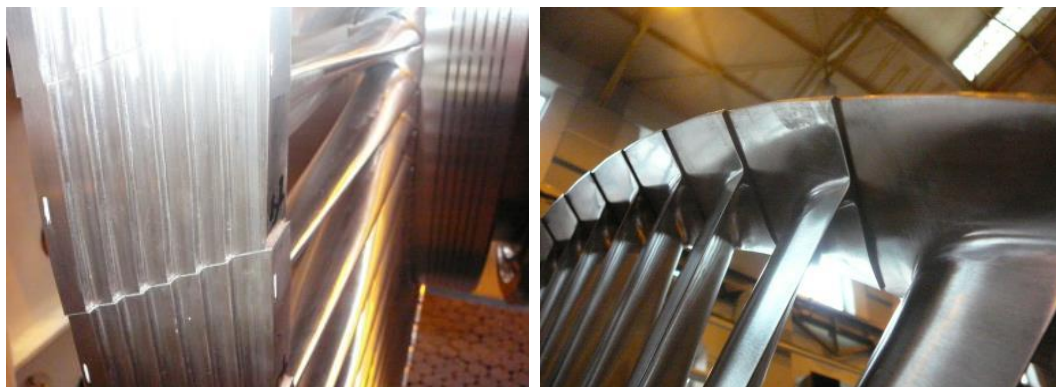
Wprowadzono zatem zmiany w stopce, bandażu jak i w metodologii samego montażu. Założono wstępne skręcenie łopatki, co miało zmniejszyć naprężenia kontaktowe między częściami bandaża sąsiednich łopatek. Problemy zmęczeniowe i wytrzymałościowe poszczególnych elementów łopatki zostały zminimalizowane do akceptowalnego poziomu. Maksymalne naprężenia równe 748 MPa zlokalizowano na krawędzi natarcia. Minimalna wartość cykli do momentu uszkodzenia znalazła się powyżej wymaganej wartości 5000 cykli. Po wprowadzeniu korekt w profilu łopatki udało się także spełnić kryteria dynamiczne i wyeliminować ryzyko rezonansu. Pozostało przeprowadzenie testów rzeczywistej łopatki.

Według zaleceń wewnętrznych GE Power krzywe wymuszeń powinny przecinać postacie drgań ułopatkowanej tarczy powyżej ósmej średnicy węzłowej. Rys. 3.7 pokazuje częstotliwości dla poszczególnych postaci drgań własnych ułopatkowanej tarczy (średnica węzłowa) (linia ciągła) oraz górny i dolny margines błędu (linia przerywana).

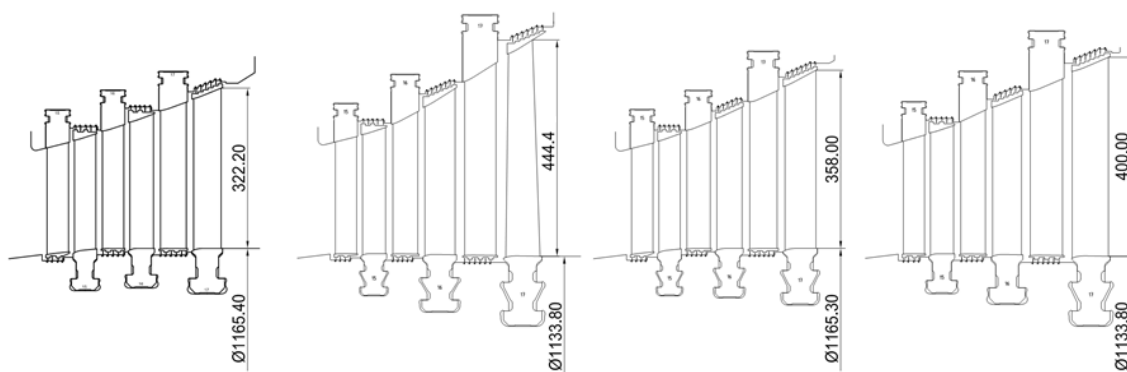


Rys. 3.7. Wykres interferencyjny dla łopatki 444 mm

Ułopatkowana tarcza podczas testów na odwirowni wykazała tendencję do trwałego odkształcania się, co spowodowało zaniechanie dalszych badań nad rozwojem tego produktu o wysokości profilu 444,4 mm. Zauważono duże różnice przemieszczeń pomiędzy sąsiadującymi bandażami pokazane na Rys. 3.8. W wyniku tych obserwacji postanowiono zmniejszyć długość łopatki na tyle, aby zredukować opisane wyżej efekty sił działających na ułopatkowaną tarczę. W ten sposób portfolio GE Power wzbogaciło się o dwa dodatkowe rozwiązania wylotu części SP. Są to łopatki o długości 400 mm i 358 mm. Pierwsza prawie w całości bazuje na rozwiązaniach przyjętych dla łopatek 444 mm a druga jest czymś w rodzaju hybrydy pomiędzy opisywanymi powyżej łopatkami (322 mm i 400 mm). Porównanie układów pokazane jest na Rys. 3.9, gdzie przedstawiono typy wylotów proponowane przez firmę GE o wysokościach ostatniej łopatki wirnikowej 322 mm, 358 mm i 400 mm. Na Rys. 3.9 zamieszczono także wariant z łopatką 444,4 mm, który nie jest stosowany. Obliczone przyrosty mocy turbiny przy zastosowaniu opisanych wylotów w odniesieniu do łopatki 322 mm zestawiono w Tab. 3.2.



Rys. 3.8. Widok na bandaż łopatki 444mm po testach na odwirowni.



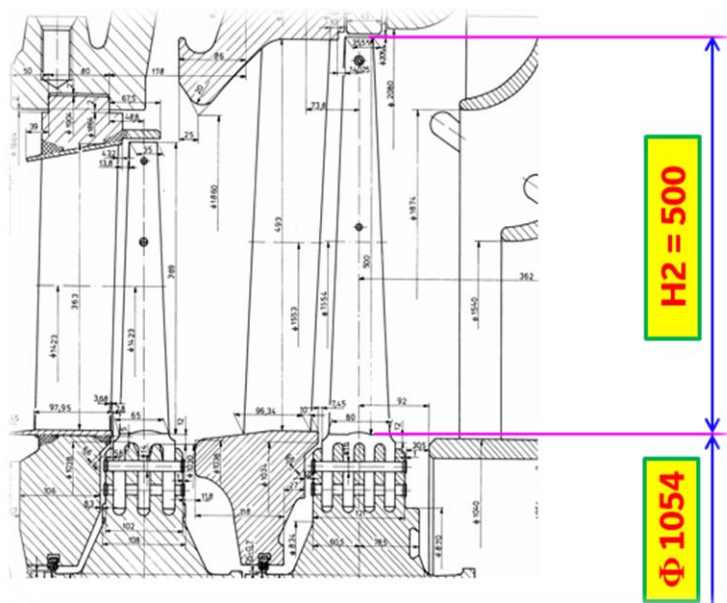
Rys. 3.9. Zestawienie różnych rozwiązań wylotów dla części średnioprężnej. Od lewej: łopatka 322 mm, łopatka 444,4 mm, która została wycofana z asortymentu, oraz dwa nowe produkty łopatka 358 mm i 400 mm

Tab. 3.2. ALPRO/HT160 Obliczenia mocy turbiny dla wszystkich aktualnie dostępnych rozwiązań z katalogu GE

Wylot części SP	Moc całej turbiny P [kW]	Przyrost mocy w porównaniu do łopatki bazowej 322 mm ΔP [kW]
łopatka 322 mm	228 937	0,0
łopatka 358 mm	229 122	185
łopatka 400 mm	229 234	297
łopatka 444 mm	229 338	401

4. Cel i zakres pracy.

Przeprowadzane w przeszłości modernizację turbin 13K215, w wyniku których poprzez zmianę technologii akcyjnej na reakcyjną, podnoszone zostały sprawności poprzez usuwanie stopnia Baumanna w części niskoprężnej. W ten sposób zakończono modernizację tej części układu łopatkowego. Postanowiono zmodernizować ostatni stopień układu łopatkowego części średnioprężnej. Dotychczas maksymalna długość łopatki reakcyjnej wstępnie skręconej była 400 mm. Autor rozprawy zaproponował skonstruowanie łopatki reakcyjnej z bandażem, ale bez drutów tłumiących, co będzie prowadzić do wzbogacenia asortymentu oferowanego przez firmę GE Power.



Rys. 4.1. Widok na ostatni stopień części średnioprężnej turbiny 13K215 z parametrami geometrycznymi łopatki wirnikowej

Dotychczas w turbinie 13K215 OEM w ostatnim stopniu SP łopatki wirnikowe akcyjne miały długość 500 mm i były połączone dwoma drutami tłumiącymi (Rys. 4.1), które są elementem generującym dodatkowe straty. Sprawność takiej łopatki była niska i wynosiła około 88,5%, gdzie parametr ten dla nowych łopatek powinien mieścić się w przedziale 91-95%. Po przejściu w technologię reakcyjną, zaproponowano wysokość łopatki wylotowej 400 mm. W tym rozwiązaniu nie zastosowano jednak drutów tłumiących natomiast posiada ono bandaż. Jest to granica możliwości klasycznych konstrukcji łopatek w technice reakcyjnej ze wstępnym skręceniem.

Celem pracy doktorskiej jest analiza możliwości zaimplementowania łopatek dłuższych niż 400mm oraz zaprojektowanie wysokosprawnej łopatki wirnikowej ostatniego stopnia części średnioprężnej układu łopatkowego bez drutu tłumiącego.

Uzasadnieniem rozpoczęcia prac nad zwiększeniem sprawności łopatki części średnioprężnej było porównanie parametrów aktualnie posiadanych w asortymencie firmy GE Power łopatek ostatniego stopnia SP.

Tab. 4.1. Prędkość wylotowa i straty dla poszczególnych typów wylotów.

	Typ łopatki ostatniego stopnia części średnioprężnej		
	322	358	400
C_{z2} [m/s]	124,1	108,5	99
$K\Omega$ [kJ/kg]	6,99	5,50	4,68

Pierwszym czynnikiem były straty wylotowe poszczególnych łopatek wirnikowych. W asortymencie GE Power znajdują się aktualnie trzy rodzaje łopatek wirnikowych ostatniego stopnia SP o wysokościach 322mm, 358mm i 400mm. W Tab. 4.1. można zauważyć, jak zmienia się prędkość wylotowa pary oraz wielkość strat wylotowych ($K\Omega$) w zależności od długości łopatki wirnikowej. Ewidentny spadek zarówno prędkości wylotowej pary oraz wielkości strat wylotowych jest proporcjonalny do długości łopatki. Można więc stwierdzić, że wprowadzając do układu stopień o większym polu powierzchni wylotowej wartości prędkości oraz $K\Omega$ będą jeszcze bardziej korzystne.

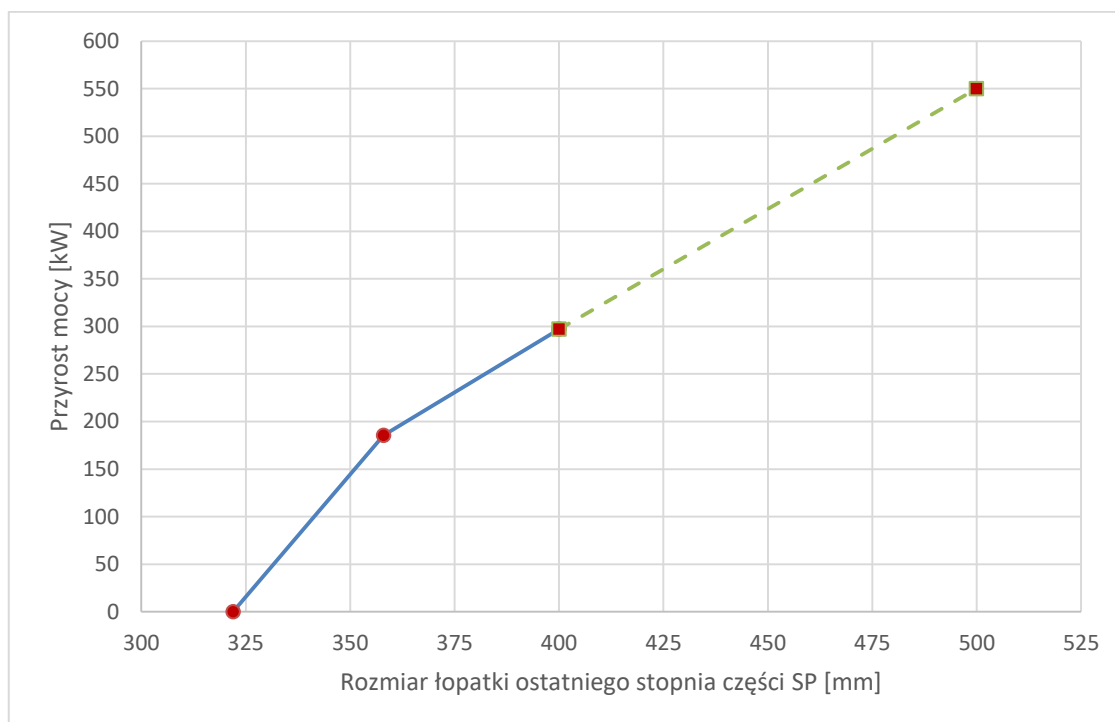
W kolejnym kroku porównano moc elektryczną oraz jednostkowe zużycie ciepła. W tabeli 4.2. zestawione zostały parametry dla poszczególnych łopatek. Można zaobserwować przyrost mocy o 185,5 kW dla łopatki 358 mm i o 297 kW dla łopatki 400 mm przy jednoczesnym spadku jednostkowego zużycia ciepła odpowiednio o 6 i 10 kJ/kWh w porównaniu do łopatki 322 mm.

Tab. 4.2. Moc i jednostkowe zużycie ciepła turbiny dla poszczególnych typów łopatek.

		P_{el} kW	ΔP_{el} kW	HR kJ/(kW*h)	ΔHR kJ/(kW*h)
Rozmiar łopatki ostatniego stopnia SP	322 mm	228937	0,0	7878	0
	358 mm	229122	185,5	7871	-6
	400 mm	229234	297,0	7867	-10

Ostatnim kryterium oceny racjonalności modernizacji łopatki był przewidywany przyrost mocy dla łopatek ostatniego stopnia SP dłuższych niż aktualnie proponowanych przez firmę GE Power. Na Rys. 4.2 przedstawiono wyniki szacunkowe i przy założeniach najbardziej

optymistycznych, takich że moc obliczona dla łopatki 500 mm w porównaniu do łopatki 400 mm rośnie liniowo w taki sam sposób (z takim samym współczynnikiem kierunkowym) jak pomiędzy wartościami dla łopatek 358 mm i 400 mm. Wynika z tego, że spodziewany przyrost mocy dla łopatki 500 mm w porównaniu do łopatki 400 mm wynosiłby około 250 kW. Każdy 1mm długości łopatki powyżej 400 mm daje wzrost mocy o około 2,5 kW.



Rys. 4.2. Szacunkowy przyrost mocy w funkcji wysokości łopatki wylotowej części średnioprężnej turbiny 13K215 po modernizacji układu łopatkowego.

Prace skupione na rozwiązaniu problemu należałoby rozpocząć od oceny możliwości wdrożenia łopatek wyższych niż aktualnie dostępne 400 mm w technice reakcyjnej w geometrii turbiny 13K215 stopnia SP. W tym celu wykonano sprawdzenie możliwości w kierunku promieniowym zainstalowania maksymalnej wysokości łopatki ostatniego stopnia. Należy w tym miejscu pamiętać, że dla nowej łopatki przewidziane zostało także skonstruowanie nowej nóżki, gdyż aktualnie stosowane rozwiązanie typu „młotkowego” w łopatce 400mm nie spełnia kryterium wytrzymałościowego. Przy czym konieczne było sprawdzenia możliwości wykorzystania różnych typów stopek łopatkowych, przy uwzględnieniu dostępnego miejsca, przede wszystkim w kierunku osiowym. Należało przy tym zwrócić uwagę na aktualną konstrukcję turbiny 13K215 i zachować ostrożność, aby zmiany nie były zbyt duże a co za tym idzie kosztowne.

Można zauważyć, że konstrukcja nowej stopki będzie rozwiązaniem nowym dla ostatniego stopnia części SP.

Kolejnym etapem prac były obliczenia termodynamiczne, rozpoczynające się od wstępnego doboru profili dla łopatkı kierowniczej i wirnikowej. Następnym krokiem było opracowanie modeli geometrycznych na potrzeby obliczeń. Przed rozpoczęciem prac w programie ANSYS należało określić: trójkąty prędkości na wlocie do stopnia, strumień masowy pary, ciśnienie itd. Kolejno zostały wykonane: wstępne obliczenia termodynamiczne, określenie miejsc występowania zaburzeń przepływu zwiększających straty, selekcja parametrów powiązanych z tymi miejscami a następnie modyfikacji profilu łopatek tak aby uzyskać wysoką sprawność termodynamiczną profilu.

Po uzyskaniu odpowiedniego z punktu widzenia termodynamiki kształtu pióra łopatkı rozpoczęto jego weryfikację wytrzymałościową. W tym celu konieczne było dobranie odpowiednich własności materiałowych oraz wstępne skonstruowanie stopki i bandaża. W przypadku bandaża przy tak długiej łopatce należy zapobiec wolnonośnej pracy łopatek poprzez utrzymanie kontaktów pomiędzy sąsiadującymi ze sobą bandażami, stąd nie było możliwości zastosowania bandaża spotykanego w aktualnie stosowanych konstrukcjach.

Patrząc na przykład proponowanego w przeszłości przez firmę GE rozwiązania z łopatką o długości 444 mm nie spełniło swojego zadania, ponieważ ułopatkowana tarcza uległa trwałym odkształceniom. Kolejnym krokiem, podobnie jak dla obliczeń termodynamicznych była budowa modelu geometrycznego. Przed rozpoczęciem obliczeń wytrzymałościowych w oprogramowaniu ANSYS konieczne było określenie warunków brzegowych. Ze względu na brak kryteriów dla ostatniej łopatkı części SP, konieczna była adaptacja wartości dopuszczalnych z łopatek niskoprężnych do wyższych parametrów termodynamicznych. W tym miejscu można było ustalić lokalizację występowania najwyższych naprężeń poprzez wstępne obliczenia z bandażem standardowo stosowanym w krótszych łopatkach. Rozważono wiele różnych możliwości zintegrowania wieńca wirnikowego, które zostały przedstawione w tej pracy. Nowoprojektowana łopatka musiała zostać poddana szeregowi analiz w celu stwierdzenia poprawności jej konstrukcji i dopuszczenia do wykorzystania na przyszłych projektach modernizacji turbin 13K215. W tym celu konieczne było sprawdzenie charakterystyk dynamicznych łopatek oraz niskocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej.

Końcowym efektem miała być łopatka wirnikowa ostatniego stopnia części SP dla turbiny 13K215, zweryfikowana z wymaganiami firmy GE Power oraz wiedzy dostępnej w literaturze przedmiotu.

5. Podstawy teoretyczne projektowania łopatek turbin parowych

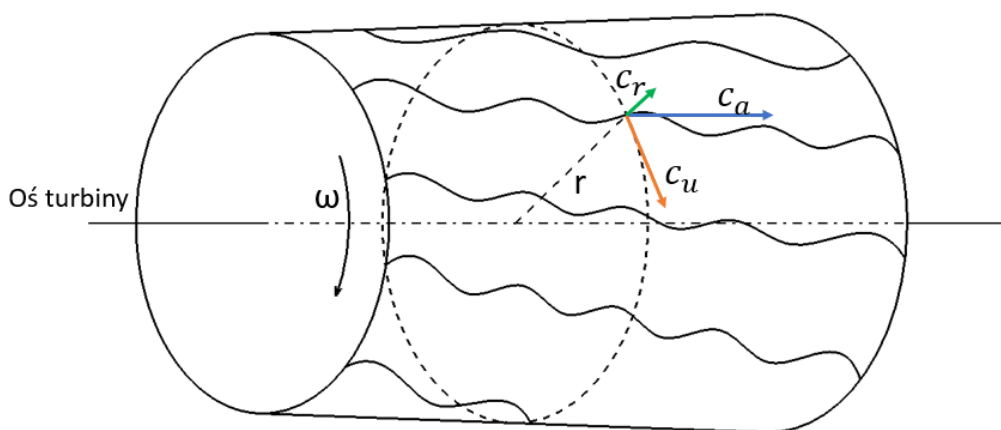
W przypadku projektowania stopni łopatkowych, gdzie współczynnik średnicy do długości łopatki wynosił $\frac{D}{l} \geq 10$ zazwyczaj stosowano obliczenia 1D dla średnicy podziałowej (zwykle w połowie wysokości łopatki). Niestety takie podejście nie było poprawne w przypadku dłuższych łopatek i niezbędne było uzależnienie obliczeń od wysokości na jakiej projektujemy profil. Metody obliczeniowe 2D, aktualnie zostały wyparte przez obliczenia numeryczne 3D, jednak wiele z pracujących jeszcze łopatek była projektowaną za pomocą metod 2D. Metody te opisano poniżej.

5.1. Metody obliczeniowe 2D stopnia łopatkowego

Chung-Hua i Wolfenstain [40] dzielą ten proces na dwie fazy: pierwszą, w której należy określić pożądane zmiany prędkości oraz parametry termodynamiczne czynnika roboczego w płaszczyznach prostopadłych do osi turbiny, pomiędzy kolejnymi łopatkami i drugą, podczas której projektuje się łopatki w taki sposób, aby te oczekiwane wartości osiągnąć. W pierwszym etapie wykorzystuje się tzw. warunek równowagi promieniowej (czyli promieniowej składowej równania ruchu). Określonej z równania prędkości $\vec{c}$:

$$\vec{c} = \vec{c}_r + \vec{c}_u + \vec{c}_a$$

gdzie: $\vec{c}_r$ to składowa promieniowa, $\vec{c}_u$ to składowa obwodowa i $\vec{c}_a$ składowa osiowa prędkości



Rys. 5.1. Składowe równania prędkości.

W maszynach osiowych z założenia można przyjąć, że przepływ czynnika roboczego odbywa się właśnie wzdłuż osi. W praktyce wygląda to zupełnie inaczej – przepływ jest krzywoliniowy i doskonale opisuje go powyższe równanie oraz obrazuje Rys. 5.1.

W przypadku stopni łopatkowych turbin osiowych składowa promieniowa jest niepożądana, ponieważ nie wpływa w żaden sposób na sprawność turbiny. Przy procesie projektowania dąży się więc do jej zminimalizowania, co sprowadza równanie prędkości do postaci:

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_a$$

Wychodząc z takiej koncepcji i zakładając stabilne warunki przepływu, pomijając siły masowe, równanie pędu Eulera dla kierunku promieniowego przybiera postać

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr}$$

i jest nazywane równaniem równowagi promieniowej [65]. Wynika z niego, że przy założeniu zerowej prędkości promieniowej przepływu ciśnienie musi wzrastać wzdłuż wysokości profilu łopatki. Poprzez przyjęcie kolejnych założeń, wprowadzenie równania zachowania energii i przyjęcie, że wszystkie parametry, także entalpia, nie zmieniają się wraz ze zmianą promienia a także bazując na pierwszej zasadzie termodynamiki dla przemiany izentropowej, uzyskać można tzw. uproszczone równanie równowagi promieniowej:

$$\frac{c_u^2}{r} + c_u \cdot \frac{dc_u}{dr} + c_a \cdot \frac{dc_a}{dr} = 0$$

Wyprowadzanie tego wzoru opisano [65].

Równanie równowagi promieniowej jest jednym z konwencjonalnych podejść do procesu projektowania stopni łopatkowych turbin parowych.

Druga metoda używana do projektowania stopni turbinowych jest oparta na zasadzie swobodnego wiru. Opisuje ją równanie przepływu swobodnego wiru [65]:

$$c_u \cdot r = \text{const}$$

Metoda ta zakłada także, że osiowa składowa prędkości także ma wartość stałą. Można zatem powiedzieć, że projektowanie stopni wg zasady swobodnego wiru opiera się na trzech zależnościach

$$c_r = 0, c_a = \text{const}, c_u \cdot r = \text{const}.$$

Istnieje jeszcze jedna metoda projektowania stopni, do której niezbędne jest używanie wcześniej opisanego uproszczonego równania równowagi promieniowej oraz zasady swobodnego wiru. Do wyznaczenia trójkątów prędkości na dowolnie usytuowanej wysokości profilu (każdego promienia r) oraz wartości stopnia reakcyjności profilu, spadku entalpii w kierownicy i części wirującej zakłada się stały kąt wektora prędkości bezwzględnej na wylocie z kierownicy:

$$\alpha_1 = \text{const}$$

Ostatnią metodą opisywaną w tej pracy jest projektowanie stopni przy założeniu stałego właściwego przepływu masowego w dowolnej części powierzchni przekroju poprzecznego. Jak powyżej stwierdzono, ciśnienie wzrasta wzdłuż wysokości łopatki, czyli najwyższe ciśnienie występuje w górnej jej części a najniższe u podstawy. Metoda ta opiera się na założeniu, że masowe natężenie przepływu dm przez dowolny element dA powierzchni przekroju A jest stałe [65]:

$$\frac{dm}{dA} = \bar{m} = const$$

Wszystkie wymienione metody sprowadzają się do wyznaczenia trójkątów prędkości dla poszczególnych etapów stopnia turbinowego (wlot do łopatki kierowniczą, przejście między łopatkami i wylot łopatki wirnikowej) i dla każdego położenia promieniowego. Mając wyznaczone trójkąty prędkości dobieramy profile dla łopatek kierowniczych i wirnikowych, co kończy proces projektowania od strony termodynamicznej.

Powyższe metody miały swoje zastosowanie w zależności od tego dla jakich parametrów termodynamicznych projektowane były łopatki a co za tym idzie jak wysokie stosowane były profile. Przez wiele lat projektowano stopnie łopatkowe wg następujących zasad:

- stopnie z relatywnie krótkimi łopatkami miały niezmienny profil pióra na całej wysokości. Najczęściej stosowaną metodą projektowania w takich przypadkach były obliczenia 1D wykonywane na średnicy w połowie wysokości łopatki. Miało to zastosowanie dla łopatek, których stosunek średnicy mierzonej w połowie wysokości łopatki do wysokości łopatki wynosił $\frac{D}{l} \geq 10$;
- w przypadku stopni o stosunkowo dłuższych łopatkach wirnikowych często stosowano łopatki kierownicze o stałych po długości profilach przekroju i skrzyęconych łopatkach wirnikowych. Przy założeniu warunków projektowych kąta wektora prędkości bezwzględnej pary napływającej na łopatkę wirnikową $\alpha_1 = const$, takie podejście odpowiadało im tylko w przybliżeniu, ponieważ kąt ten zmieniał się wzdłuż wysokości łopatki w wyniku zmiany podziałki,
- zasada swobodnego wiru była popularna przy projektowaniu stopni z dłuższymi łopatkami $\frac{D}{l} \geq 3 \div 4$. Metoda ta została bliżej opisana przez Dixona i Hall'a [41].
- najdłuższe łopatki np. takie stosowane w dużych wylotach turbin kondensacyjnych były projektowane wg zachowania stałej wartości stosunku strumienia masy dla dowolnego elementu powierzchni wylotowej $\frac{dm}{dA} = const$.

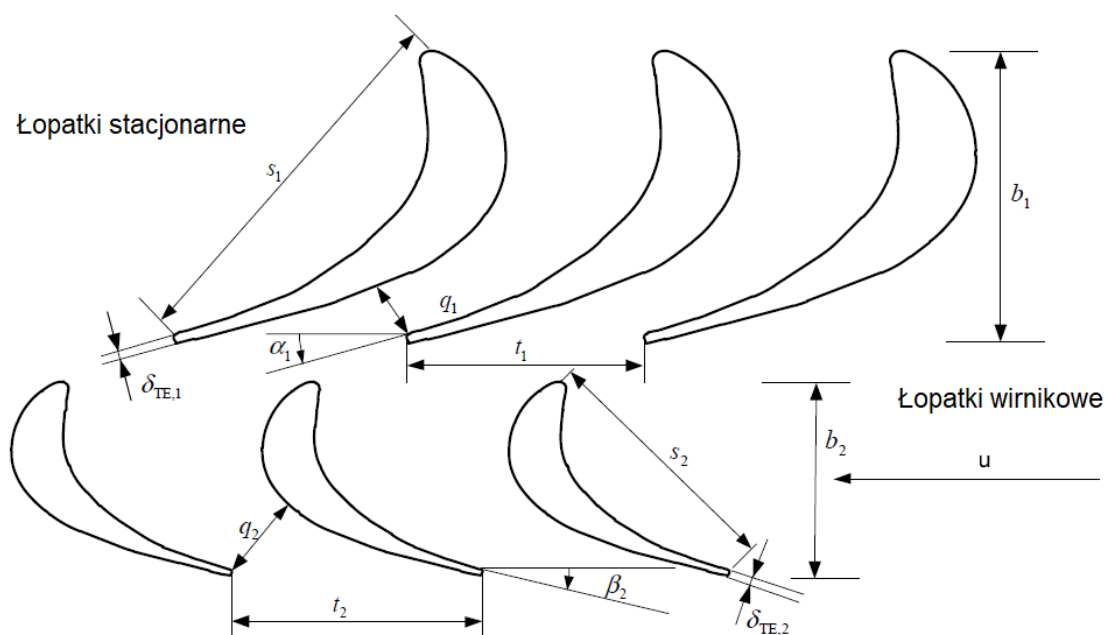
5.2. Sprawność i straty stopnia turbiny parowej

Każda turbina składa się z określonej liczby stopni a zdecydowana większość takich maszyn jest wielostopniowa. Stopień turbiny parowej składa się z dwóch podstawowych elementów [38]:

- 1) palisady kierowniczej, która jest częścią stacjonarną zainstalowaną w kadłubie.
- 2) palisady wirnikowej, która porusza się z prędkością obrotową wirnika i jest w nim zamocowana.

Przykładowa geometria stopnia turbiny parowej została pokazana na rysunku Rys. 5.2.

Zadaniem wieńca łopatek kierowniczych, które tworzą kanały zbieżne lub zbieżno-rozbieżne (w zależności od typu maszyny), jest zwiększenie prędkości czynnika roboczego poprzez konwersję energii potencjalnej w kinetyczną oraz odpowiednie ukierunkowanie strumienia na wlot łopatek wirnikowych. Część wirująca z kolei składa się łopatek o profilach umożliwiających przekształcenie energii kinetycznej przepływającej pary wodnej w pracę, która jest przenoszona na wał turbiny. Konwersji tej zawsze towarzyszy spadek ciśnienia.



Rys. 5.2. Przykładowa geometria stopnia turbiny parowej

Przepływ w stopniu turbinowym opisywany jest za pomocą trójkątów prędkości. Rys. 5.3 przedstawia trójkąty prędkości. Indeks dolny 1 opisuje wartości dla wylotu z łopatki kierowniczej a 2 dla wirnikowej. Należy pamiętać także, że stosuje się index dolny 0 dla wlotu do łopatki kierowniczej. Czynniki robocze napływają na łopatkę kierowniczą z prędkością $\vec{c}_0$ pod kątem α_0 do kierunku obwodowego. W wyniku spadku ciśnienia w kierownicy prędkość czynnika wzrasta i opuszcza łopatki kierownicze z prędkością $\vec{c}_1$ pod kątem α_1 . W kolejnym

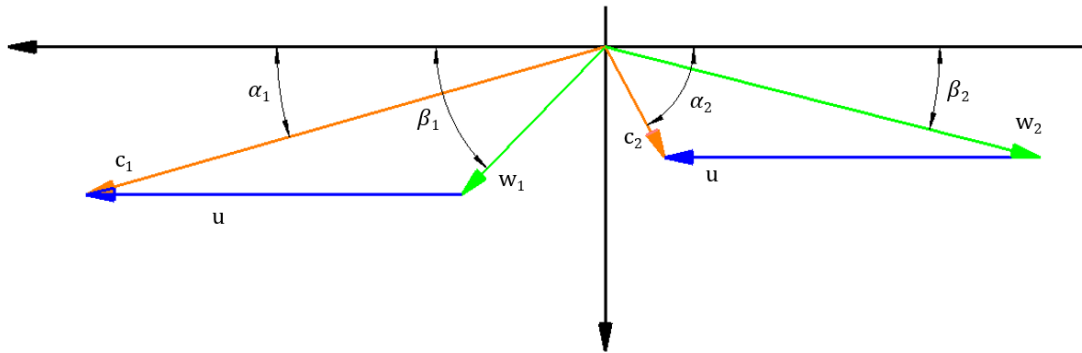
etapie przepływająca para dolatuje do wlotu wieńca wirnikowego. Z uwagi na prędkość obrotową łopatek $\vec{u}$ i przy zachowaniu relacji:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}$$

napływ na krawędzi natarcia odbywa się z prędkością względną $\vec{w}_1$ pod kątem β_1 . Następnie czynnik przepływa przez kanały między łopatkami i wypływa ze stopnia prędkością względną $\vec{w}_1$ pod kątem β_1 . Przy uwzględnieniu analogicznej relacji:

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$$

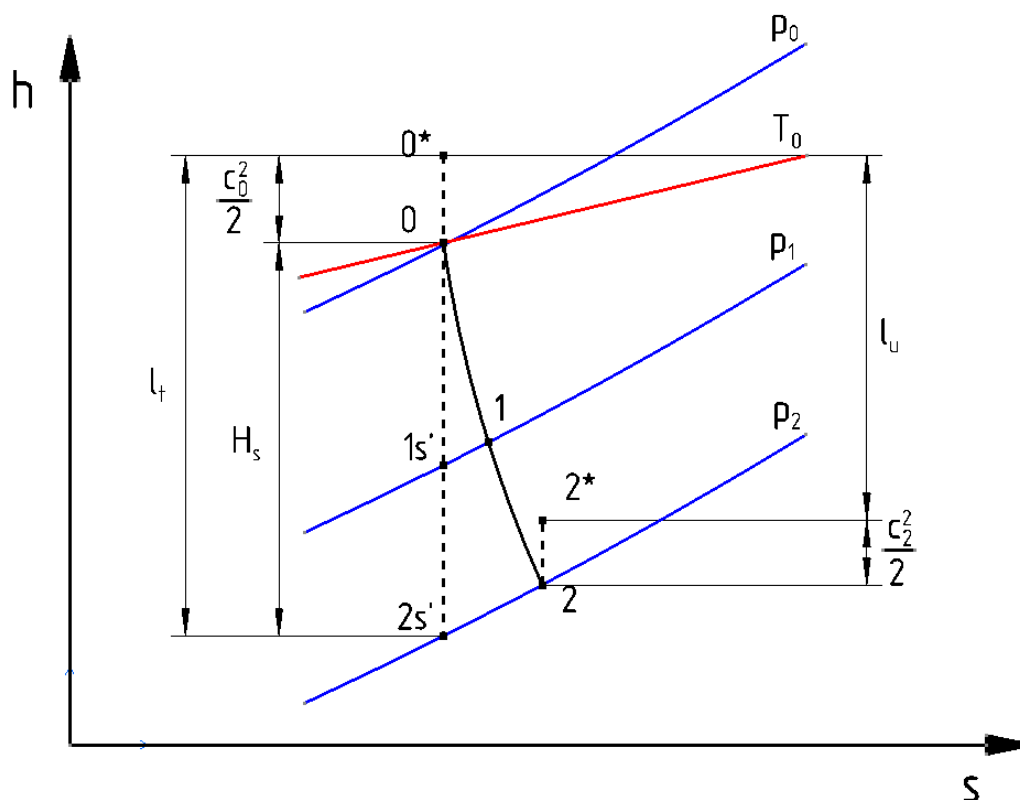
Bezwzględna prędkość pary na wylocie wynosi $\vec{c}_2$, a kąt, pod którym para wydostaje się ze stopnia to α_2 ,



Rys. 5.3. Przykładowe trójkąty prędkości

Warto także opisać proces ekspansji pary w stopniu turbinowym. Zobrazować to można za pomocą wykresu entalpia-entropia pokazanym na Rys. 5.4. Czynnik roboczy zdefiniowany za pomocą temperatury T_0 oraz ciśnienia statycznego p_0 (punkt 0 – miejsce przecięcia linii temperatury i ciśnienia) wpływa do stopnia z prędkością, tak jak opisano to wyżej c_0 . Poprzez uwzględnienie energii kinetycznej pary $\frac{c_0^2}{2}$ określa się punkt stagnacji gazu 0^* (wartość entalpii powiększona jest o wartość energii kinetycznej czynnika). Para rozpoczyna swoją ekspansję w wieńcu kierowniczym z punktu 0 do punktu 1, gdzie jej ciśnienie jest równe p_1 . W przypadku izentropowego rozprężania się gazu na wylocie z łopatek czynnik roboczy znalazłby się w punkcie 1_s , ale byłby to proces nieuwzględniający występowania żadnych strat podczas jego przebiegu. W kolejnym etapie para wodna przepływa przez wieńiec łopatek wirnikowych i analogicznie startuje ze stanu w punkcie 1, następnie następuje ekspansja czynnika roboczego w kanałach międzyłopatkowych do ciśnienia p_2 . Przy przemianie izentropowej w odniesieniu do całego stopnia para wodna znalazłaby się w punkcie 2_s a w przypadku uwzględniającym straty w punkcie 2. W momencie opuszczania stopnia przez czynnik roboczy ma prędkość c_2 , co stanowi stratę wylotową

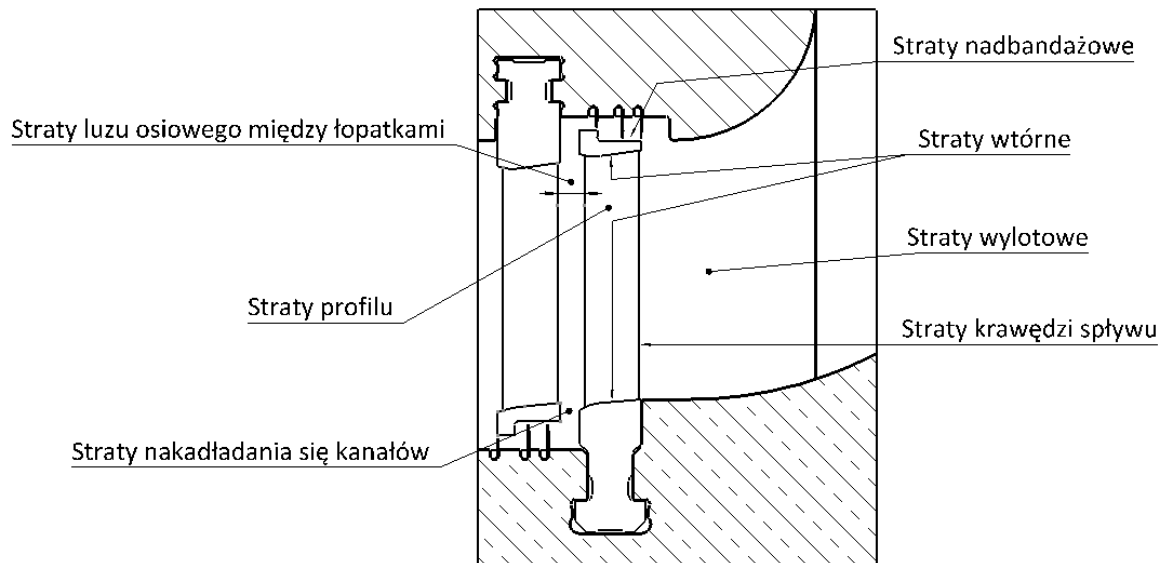
opisaną wyrażeniem $\frac{c_2^2}{2}$. Punkt 2* podobnie jak 0* określa się punktem stagnacji gazu. Różnica wartości entalpii pomiędzy tymi punktami określa pracę wykonaną przez stopień łopatkowy i na wykresie oznaczona jest jako l_u . H_s – opisuje izentropowy spadek entalpii statycznej w stopniu a l_t - izentropowy spadek entalpii całkowitej. W przypadku analizy samego wieńca wirnikowego możliwe jest przyjęcie analogicznego podejścia z tą różnicą, że punktem wyjścia będzie 1.



Rys. 5.4. Wykres h-s ekspansji pary w stopniu (sprawność całkowita do statycznej)

Sprawność turbiny jest pomniejszana przez straty przepływu powstające w różnych elementach turbiny [39]. Ponieważ łopatki turbiny znacząco wpływają na ogólną sprawność turbiny [2], straty powstające właśnie w tych elementach mają największy udział w obniżeniu sprawności ogólnej turbiny. W stopniach turbinowych obserwuje się kilka mechanizmów powstawania strat przepływowych i są to:

- straty profilu
- straty wtórne zlokalizowane przy ścianach bandaży i podstawy łopatki
- straty nad bandażowe
- straty wylotowe
- straty krawędzi spływu
- straty nakładania się kanałów przepływowych
- straty luzu osiowego między łopatkami.



Rys. 5.5. Rodzaje strat występujących w stopniu turbinowym.

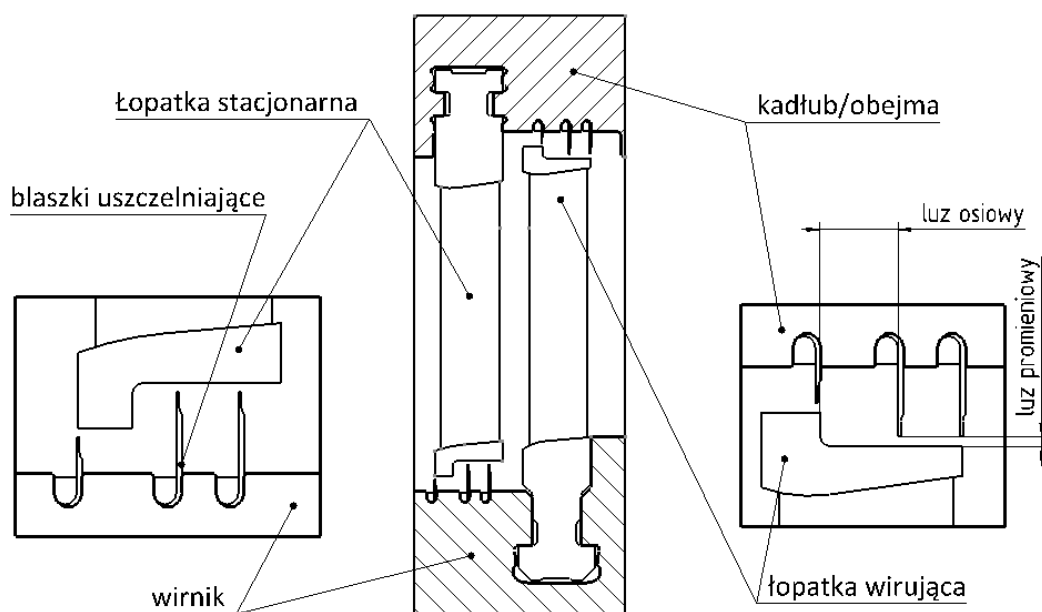
Straty profilowe związane są z występowaniem tzw. warstwy przyściennej wokół obrysu łopatki. W tym rejonie, od krawędzi natarcia powstaje przy powierzchni pióra warstwa przepływu laminarnego i kolejno przejściowa i turbulentna. Dodatkowo w drugiej części łopatki (bliżej wylotu) pod przepływem turbulentnym znajduje się pod warstwa laminarna. Należy zwrócić uwagę przy projektowaniu profili, aby nie wystąpiło zjawisko oderwania się strugi w okolicach wylotu z łopatki (na jej stronie ssącej) lub tzw. „bańka separacyjna”. Pojawienie się tego typu charakterystyk przepływu powoduje wzmacnianie strat tarcia. Nie da się zlikwidować strat profilowych, ponieważ występowanie wyżej opisanej warstwy jest nieuniknione a nawet wymagane. Ma ona za zadanie niwelować wpływ chropowatości powierzchni na przepływ w celu uniknięcia występowania wirów. Oczywiście „bańki separacyjne” lub oderwanie strugi mogą wystąpić z różnych powodów np. kształtu profilu, kąta zagięcia strugi, prędkości przepływu, przyspieszenia itd. Gdy łopatka jest dobrze zaprojektowana tego typu zjawiska nie występują a warstwa przyścienna zachowuje wymagany kształt przynajmniej dla projektowych parametrów przepływu [65].

Wymienionymi jako drugie są tzw. straty wtórne występujące na obydwu ścianach ograniczających wysokość kanału (u góry powierzchnia dolna bandaży łopatki a u dołu podstawa profilu). Podobnie jak w poprzednio omawianym przypadku tak i tutaj występują straty związane z występowaniem tarcia w warstwie przyściennej jednak oprócz tego w tych lokalizacjach pojawia się zjawisko przepływów wtórnych. Tego rodzaju niepożądane przemieszczanie się czynnika roboczego ma różne postaci:

- 1) przepływ krzyżowy – powstający w wyniku różnicy ciśnień pomiędzy stroną ciśnieniową jednej a ssącą drugiej, sąsiedniej łopatki.

- 2) Wiry tzw. podkowiaste (ang. Horseshoe vortices) – powstają w wyniku napotkania krawędzi natarcia przez warstwę czynnika roboczego przepływającą przy ścianie ograniczającej kanał. W rezultacie takiej zmiany geometrii strumień jest rozbijany na dwie odnogi (jedną po stronie ssącej a drugą po ciśnieniowej), które zaczynają wirować w przeciwnych kierunkach. Zjawisko to jest dobrze opisane w wielu pracach [67, 68].
- 3) Wiry przy profilowe – powstające w lokalizacji promieni przejścia pomiędzy powierzchnią ściany ograniczającej kanał przepływowy a piórem łopatki.

Wymienione powyżej i pozostałe, nieuwzględnione wiry powstające w tym regionie składają się na powstawanie tzw. strat wtórnych. Ze względu na lokalizację ich występowania, wraz ze wzrostem długości łopatki zmniejsza się ich negatywne oddziaływanie na sprawność tego elementu [65].



Rys. 5.6. Przykład uszczelnień nad bandażowych

Kolejną lokalizacją powstawania strat jest przeciek nad bandażowy. Powstaje on w wyniku konieczności zachowania luzu pomiędzy elementami wirującymi i stacjonarnymi [66]. Luz zazwyczaj jest obliczany tak, aby podczas pracy turbiny był możliwie jak najmniejszy przy jednoczesnym uwzględnieniu wszelkich stanów nieustalonych. Przecieki powstające wyniku konieczności utrzymania konkretnej szczeliny prowadzą do strat energii. Aby zminimalizować ilość pary przepływającej ponad układem łopatkowym najczęściej stosuje się uszczelnienia labiryntowe – dotyczy to łopatek wyposażonych w bandaże. Przecieki także dotyczą części stacjonarnej stopnia. Podsumowując straty przeciekowe dzieli się na dwa rodzaje (Rys. 5.6):

- 1) Straty sprawności spowodowane przeciekami przez uszczelnienie pomiędzy wieńcem kierowniczym a wirnikiem.
- 2) Straty sprawności spowodowane przeciekami przez uszczelnienie na bandażu łopatki między wieńcem wirnikowym a obudową (kadłubem lub obejmą).

Straty wylotowe zostały wspomniane wcześniej przy okazji opisu wykresu ekspansji pary w stopniu. Są ściśle powiązane z bezwzględną prędkością wylotową c_2 . Wielkość straty wylotowej stanowi wyrażenie $\frac{c_2^2}{2}$. Jest to energia kinetyczna pary opuszczającej stopień turbinowy [69].



Rys. 5.7. Efekt krawędzi spływu – powstawanie wirów

Kolejnym parametrem obniżającym sprawność stopnia jest strata spowodowana przez grubość krawędzi spływu. Wielkość geometryczna definiowana jest poprzez wiele czynników takich jak: ograniczenia wytwarzania, wytrzymałość czy drgania własne. W wyniku określonej grubości tego fragmentu pióra, czynnik roboczy opuszczający kanał międzyłopatkowy odrywa się od obu stron profilu (strony ssącej i ciśnieniowej). W wyniku tego za krawędzią spływu powstaje przestrzeń niskiego ciśnienia, w której formują się wiry (Rys. 5.7). Takie zjawisko prowadzi do obwodowo nierównomiernego rozkładu ciśnienia, prędkości wylotowej oraz kąta α . Końcowym efektem są straty energii i obniżenie sprawności. Strat tych nie da się uniknąć a zminimalizować je można tylko po części. Ograniczeniem jest tu przede wszystkim wytrzymałość łopatki. Niezawodność turbiny stawia się ponad negatywnym wpływem krawędzi spływu.

Przedostatnim czynnikiem obniżającym sprawność stopnia jest strata nakładania się kanałów przepływowych części kierowniczej i wirnikowej. Pojawia się on w sytuacji, gdy występuje różnica w wysokości wylotowej części łopatki kierowniczej i wlotu kanału wieńca wirnikowego. Strata ta jest uzależniona od kształtu kanału, przez który przepływa para uformowanego przez zarysy piasty i bandaża. Najmniejsze straty występują, gdy te dwie ściany tworzą cylinder a rosną wraz ze wzrostem kąta rozwarcia między nimi.

Ostatni już opisywany efekt obniżania sprawności pochodzi ze strat luzu osiowego pomiędzy łopatkami. Tak jak w przypadku uszczelnień labiryntowych i tutaj odległość między kolejnymi łopatkami jest definiowana przez wydłużenia termiczne poszczególnych elementów względem siebie z uwzględnieniem marginesu bezpieczeństwa.

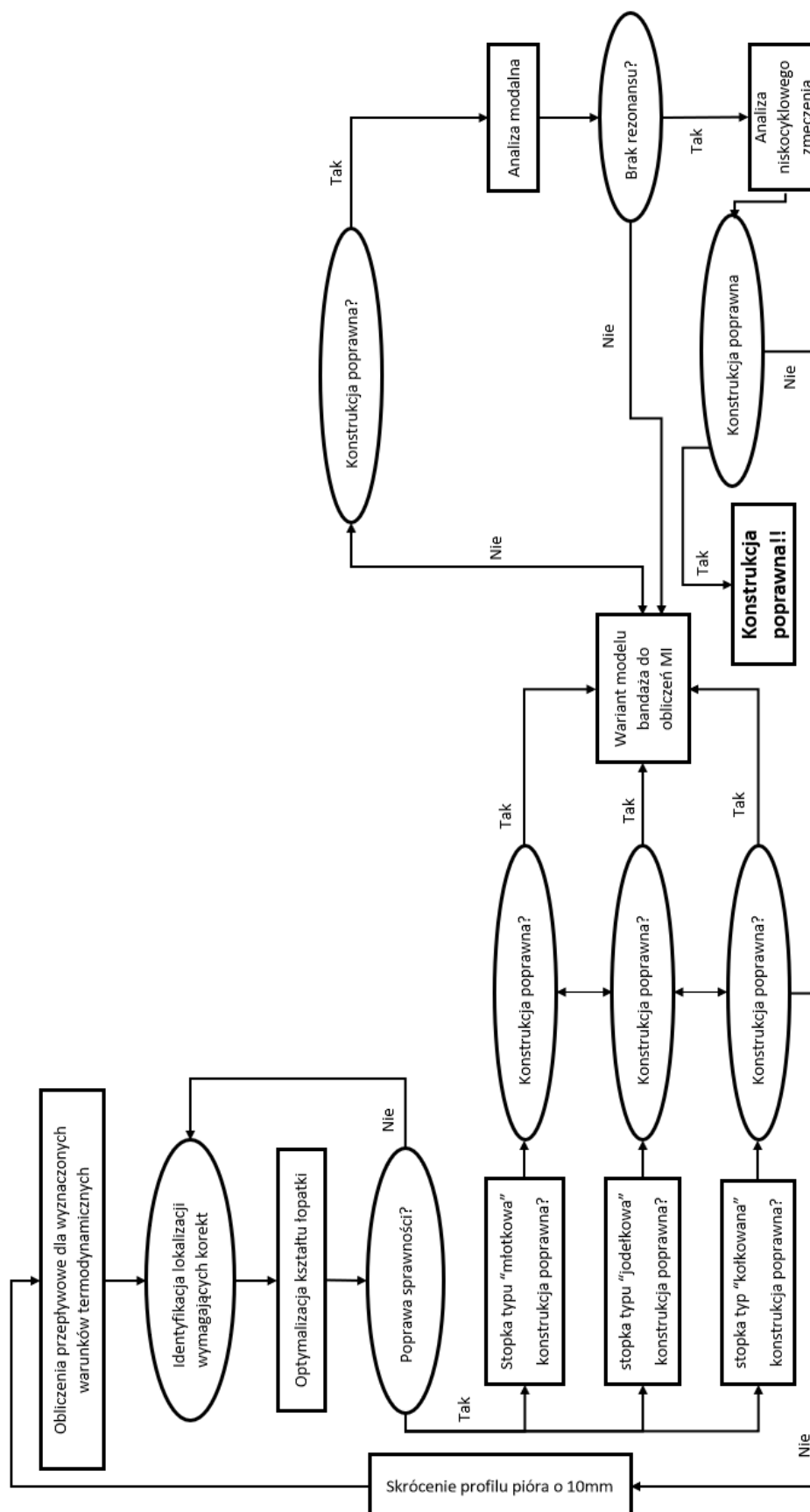
6. Łopaska ostatniego stopnia – metoda projektowania i określenie maksymalnej długości

W tej części została opisana metoda projektowania łopatki ostatniego stopnia części NP w turbinach 13K215. Rozważane były zarówno aspekty przepływowe, wytrzymałościowe, ale także parametry kadłuba i pozostałych elementów stacjonarnych do zainstalowania wyższych łopatek. W rozdziale tym znalazł się także opis propozycji, analizowanych w późniejszym etapie rozwiązań wspomagających tłumienie drgań łopatek, które jest jednym z kluczowych problemów dla łopatek w tej konkretnej lokalizacji układu przepływowego.

6.1. Opis metodologii

Cały proces prowadzonych badań należy rozbić na dwa główne etapy. Pierwszym było sprawdzenie możliwości geometrycznych i mechanicznych w celu weryfikacji i określenia jak długą łopatkę ostatniego stopnia można zainstalować w części SP turbiny 13K215. Bazowano na dostępnej dokumentacji dla tego typu maszyn (podrozdział 6.2). Po określeniu maksymalnej wartości długości pióra łopatki należało przejść do drugiego etapu, w którym należało opracować schemat logiczny kolejnych kroków projektowych. Cały proces składał się z kilku analiz i należało je wykonać w odpowiedniej kolejności, aby efekt końcowy był zadowalający (Rys. 6.1)

Punktem wyjścia rozwoju łopatki ostatniego stopnia było zaprojektowanie profili tego elementu względem kolejnych przekrojów wzdłuż jej wysokości. Jako wstępną konstrukcję, poddaną w późniejszym etapie modernizacji, opracowano łopatkę o długości 500 mm ze skreconym profilem o reakcyjności około 0,46. Należy zauważyć, że w porównaniu do łopatki ostatniego stopnia OEM Zamech, nowo projektowana konstrukcja nie zawierała drutów tłumiących stosowanych w pierwotnej konstrukcji. Takie rozwiązania były nieefektywne z punktu widzenia sprawności, co skutkowało wzrostem strat, a tym samym zmniejszeniem sprawności. Dla pióra, w każdej fazie modernizacji, była sprawdzana sprawność, moc generowana przez zamknięty wieniec wirnikowy oraz występowanie prędkości ujemnych wzdłuż całej wysokości łopatki. Zadanie kończyło się w momencie zaprojektowania pióra, w którym nie występował obszar prędkości o kierunku odwrotnym do kierunku projektowego przepływu pary. Ważnym aspektem były także parametry projektowe takiej jak: strumień masowy, ciśnienie na wlocie do stopnia, ciśnienie na wylocie. Zdecydowano, że punktem odniesienia będą parametry pracy łopatki o długości 400 mm aktualnie dostępnej w katalogu GE Power. Szerzej etap ten został opisany w rozdziale 3.3.

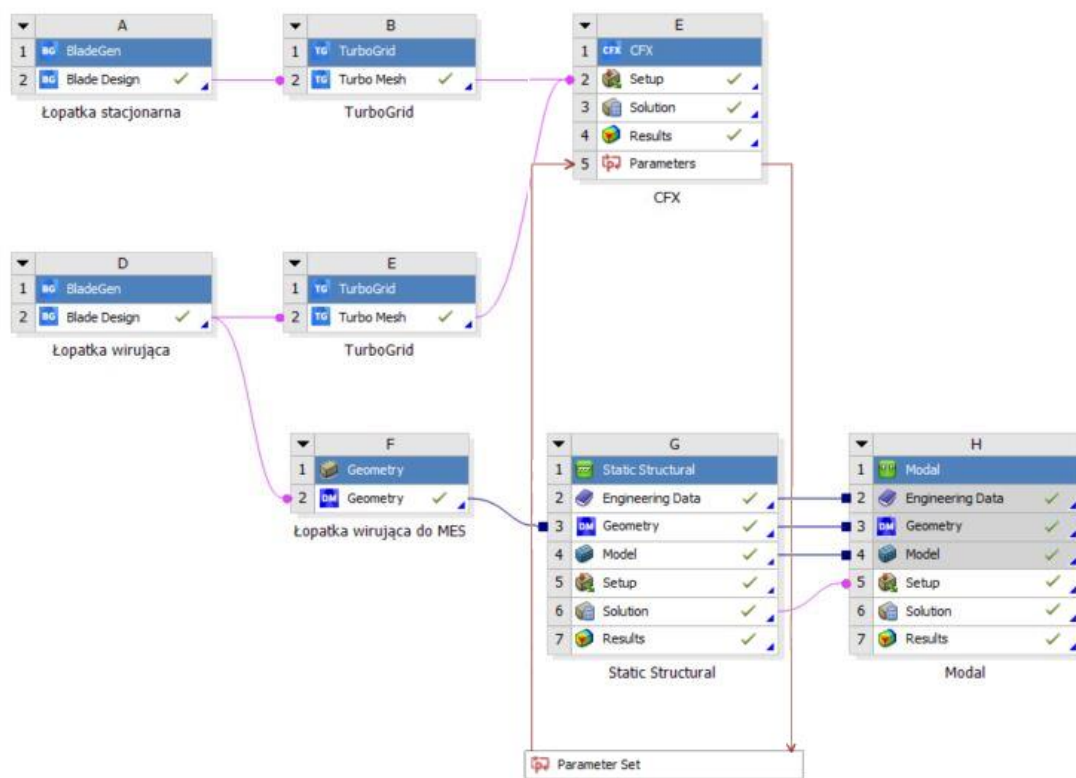


Rys. 6.1. Schemat logiczny procesu obliczeniowego dla łopatki ostatniego stopnia części SP turbiny 13K215

Proces projektowania pióra łopatki opierał się na oprogramowaniu CATIA V5 [64] oraz programie BladeGen [42] wbudowanym w zasoby ANSYS [43] zamiast na dobrze znanej, ale aktualnie nie stosowanej w przemyśle metody generowania profili (np. według Rusanowa [44] czy Lamparta i Erszowa [48]).

W kolejnym etapie projektowania skupiono się na elementach mechanicznych składających się na konstrukcję całej łopatki oraz niezbędnych do wykonania obliczeń wytrzymałościowych takich jak:

- 1) Pióro łopatki - pochodziło z obliczeń przepływowych;
- 2) Stopka łopatki oraz wrębu w wirniku - rozważono kilka dostępnych rozwiązań i wybrano optymalne (patrz rozdział 8.1);
- 3) Bandaż – musi on pełnić rolę tłumienia drgań własnych łopatki. Opis procesu projektowania przedstawiono w rozdziałach 6.3 oraz 8.1.



Rys. 6.2. Schemat blokowy prowadzonych obliczeń ANSYS Workbench 2019

Schemat blokowy ilustrujący kolejne kroki pojedynczego zestawu analiz, począwszy od przepływowej poprzez wytrzymałościową kończąc na analizie częstotliwości drgań własnych, pokazany jest na Rys. 6.2.

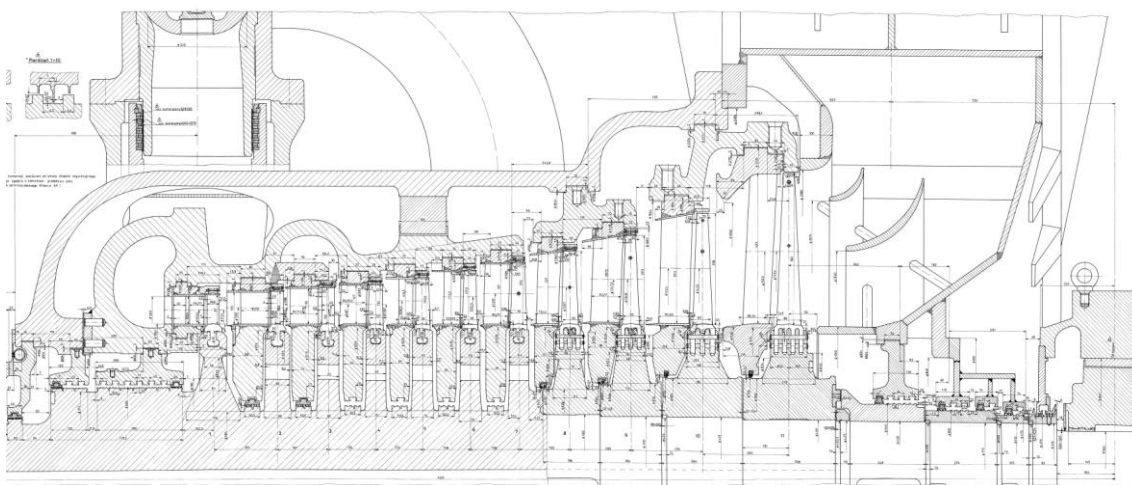
Po zaprojektowaniu poszczególnych wariantów dobrano materiały dla analizowanych komponentów i przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe przyjmując obciążenia łopatki ze stacjonarnych analiz przepływowych. Wariant spełniający wymagania GE

(opisane w rozdziale 8.3) został poddany kolejnym analizom tym razem częstotliwościowym. Kryteria dla tego typu obliczeń również zostały opisane w rozdziale 8.3.

Oczywiście podczas każdego z etapów pojawiało się wiele iteracji oraz nowych koncepcji rozwiązywania napotkanych problemów. Końcowym efektem był gotowy projekt łopatki spełniającej wszystkie niezbędne wymagania stawiane przez wewnętrzne instrukcje firmy GE oraz zgodnej z dostępnymi założeniami nowoczesnych metod projektowania.

6.2. Sprawdzenie możliwości adaptacji łopatek dłuższych

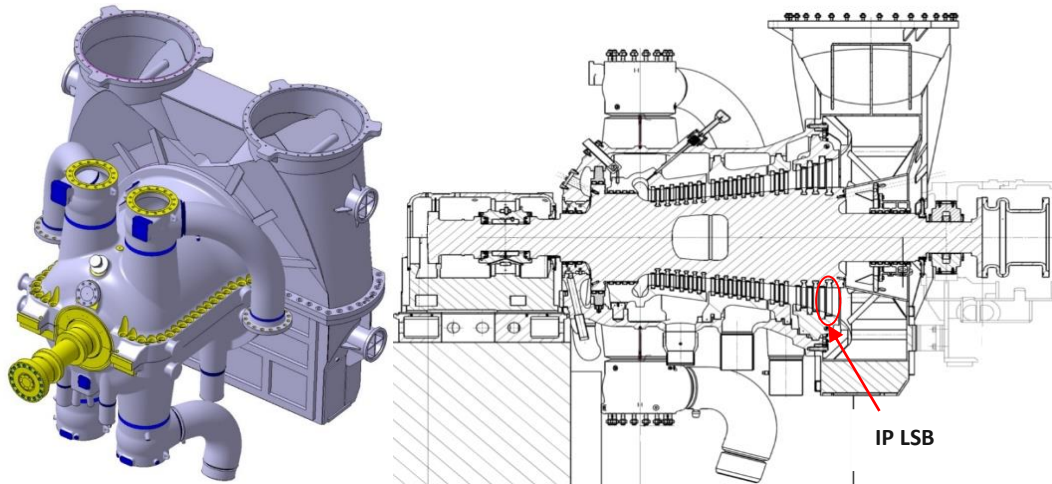
Jak już wspomniano w rozdziałach (1, 3, 4) nowoprojektowana łopatka ma znaleźć swoje zastosowanie w turbinach o mocy 200 MW, w części SP turbiny 13K215. Rys. 6.3 przedstawia przekrój wspomnianego modułu turbiny przed modernizacjami. Zakres modernizacji został opisany w rozdziale 2. W przypadku adaptacji nowej łopatki – interesującym fragmentem układu przepływowego był obszar wylotu, na którego składają się odlewany stalowy kadłub zewnętrzny i spawany kadłub wylotowy. Turbina 13K215 w stanie OEM była wyposażona w łopatkę wolnonośną o długości ok. 500 mm, w której zastosowane były dwa druty tłumiące, przez co jej sprawność była niska i wynosiła $\sim 88,5\%$. Średnica podstawy łopatki wynosiła 1054 mm a powierzchnia wylotu $2,44 \text{ m}^2$.



Rys. 6.3. Przekrój osiowy pokazujący układ łopatkowy turbiny 13K215 przed modernizacją.

Przy adaptacji nowoprojektowanej łopatki istnieją pewne ograniczenia związane z istniejącymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi. Przede wszystkim ze spawanym wylotem kadłuba SP (lokalizacja łopatki została pokazana na Rys. 6.4). Wykonano studium wykonalności w celu określenia maksymalnej realnej długości LSB. W analizie bazowano na kadłubach po modernizacji. Przy tej analizie konieczne było wzięcie pod uwagę przestrzeni w kierunku osiowym, nieznacznie różnej dla każdego rozwiązania stopki łopatki. Jest to spowodowane innymi technikami montażowymi. Pozostałe ograniczenia, które należało respektować to (Rys. 6.5):

- 1) Pozycja osiowego zaczepu ostatniej obejmy;
- 2) Minimalna wymagana grubość poszycia obejmy nad zaczepem łopatki G-0;
- 3) Ogólna minimalna wymagana grubość poszycia obejmy;
- 4) Maksymalne wydłużenie względne układu łopatkowego;
- 5) Kształt dyfuzora wylotowego części SP;
- 6) Kształt osłony wirnika;



Rys. 6.4. Po lewej - widok na część SP; po prawej - przekrój osiowy modułu średniego ciśnienia turbiny 13K215 po modernizacji. Sekcja zawiera aktualną najdłuższą w katalogu GE konstrukcję łopatki ostatniego stopnia - 400 mm.

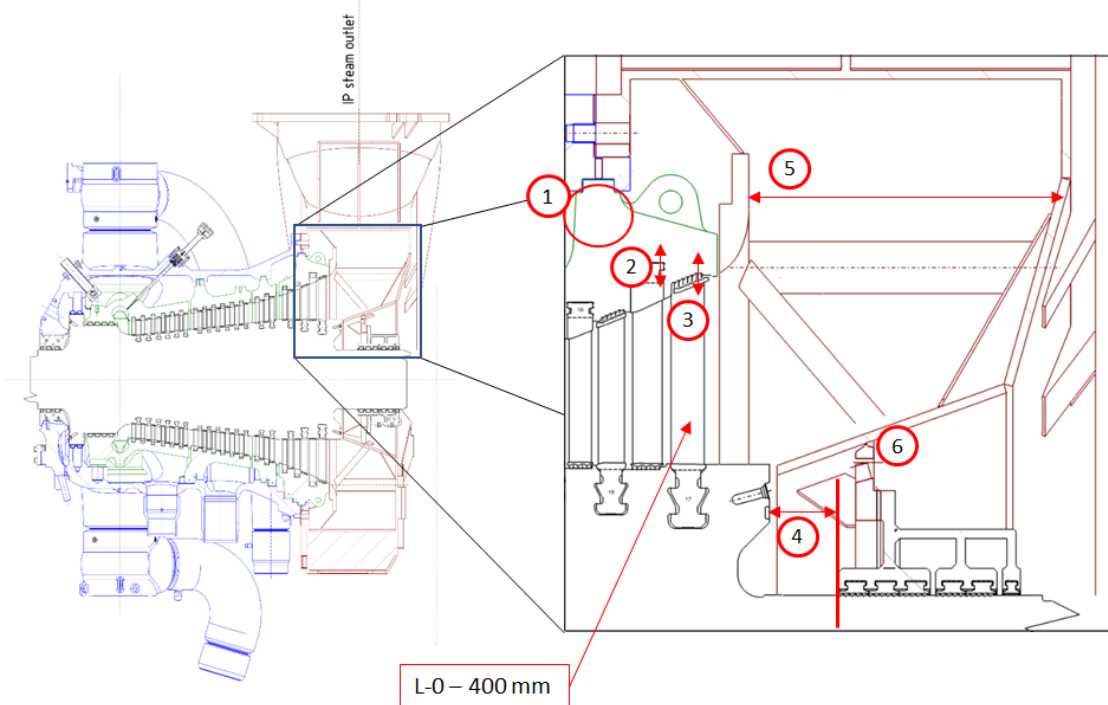
Z uwagi na fakt, że przy modernizacjach zazwyczaj (prawie zawsze) nie ingeruje się w istniejące interfejsy pomiędzy elementami oraz często przy modyfikacji części średnioprężnej turbiny 13K215 spawany kadłub wylotowy zostaje poddany tylko renowacji (nie dostarcza się nowego kadłuba a poprawia się jedynie geometrie wewnętrzną dyfuzora) to zaczep ostatniej obejmy pozostaje w niezmienionej lokalizacji. Dotyczy to zarówno położenia osiowego jak i promieniowego. Pierwszy z wymienionych parametrów nie ma większego znaczenia, natomiast drugi wprowadza ograniczenie w zwiększaniu średnicy wylotowej układu łopatkowego. Średnica ograniczająca to 2336 mm (D_{ogr}).

Ma to wpływ na kolejne ograniczenia dotyczące minimalnej wymaganej grubości poszycia nad łopatką G-0 i łopatką L-0. Pożądaną wartością jest ok 40 mm (T_{min}). Limitem średnicy (D_{zew}) poszycia, uwzględniając stosowany luz promieniowy między kadłubami na poziomie 4 mm (L), jest:

$$D_{zew} = D_{ogr} - 2 \times L = 2328 [mm]$$

natomiast limitem maksymalnej wewnętrznej średnicy wrębu (D_{wew}) zewnętrznej zaczepu łopatk kierowniczej jest:

$$D_{wew} = D_{ogr} - 2 \times (T_{min} + L) = 2248[mm]$$

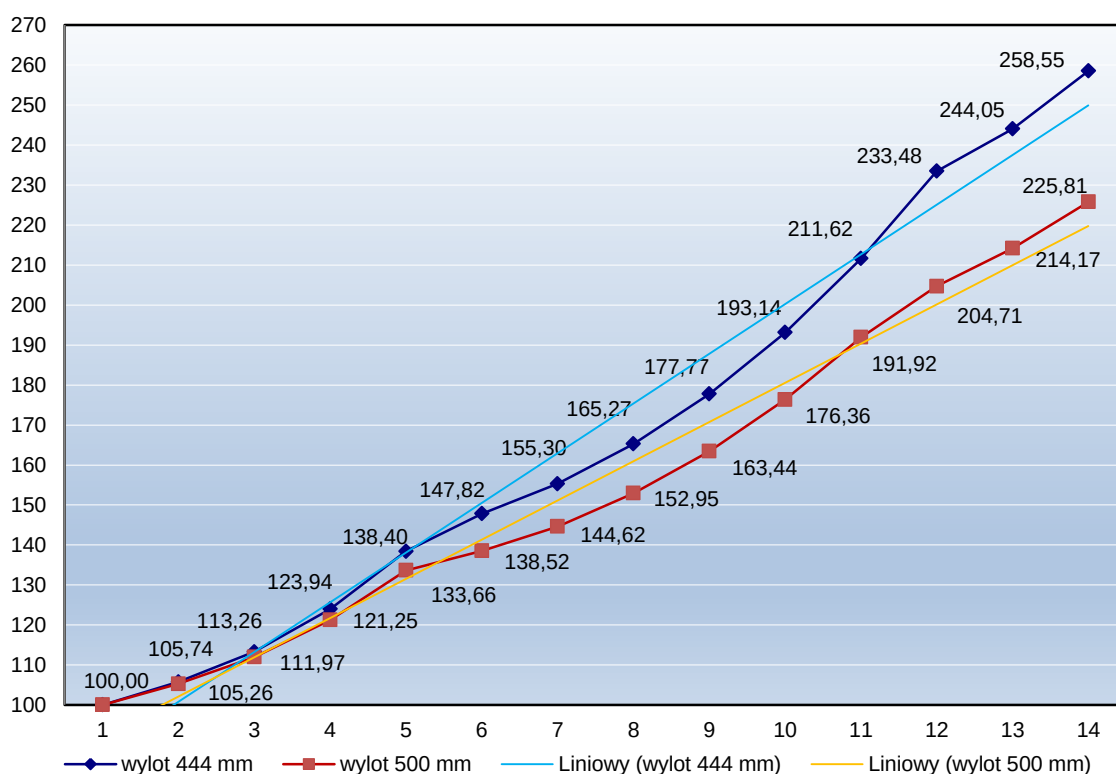


Rys. 6.5. Lokalizacje występowania ograniczeń geometrycznych.

Patrząc na przekrój osiowy w pozycji pionowej można zobaczyć tylko poszycie, ale należy także pamiętać, że w podziale (przekroju poziomym) niezbędne jest rozlokowanie śrub skręcających ze sobą górną i dolną połówkę. Nie ma możliwości pominięcia tego elementu, gdyż powodowałoby to przecieki podziałowe a co za tym idzie wzrost strat i spadek sprawności modułu. Standardowo stosowaną wielkością śrub w tej lokalizacji jest M36, która wymaga około 100 mm materiału pomiędzy układem łopatkowym a poszyciem zewnętrznym obejmy. W takich okolicznościach nie ma możliwości umiejscowienia elementów skręcających nad łopatką G-0, gdyż jest ona ulokowana pod zaczepem obejmy, a tam przestrzeń jest ograniczona. Z tego powodu tą śrubę należałoby przesunąć w stronę wlotu do turbiny. Dla śruby ulokowanej nad łopatką wirnikową nie ma takiego zagrożenia, ponieważ pomiędzy kadłubami znajduje się przestrzeń, w której swoje miejsce mógłby znaleźć kołnierz podziałowy.

Wskazana na Rys. 6.5 pod pozycją 4 odległość nieznacznie różni się dla rozważanych wariantów stopki. Dla rozwiązania młotkowego niezbędne jest, ze względu na aspekty wytrzymałościowe, zachowanie materiału wirnika o długości co najmniej równej głębokości wrębu pod mocowanie łopatk. Dla pozostałych rozwiązań łopatk może być przesunięta osiowo aż na sam kraniec wirnika. Najlepszym wyjściem byłoby pozostawienie ostatniej

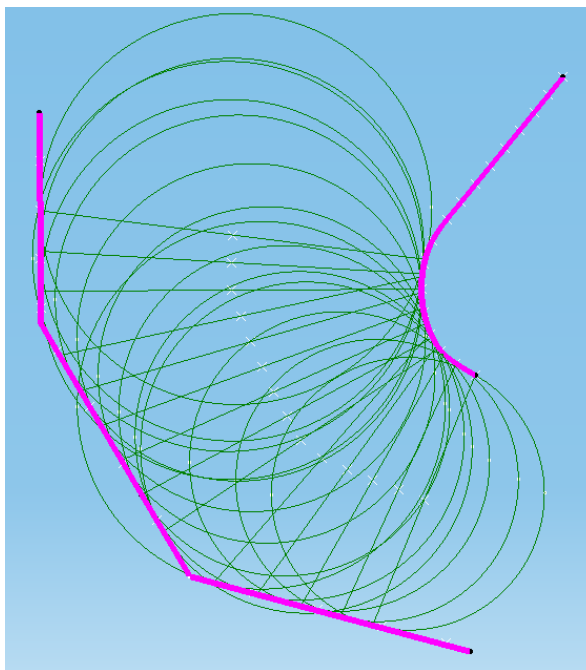
łopatki, niezależnie od wariantu stopki, w tym samym miejscu. Wynika to z konieczności zachowania odpowiedniego przyrostu powierzchni wylotowej kadłuba. Oczywiście na położenie osiowe łopatki ostatniego stopnia wpływa rozmieszczenie całego układu łopatkowego modułu SP. Nie jest to jednak przedmiotem tych badań, więc wpływ na położenie związany z tym zagadnieniem został pominięty. W konsekwencji opisanych powyżej argumentów przyjęto stałe położenie osiowe łopatki (takie jak dla łopatki 400 mm). Będzie to skutkowało koniecznością wydłużania osłony wirnika przy zastosowaniu stopki kołkowanej lub jodełkowej.



Rys. 6.6. Przyrost powierzchni wylotowej modułu SP turbiny 13K215

Kolejnym elementem ograniczającym jest kształt dyfuzora wylotowego z części SP ze względu na ograniczoną ilość miejsca w kierunku osiowym. Przy przeprojektowaniu dyfuzora należy zwrócić uwagę na konieczność zachowania stałego przyrostu powierzchni wylotowej w kierunku przepływu pary, w przeciwnym razie spowoduje to wzrost strat w samym wylocie. Zakładając powyższe, należało sprawdzić czy jest wystarczająca ilość miejsca do wprowadzenia wyższych łopatek ostatniego stopnia, aby nie wprowadzać zbędnych czynników obniżających sprawność [47]. W tym celu przygotowano analizę kanału wylotowego dla rozwiązań łopatki ostatniego stopnia 444 mm jako punkt odniesienia, oraz dla nowo projektowanej łopatki 500 mm. Oba pióra zostały umieszczone na tym samym promieniu 565 mm. Kanały podzielono poprzecznymi przekrojami w odstępach co 50 mm. Linie

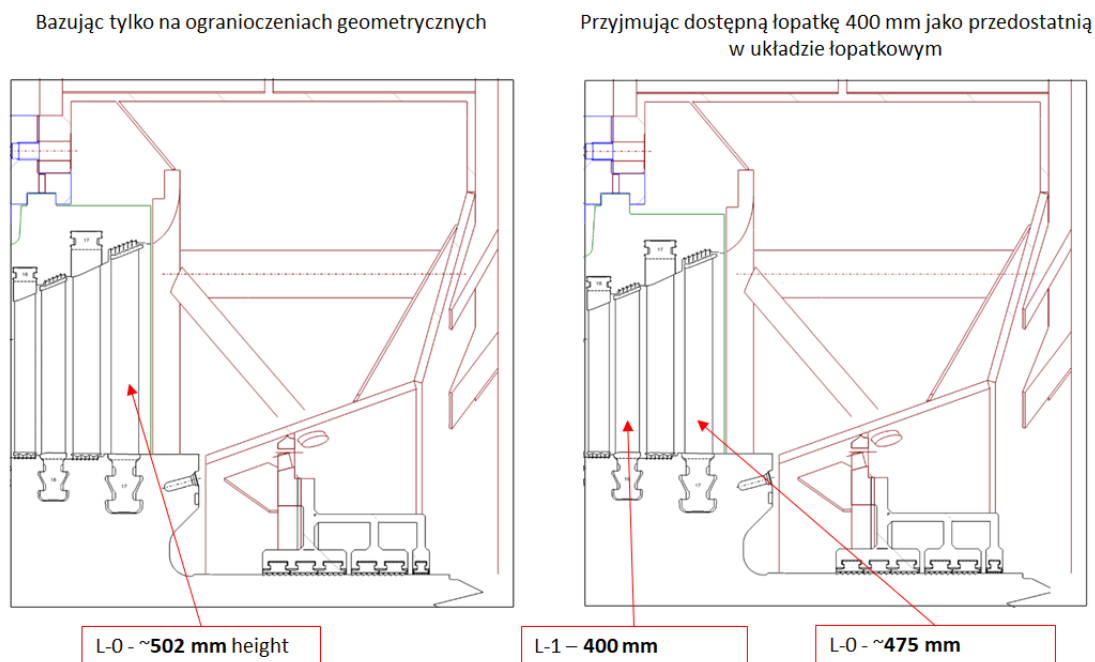
tworzące te przekroje były cięciwami okręgów stycznych do zewnętrznego i wewnętrznego obrysu dyfuzora wylotowego (Rys. 6.7). Na Rys. 6.6 przedstawiono wyniki powyższej analizy. Krzywe wzrostu powierzchni przekroju łagodnie zwiększają swoją powierzchnię w kierunku wylotu zarówno w jednym (łopatka 444 mm) jak i w drugim przypadku (łopatka 500 mm). Dla łopatki 500 mm przyrost jest mniejszy ze względu na to, że startowa powierzchnia jest większa - 2,56 m² do 2,17 m². Zauważyć jednak można brak załamania krzywej oraz łagodny nieustanny wzrost, co sprowadza do stwierdzenia poprawności tego rozwiązania.



Rys. 6.7. Metoda budowania prostych tworzących powierzchnie wylotową dyfuzora

Podsumowując proces sprawdzenia adaptacji łopatek dłuższych niż dotychczas stosowanych w tego typu kadłubach sporządzono dwa rysunki (Rys. 6.8). Widoczne są na nich dwie koncepcje. Po prawej hipotetyczna koncepcja maksymalnej długości łopatki przy zastosowaniu dotychczas dostępnego rozwiązania łopatki 400 mm jako element przedostatniego stopnia. W tym przypadku maksymalna wysokość łopatki wirnikowej ostatniego stopnia to 475 mm. Wynika stąd, że nie ma powodów wprowadzania korekcy kanału wylotowego. Krzywa przyrostu znalazłaby się gdzieś pomiędzy dwiema pokazanymi na Rys. 6.6. Po lewej koncepcja uwzględniająca wszystkie powyżej opisane ograniczenia i wymagania. Końcowym efektem analiz jest łopatka wirnikowa ostatniego stopnia o długości około 502 mm. Przy tym rozwiązaniu konieczne byłoby opracowanie stopnia L-1. W obu przypadkach łopatki mają stopki młotkowe, ponieważ są to tylko rysunki poglądowe (Rys. 6.8) a ich istotą było udowodnienie potencjału geometrycznego modułu SP. Realna wydaje się konieczność wprowadzenia poprawek kształtu osłony wirnika – jest ona

uzależniona od osiowego położenia ostatniego stopnia względem ściany końcowej dyfuzora wylotowego. Na potrzeby późniejszych analiz i do przygotowania modeli 3D zredukowano wynikową maksymalną wysokość do 500 mm.



Rys. 6.8. Dopuszczalne długości łopatek dla dwóch wariantów (widoki poglądowe przy zastosowaniu stopki młotkowej)

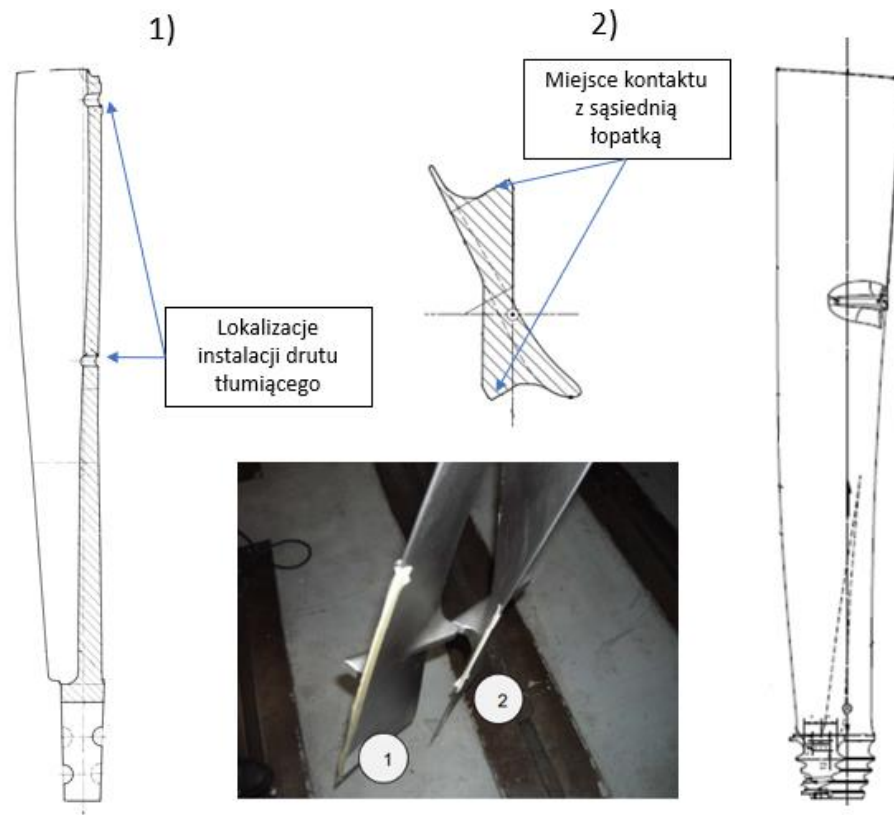
6.3. Propozycje rozwiązań problemu tłumienia drgań.

Łopatki wirnikowe są bardzo istotnym elementem turbiny parowej. W przypadku projektowania tak długich i obciążonych łopatek, nieodzowną jest analiza częstotliwości drgań własnych, celem odstrojenia od możliwości wystąpienia rezonansu. Źródłem wzbudzenia może być niejednorodne pole przepływu generowane przez kształt wlotu, upusty, rozkład niestacjonarnych ciśnień wygenerowany przez sąsiednie rzędy łopatek, wylot. Przegląd problemów powiązanych z występowaniem drgań łopatek w turbinach oraz innych maszynach szybkoobrotowych został przedstawiony w artykułach Ewins'a [9], Janecki i Krawczuk [10], Rządkowski [11].

Na przełomie lat wprowadzono wiele rozwiązań, które umożliwiały bezpieczną pracę turbozespołu. Były wśród nich między innymi:

- 1) Pierścienie tłumiące.
- 2) Tłumik – tzw. „snubber”
- 3) Odpowiednio zaprojektowany bandaż
- 4) Podkładki tłumiące pod elementami stopki łopatkowej.

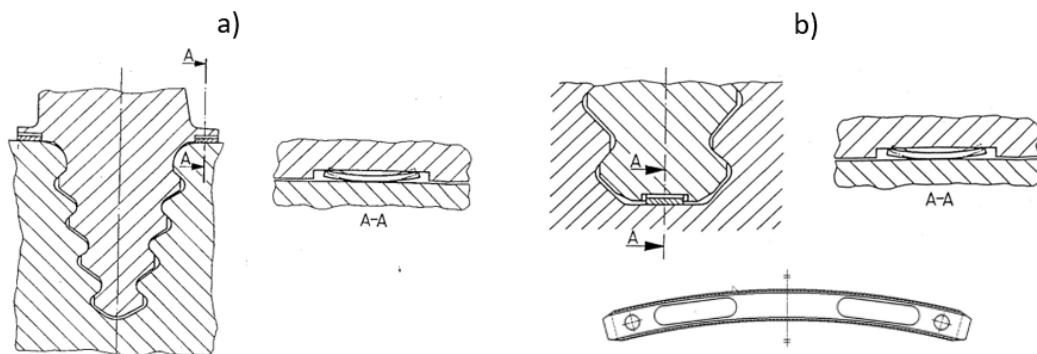
Trzy z powyższych przykładów zostały pokazane na Rys. 6.9 i Rys. 6.10. Rodzaje bandaży pokazuje Rys. 8.6.



Rys. 6.9. Rozwiązania tłumiące drgania a) łopatka wyposażona w otwory pod pierścienie z drutu tłumiącego b) łopatka wyposażona w tzw. „Snubber”

Dwa wymienione jako pierwsze rozwiązania są do siebie zbliżone lokalizacją na piórze łopatki powyżej połowy wysokości łopatki z tą różnicą, że pierścienie tłumiące mogą występować na dwóch różnych wysokościach jednocześnie, a jeżeli chodzi o „snubber” to zawsze jest tylko jeden. Kolejną różnicą jest konstrukcja. W przypadku pierścieni tłumiących, w piórze łopatki są wykonane otwory, przez które przeprowadzany jest drut. Po zakończeniu montażu całego wieńca wirnikowego drut, bądź też druty, spina się w taki sposób, aby były wstępnie napięte. Podczas pracy turbiny, element ten ogranicza łopatkę od nadmiernego skręcania się oraz łagodzi przejścia przez prędkości krytyczne podczas rozruchów. Wynika to z faktu, że gdy jedna łopatka chce zmienić kształt w lokalizacji zainstalowanego drutu, sąsiadujące jej łopatki przeciwdziałają temu. Podobna sytuacja występuje w przypadku z łopatek wyposażonych w tłumiki („snubber”). Jednak w tym przypadku tłumik ten jest integralną częścią pióra. Problematicznym momentem montażu jest zainstalowanie ostatniej łopatki, kiedy należy odgiąć sąsiadujące łopatki z elementem

tłumiącym, aby umożliwić zamknięcie obwodu tłumika. Na Rys. 6.9b pokazano miejsca styku sąsiadujących ze sobą łopatek oraz sposób interakcji między łopatkami oznaczonymi jako a i b.



Rys. 6.10. Rozwiązania tłumiące drgania za pomocą podkładki ze sprężyną płaską instalowaną
a) pod podstawą pióra b) na spodzie wrębu wirnikowego

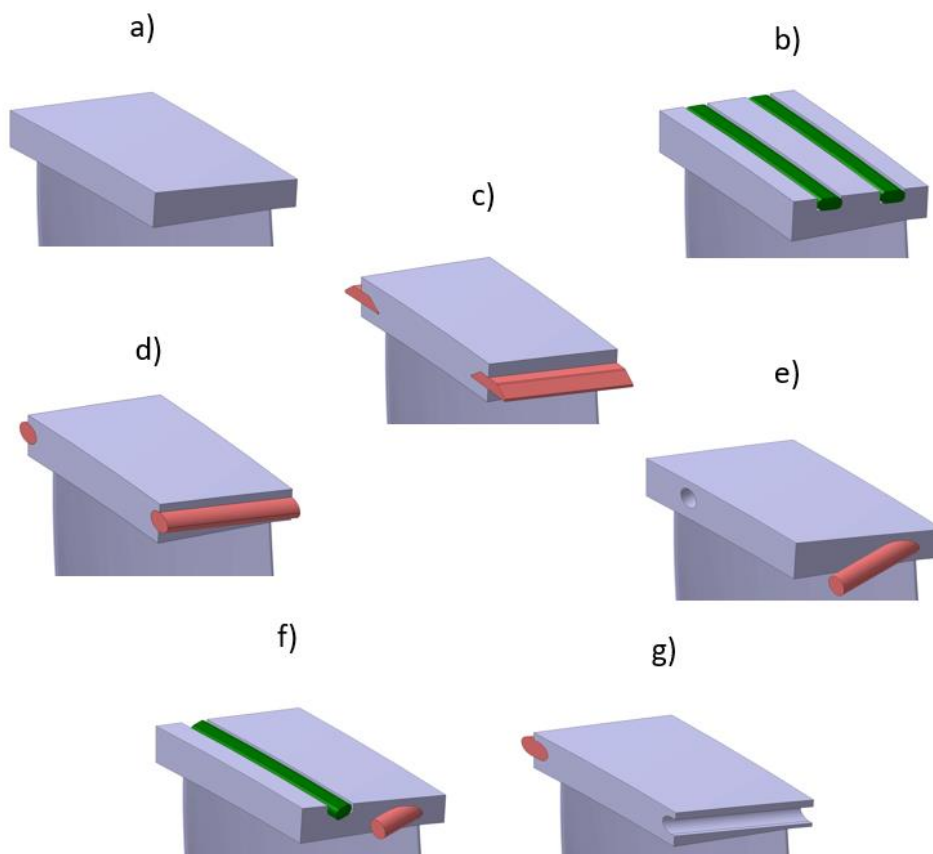
Kolejnym stosowanym rozwiązaniem jest odpowiednio zaprojektowany bandaż, który znajduje swoje zastosowanie wyłącznie do ograniczonych wysokości pióra. W przypadku wyjścia poza ten zakres niezbędne jest stosowanie dodatkowych elementów konstrukcyjnych wspierających odpowiednie zachowanie wieńca wirnikowego podczas pracy, na przykład takich jak te opisane na Rys. 6.9.

Ostatnim wymienionym rozwiązaniem jest stosowanie elementów tłumiących w stopkach łopatek. Rys. 6.10 przedstawia dwie lokalizacje, w których instaluje się specjalne wkładki wyposażone w sprężyny płaskie. Mają one za zadanie przytrzymywać łopatkę w pozycji dosuniętej do powierzchni współpracujących we wrębie wirnika. Rozwiązanie na Rys. 6.10 jest przedstawione na przykładzie stopki jodełkowej, ale znajduje ono także swoje zastosowanie w stopkach młotkowych.

Istnieje jeszcze jeden sposób stosowany do tego typu zadań. W jednej z lokalizacji, pokazanej na Rys. 6.10a umieszcza się druty tłumiące wypełniające przestrzeń między podstawą pióra łopatek a zewnętrzną średnicą wirnika. Osłona stopki ma w tym przypadku trochę inny kształt, nie płaski a zbliżony do trójkąta. To rozwiązanie było używane w przeszłości i aktualnie się go nie stosuje.

Wracając do tematu nowoprojektowanej łopatek o przewidywanej długości 500 mm, większość z wyżej opisywanych rozwiązań nie ma zastosowania. Jedynie podkładki wyposażone w sprężynę płaską, we wrębie łopatek mogą być wykorzystane, ale wyłącznie w przypadku użycia stopki jodełkowej lub młotkowej. Zwracając uwagę na fakt, że podobnej długości łopatek wirnikowe były wyposażone w dodatkowe elementy ograniczające odkształcenia łopatek podczas pracy, przykładem może być łopatek oryginalnie stosowana w turbinach 13K215

wyposażona w dwa druty tłumiące, należało zastosować rozwiązanie niestandardowe, nieistniejące w dostępnej bazie firmy GE Power. Jediną lokalizacją, na której trzeba było się skupić był bandaż łopatkowy i należy w tym miejscu zaznaczyć, że zwykle stosowane rozwiązania, np. zamkowe, nie mogły być użyte ze względu na zbyt dużą wysokość pióra. Wybór bandaża, jako miejsca instalacji dodatkowych elementów poprawiających zachowanie mechaniczne, kierowany był chęcią uniknięcia stosowania rozwiązań zakłócających przepływ przez palisadę wirnikową, co znacząco wpływa na zmniejszenie sprawności stopnia.



Rys. 6.11. Proponowane rozwiązania bandaża dla łopatkki 500 mm: a) bandaż prosty; b) wyposażony w dwa druty tłumiące; c) wyposażony w kołki trapezoidalne w kierunku skośnym; d) wyposażony w kołki okrągłe prowadzone w kierunku skośnym; e) wyposażony kołek okrągły prowadzony równoległe do osi turbiny; f) kombi – kołek nieprzelotowy i drut tłumiący; g) bandaż z poszerzonym łącznikiem liczony w dwóch wariantach (kołek integralny i kołek wsuwany podczas montażu).

Na Rys. 6.11 przedstawiono kilka głównych wariacji w konstrukcji bandaża:

- a) bandaż prosty
- b) wyposażony w dwa druty tłumiące
- c) wyposażony w kołki trapezoidalne w kierunku skośnym

- d) wyposażony w kołki okrągłe prowadzone w kierunku skośnym
- e) wyposażony kołek okrągły prowadzony równoległe do osi turbiny
- f) kombi – kołek nieprzelotowy i drut tłumiący

Pierwszy z nich, bandaż prosty – bez żadnego dodatkowego wyposażenia (Rys. 6.11a), został sprawdzany tylko w celach porównawczych. Bazując na doświadczeniach, jakie firma GE miała z łopatką 444 mm, jasnym było, że zastosowanie takiego bandaża nie przyniesie założonego efektu. Analiza wytrzymałościowa pokaże wszystkie jego mankamenty.

Kolejna idea związana była z przeniesieniem drutów tłumiących z przestrzeni przepływu pary na bandaż. Zainstalowano je w specjalnie przygotowanych wcześniej rowkach (Rys. 6.11b). Konstrukcja taka nie jest pozbawiona wad. Jedną z nich jest utrudnione dobranie materiału, ponieważ zastosowanie materiału o wyższym współczynniku rozszerzalności i dodatkowo działająca na druty siła odśrodkowa spowodowałaby poluzowanie się tych elementów, a co za tym idzie – zupełnie nie spełniałyby one swojej roli. Zaletą takiego rozwiązania jest to, że łopatki w pełni obrabiane mogłyby być poza miejscem ich zainstalowania tj. wrębem wirnikowym. Byłoby to możliwe, gdyż w tego typu konstrukcjach można dopuścić pewne rozbieżności w dokładności wykonania pomiędzy sąsiadującymi bandażami łopatek – rowek prowadzony po obwodzie nie musi być idealny.

Następnym rozwiązaniem było zastosowanie kołków o przekroju trapezu prowadzonym wzdłuż ukośnej granicy między sąsiednimi częściami bandażu (Rys. 6.11c). Cechą łączącą to rozwiązanie z poprzednio opisywanym jest to, że zamiarem była osobna obróbka łopatek. Już na etapie tego procesu zostałyby wykonane nacięcia w bandażu pod instalację trapezoidalnego kołka. W tym przypadku najważniejszą rolę odgrywałyby skośne ściany boczne trapezu, które delikatnie powinny rozpychać sąsiednie części bandażu usztywniając przy tym cały wieniec wirnikowy. Podczas analizowania wyników należy się jednak spodziewać większych naprężeń w obszarze kołka, gdyż ze względu na powtarzalność obróbki i wykonania zarówno otworu pod kołek jak i samego kołka, nie pozwoli na idealne przyleganie do siebie powierzchni.

Upraszczając konstrukcję a przy tym jednocześnie utrudniając i to znacząco proces instalacji, analizie poddano podobne rozwiązanie. W tym przypadku zamiast kołka o przekroju trapezu zastosowano zwykły kołek okrągły (Rys. 6.11d). Dokonano jeszcze jednej, istotnej z punktu widzenia pracochłonności i kosztów, zmiany – otwory pod kołek należy wykonać po zainstalowaniu całego wieńca wirnikowego. Oczywiście niezbędne byłoby zastosowanie konkretnej techniki instalacyjnej. Pomiędzy łopatki należałoby umieszczać specjalne wkładki, blokujące położenie bandaża w trakcie wiercenia otworów aż do momentu założenia wszystkich kołków. Kolejnym krokiem byłaby blokada przed wysunięciem się tego

elementu w kierunku osiowym podczas pracy. Mocowanie należałoby wykonać za pomocą spoiny, z tym, że położyć należałoby ją tylko na krawędzi styku z jednym bandażem, czyli na połowie obwodu kołka. Zaletą tego rozwiązania jest dość sztywny wieniec wirnikowy. Dużą wadą technologiczną – wykonanie otworów pod kątem, szlifowanie kołków po montażu i blokowanie przed wypadnięciem.

Jako łącznik pomiędzy sąsiadującymi bandażami w ostatnich dwóch przypadkach poddano analizie rozwiązanie, w którym wykorzystano kołek okrągły, z tą różnicą, że tym razem otwór, w którym miałby być zainstalowany jest prowadzony równoległe do osi turbiny (Rys. 6.11e). Wykorzystano technologię wykonania otworów pod element wiążący oraz wykonanie spoiny po finalnym zainstalowaniu wieńca wirnikowego. Kołek byłby zabezpieczony przed wypadnięciem spoiną na połowie obwodu od strony wylotu z turbiny (do jednego bandaża). W tym przypadku przednia powierzchnia kołka ma kontakt tylko z bandażem jednej łopatki. Wykonanie takiej obróbki byłoby znacznie prostsze, gdyż otwory są prostopadłe do pionowej ściany bandaża a to umożliwia zastosowanie ogólnodostępnych mobilnych narzędzi obróbkowych.

Kolejnym rozważanym przypadkiem była konstrukcja, w której zastosowano ponownie kołek okrągły (Rys. 6.11f). Tym razem jednak zaproponowany otwór pod element łączący nie jest przelotowy. Jego głębokość powinna być na tyle duża, aby kołek częściowo współpracował z omawianą a częściowo z sąsiadującą łopatką. Dodatkowym elementem wyposażenia bandaża byłby drut tłumiący instalowany od strony napływu pary. Wprowadza on ponownie utrudnienia montażu.

Ostatnim wariantem pokazanym na Rys. 6.11g jest rozwiązanie otrzymane po przeanalizowaniu wszystkich poprzednich i znalezieniu cech odkształcania się łopatki. Zastosowany kołek, tym razem jest w kształcie owalnym o spłaszczonych ściankach górnej i dolnej, w celu przedłużenia powierzchni z nimi współpracujących. Występuje ono w dwóch wariantach: kołek jako integralny element jednej ze stron bandaża oraz oddzielny element finalnie zamocowany za pomocą spoiny do jednej z krawędzi bandaża (tak jak w przypadku kołka okrągłego opisanego powyżej). Montaż odbywałby się do gotowych, wcześniej przygotowanych otworów, więc należy uwzględnić niedokładne przylegania związane z tolerancją wykonawczą w pierwszym przypadku w jednej połówce kołka w drugim przypadku w obydwu połówkach kołka.

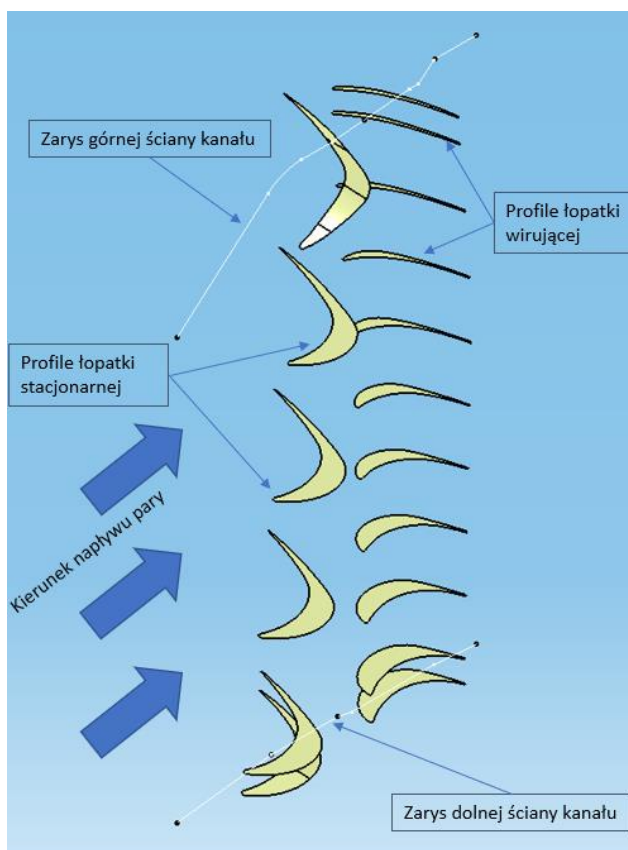
Opisywane powyżej propozycje umożliwiające ograniczenie niechcianych odkształceń łopatki, jest to tylko wyselekcjonowana mała część z wielu rozwiązań sprawdzanych podczas prowadzenia niniejszych badań. Na późniejszym etapie tej pracy zostaną opisane analizy dla poszczególnych opisanych w tym rozdziale konstrukcji.

7. Stacjonarne analiza przepływowa

W rozdziale tym zostały opisane kolejne kroki analizy przepływowej, począwszy od opracowania modelu, przyjętych założeń, opisu etapów zmiany konstrukcji a kończąc na przedstawieniu wyników analizy. Głównym celem rozdziału było dopasowanie nowoprojektowanej łopatki do najczęściej spotykanych parametrów pary w tego typu maszynach i w tej lokalizacji układu przepływowego oraz zmodernizowanie profilu z zamierzeniem poprawy sprawności i generowanej mocy. Całość analiz wykonano w komercyjnym oprogramowaniu ANSYS CFX [49] .

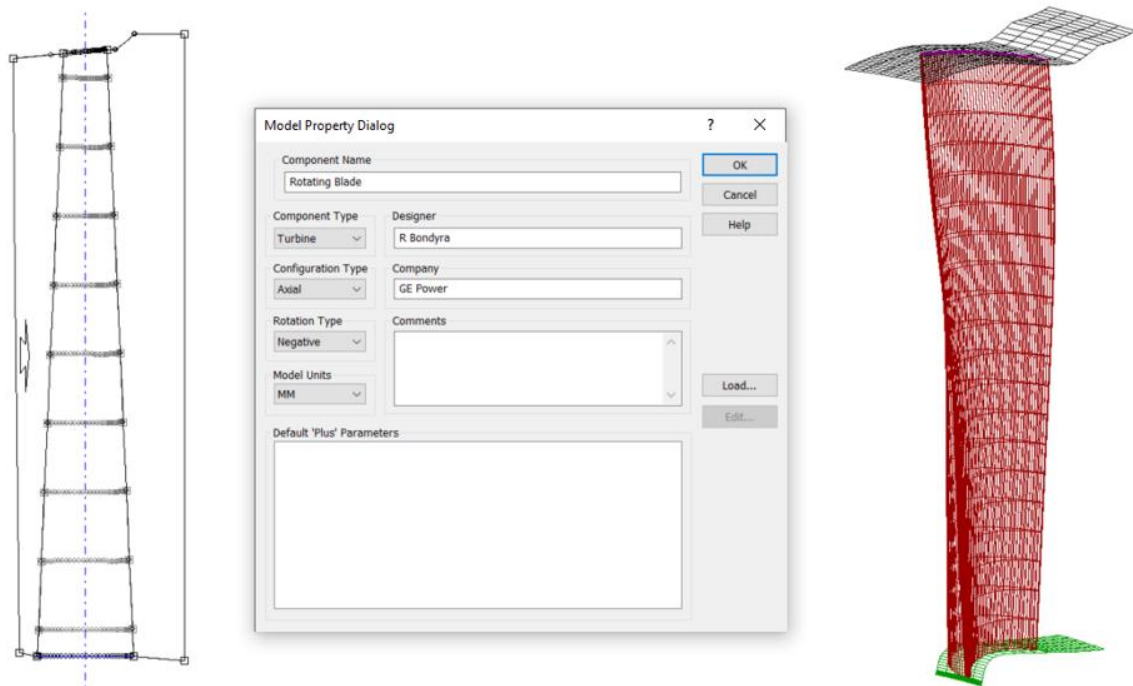
7.1. Model obliczeniowy

Do analizy przepływowej opracowany został nie tylko model łopatki wirnikowej, ale także model łopatek kierowniczych. Spowodowane było to faktem chęci jak najdokładniejszego odwzorowania w modelu analitycznym niejednorodnych warunków przepływu pary wzdłuż wysokości kanału. Opracowanie modeli komponentów stopnia odbywało się za pomocą oprogramowania Catia V5 oraz BladeGen. W pierwszym kroku wykonano szkice przekrojów na różnych wysokościach łopatki i stworzono płaszczyzny pokazane na Rys. 7.1. Profil łopatki kierowniczej podzielono na sześć tworzących go przekroi, rozmieszczonych w równych odstępach co 115 mm, natomiast dla łopatki wirnikowej wykonano

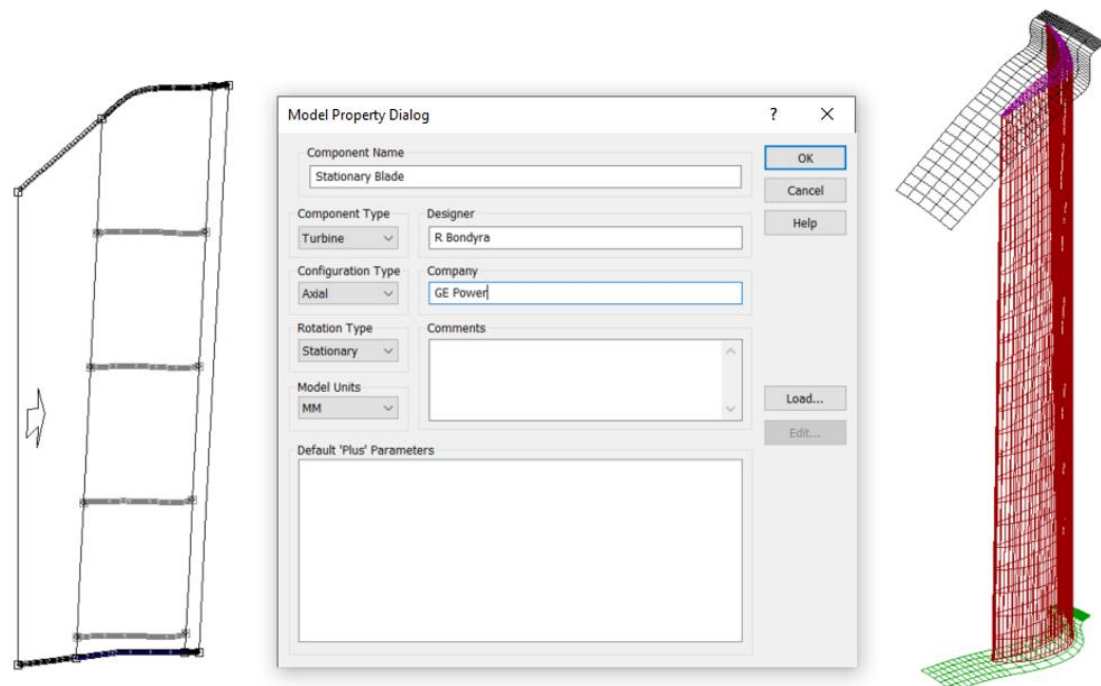


Rys. 7.1. Model szkieletowy wykonany w Catia V5.

jedenastcie takich przekrojów co 57 mm. Dodatkowo zmniejszono odstępów zarówno między pierwszą (położoną przy dolnej ścianie kanału) jak i ostatnią płaszczyzną. Niezbędne było także wykonanie zarysów dolnej i górnej ściany kanału przepływowego. Zwymiarowane szkice dla całego profilu zostały zamieszczone w załącznikach Załącznik I i Załącznik II.



Rys. 7.2. Definicja projektu, ustawienia podstawowe oraz wizualizacja zaimportowanego modelu w programie BladeGen - łopaska wirnikowa



Rys. 7.3. Definicja projektu, ustawienia podstawowe oraz wizualizacja zaimportowanego modelu w programie BladeGen - łopaska kierownicza

Następnie tak zbudowany model szkieletowy zaimportowano do oprogramowania ANSYS o nazwie BladeGen. Wykonano to za pomocą wewnętrznej funkcji o nazwie Data Import Wizard, do której należy wczytywać pliki opartym na specyfikacji z ang. Initial Graphics

Exchange Specification (IGES). Taki zabieg pozwala na stworzenie profili łopatki o gładkim jednolitym poszyciu. Dodatkowym atutem takiego rozwiązania jest możliwość tworzenia siatki w oprogramowaniu TurboGrid. W celu stworzenia poprawnego modelu obliczeniowego należy określić kilka jego parametrów takich jak: rodzaj maszyny przepływowej, kierunek przepływu czynnika, kierunek obrotów oraz liczbę łopatek tworzących pełny wieniec. Opierając się na własnościach turbin parowych mocy 200 MW przyjęto zatem wartości pokazane na Rys. 7.2 i Rys. 7.3 - wartości na przykładzie łopatki wirnikowej. W przypadku określenia liczby łopatek w wieńcu wartość ta została przyjęta jako główny parametr do dopasowania ilości przepływającej pary o konkretnych parametrach (takich jak w przypadku łopatki 444 mm), więc przy pomocy kolejnych iteracji dobrano odpowiednią wartość. Zdecydowano nie modyfikować liczby łopatek kierowniczych i dla wszystkich prowadzonych analiz założono 60 łopatek po obwodzie. Należy w tym miejscu zaznaczyć, że w celu ograniczenia zapotrzebowania na moc obliczeniową do analizy został użyty model złożony z jednej łopatki kierowniczej i jednej wirnikowej. W tym celu w ustawieniach obliczeń należało zdefiniować współczynnik pokrycia wieńca, który wahał się w zależności od liczby łopatek wirnikowych od 1,5 (sekcja 6° dla kierownicy i 4° dla łopatki ruchomej) do 1,43 (sekcja 6° dla kierownicy i 4,186° dla łopatki ruchomej).

Aplikacja TurboGrid służy do dyskretyzacji modelu, zapewniając przy tym ważne dla obliczeń przepływowych ułożenie elementów skończonych wzdłuż zakładanych linii kierunku przepływu pary. Przykład takiej siatki został pokazany na Rys. 7.3 i Rys. 7.4, na których widoczne są przekroje dyskretyzowanego modelu u podstawy i w najwyższym punkcie pióra. Do stworzenia takiej siatki użyto następujących ustawień topologii siatki:

- 1) dla przestrzeni pomiędzy krawędziami napływu na profil – RoundedSymetricStar
- 2) w przestrzeni między łopatkami – PassageBlock1by4
- 3) dla przestrzeni pomiędzy krawędziami spływu z profilu – RoundedSymetricStar,

Poszczególne strefy zostały pokazane na Rys. 7.3 i Rys. 7.4 i ponumerowane w kolejności od wlotu do wylotu.

Siatka modeli przepływowych musi być precyzyjnie przygotowana. Ważnym parametrem jest wartość y^+ , który powinien być bliski 1. W tym celu zastosowano zautomatyzowaną metodę zachowania wartości tej własności dla wszystkich elementów położonych wokół profili łopatki i przy bandażu. Kolejną istotną cechą siatki używanych do obliczeń przepływowych jest warstwa przyścienna [45, 46]. W tym przypadku program TurboGrid automatycznie ją buduje a użytkownik może wprowadzić jedynie współczynnik przyrostu grubości elementu. Dla omawianych modeli przyjęto współczynnik przyrostu równy 1,3. Ostatnim istotnym elementem siatki było wprowadzenie dwóch dodatkowych

domen: w strefie wlotu do łopatki kierowniczej i w strefie wylotu łopatki wirnikowej. Jest to nic innego jak przedłużenie strefy wlotowej i wylotowej o pewną długość w celu ustabilizowania się przepływu w kierunku osiowym. Jeżeli nie zastosowano by takiego środka, zwłaszcza wartości na wylocie mogłyby być przekłamane. Wynika to z efektu powstawania wirów w okolicach krawędzi spływu czynnika roboczego z łopatki. Jeżeli ściana oznaczona jako wylot byłaby zbyt blisko to eliminowałoby efekt zawracania cząsteczek cieczy w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu pary. Istnieje inne rozwiązanie, w którym ścianę wylotową ustawia się jako „otwarcie”. Takie rozwiązanie umożliwia przepływ pary w dwóch kierunkach jednak wymaga większych mocy obliczeniowych. Biorąc to pod uwagę zastosowano metodę wydłużania strefy wylotowej ze współczynnikiem przyrostu wielkości elementów siatki 1,2 (Rys. 7.4).

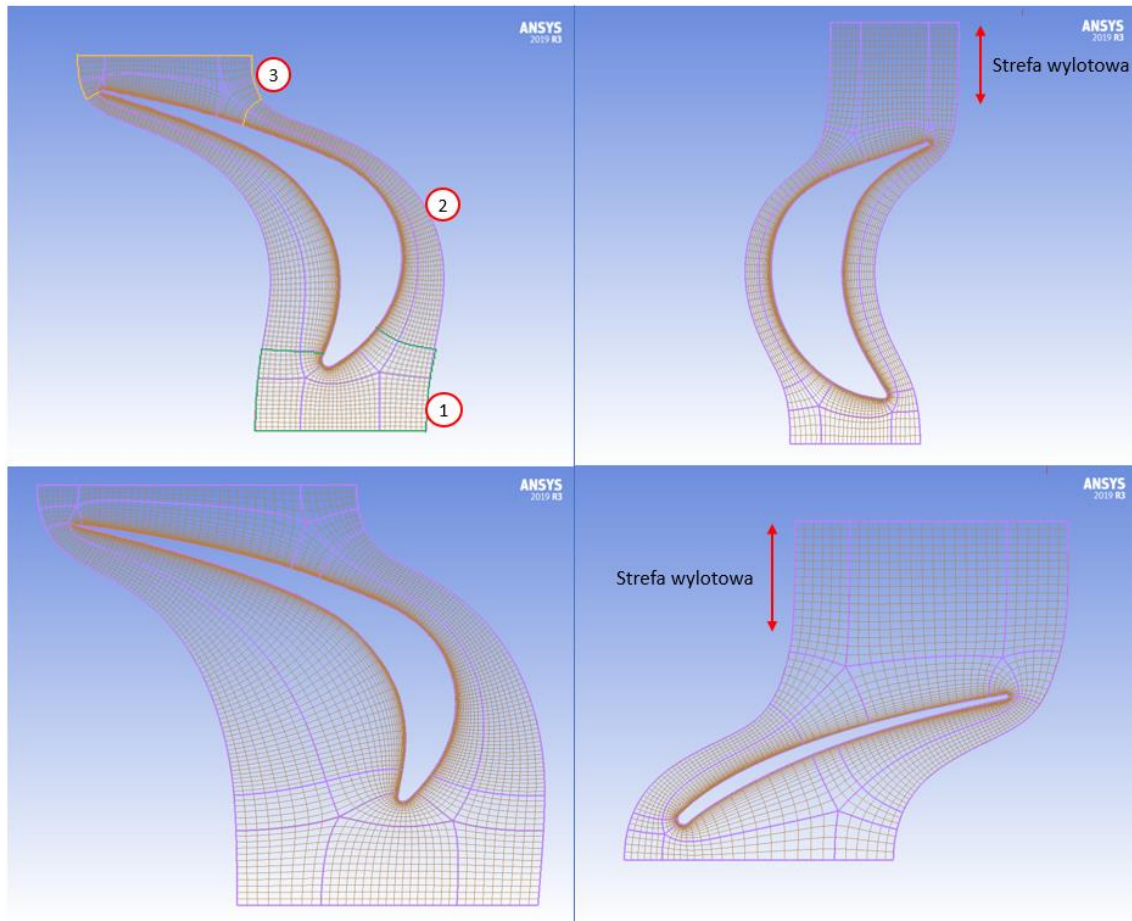
W celu dokładnego odwzorowania przepływu, model kanału parowego dla łopatki kierowniczej został podzielony na 643325 elementów (681862 węzły) a łopatki wirnikowej na 600000 elementów. Ostatnia wartość waha się dla różnej liczby łopatek na tarczy. Cały model obliczeniowy ma ok 1,3-1,4 miliona elementów.

Niejednorodne warunki przepływu pary dotyczą także napływu pary na łopatkę kierowniczą. Aby uniknąć modelowania dodatkowego stopnia poprzedzającego nowoprojektowany, co znacząco zwiększyłoby moc obliczeniową komputera, zastosowano skalowanie dopływu czynnika do stopnia. Wynika to z zarysu dolnej i górnej ściany kanału przepływowego. Do uzyskania optymalnego kąta napływu na wszystkich wysokościach powierzchni napływowej pary zastosowano cylindryczny układ współrzędnych i dla każdego z jego składowych wprowadzono następujące parametry:

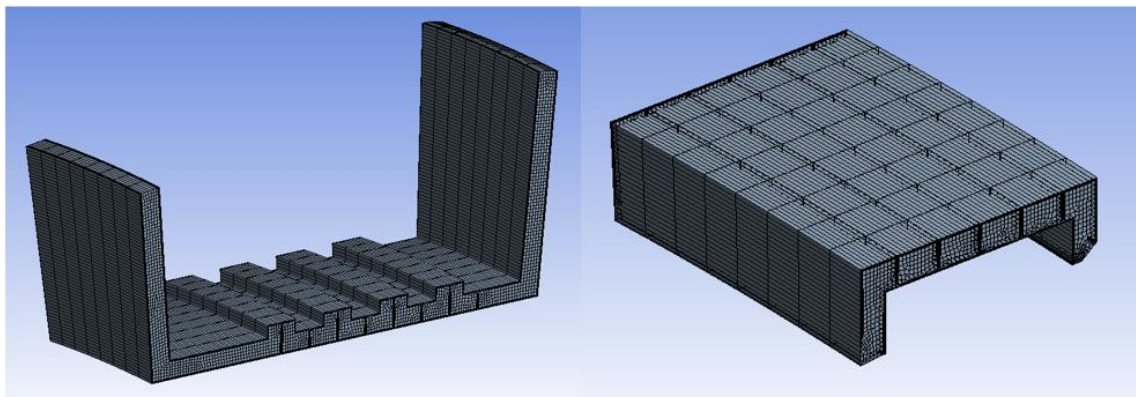
- składowa osiowa $= \sin(\alpha_{hub}[deg]) \sin(\alpha_{hub}[deg])$
- składowa promieniowa $= \cos(\alpha_{hub}[deg])$,
- składowa obwodowa $= (r_i[m] - r_{hub}[m]) \cdot \frac{\Delta\alpha[deg]}{h_{inlet}[m]}, (r_i[m] - r_{hub}[m]) \cdot \frac{\Delta\alpha[deg]}{h_{inlet}[m]}$

gdzie: α_{hub} – optymalny kąt napływu pary dla średnicy podstawy łopatki, r_i – promień napływu pary (wartość z przedziału od podstawy do wierzchołka łopatki), r_{hub} – promień podstawy, $\Delta\alpha$ – maksymalny zakres zmiany kąta, h_{inlet} – wysokość wlotu.

Takie podejście pozwoliło na bardziej wiarygodne modelowanie warunków napływu pary, gdzie przy zastosowaniu uproszczonego osiowego napływu wyniki obarczone byłyby błędem wynikającym ze sztucznie wprowadzonych strat związanych z odrywaniem się strugi.



Rys. 7.4. Dyskretyzowane przekroje modeli łopatk kierowniczej (po lewej) i wirnikowej (po prawej)



Rys. 7.5. Dyskretyzowane modele przecieków pod i nad bandażowych: dla łopatk kierowniczej (po lewej stronie) dla łopatk wirnikowej (po prawej)

Dodano także dwa modele reprezentujące przecieki pod bandażowe dla łopatk kierowniczej oraz nad bandażowe dla łopatk wirnikowej (Rys. 7.5). Dla kierownicy wykonano model uszczelnień blaszkowych o dwóch różnych długościach instalowanych w rowkach wirnika. W bandażu wykonano nacięcia, aby zmniejszyć przecieki. Dla łopatk wirnikowej zastosowano model wyposażony w pięć rzędów blaszek uszczelniających. W obydwu

przypadkach zamodelowano luzy na poziomie 1 mm. W tym jednak przypadku dyskretyzacja modelu wykonano w podstawowym programie ANSYS CFX do tego typu zadań, ponieważ pozwalała na to prosta budowa modelu. Dzięki temu można było użyć funkcji „sweep”. Wielkość podstawowego elementu ustawiono na 1 mm, nie zapominając o warstwie przyściennej. W wyniku tych zabiegów powstały siatki o niewielkich rozmiarach: 39000 elementów dla łopatk kierowniczej i 13000 dla łopatk wirnikowej.

7.2. Założenia do obliczeń numerycznych

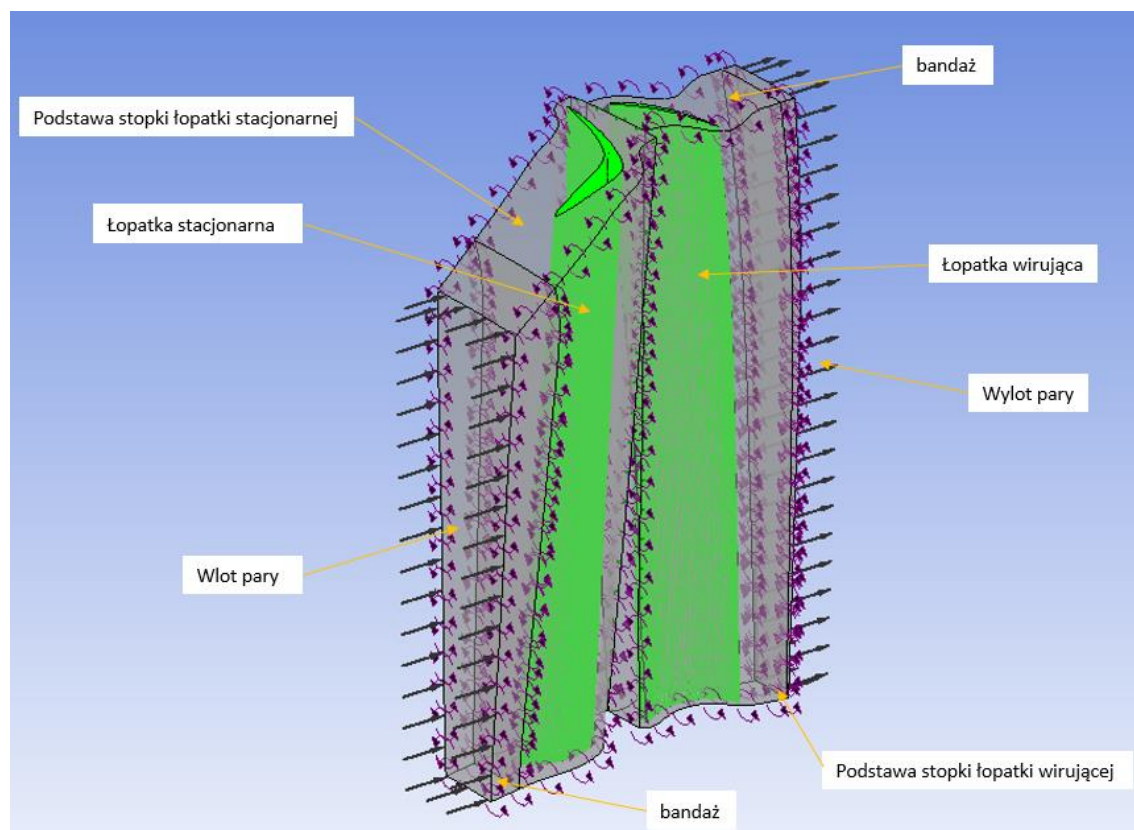
Głównym założeniem w tej analizie były warunki brzegowe panujące na wlocie i wylocie z łopatk wirnikowej pochodzącej z poprzednich modernizacji turbin 13K215. Zabieg ten miał dać możliwość porównania obecnie projektowanej łopatk ostatniego stopnia do dostępnych projektów układu przepływowego i poprzez sterowanie parametrem liczby łopatek jak najlepsze zbliżenie wartości przepływu masowego oraz ciśnień na wlocie i wylocie z łopatk wirnikowej do najczęściej stosowanych parametrów projektowych dla tej lokalizacji. Tab. 7.1 zawiera parametry zaczerpnięte z oprogramowania wewnętrznego GE Power, stosowanego do projektowania układów łopatkowych ALPRO HT160. Dane pochodzą z jednego z realizowanych projektów dla turbin klasy 200MW.

Tab. 7.1. ALPRO/HT160 Parametry termodynamiczne dla jednego z projektów modernizacyjnych realizowanych w firmie GE Power

ALRPO HT160	Stopień z łopatką wirnikową 400mm
Strumień masowy na wlocie [kg/s]	147,66
Strumień masowy między łopatkami [kg/s]	-
Strumień masowy na wylocie [kg/s]	143,05
Ciśnienie całkowite na wlocie [Pa]	221750
Ciśnienie statyczne między łopatkami [Pa]	185600
Ciśnienie statyczne na wylocie [Pa]	162800
Temperatura na wlocie [°C]	212,09
Sprawność łopatk wirnikowej [%]	
Moc generowana przez stopień [MW]	8,633

Założono, że obliczenia zostaną przeprowadzone stosując układ „strumień masowy na wlocie – ciśnienie statyczne na wylocie”. Oznacza to, że dla wlotu założono stałe zasilanie parą o wielkości 147,66 [kg/s], przy czym ciśnienie w tym rejonie stopnia jest wynikowe. Dodatkowo dla wlotu należy zadać wartość temperatury (212,09 [°C]). Drugim stałym parametrem jest założenie stałego średniego ciśnienia statycznego na wylocie

ze stopnia, co sprawia, że wartość pozostałych parametrów termodynamicznych jest wynikiem obliczeń. Kryterium oceny jakości projektowanej łopatki były parametry termodynamiczne pary w przestrzeni międzyłopatkowej, strumień masowy wychodzący ze stopnia oraz oczywiście sprawność profilu i moc generowana przez wieniec wirnikowy. Wszystkie parametry modelu znajdują się w Tab. 7.2.



Rys. 7.6. Wizualizacja modelu obliczeniowego dla nowoprojektowanego ostatniego stopnia turbiny 13K215.

Tab. 7.2. Parametry wejściowe w ANSYS CFX.

Parametr	Wartość
Prędkość obrotowa [obr/min]	3000
Ciśnienie referencyjne [Pa]	0
Ciśnienie statyczne średnie wylotu [Pa]	162800
Uśrednione wg pozycji promienia referencyjnego [mm]	778
Strumień masowy na wlocie [kg/s]	147,66
Temperatura na wlocie [°C]	212,09

Rys. 7.6 przedstawia cały model obliczeniowy złożony z objętości wokół łopatek kierowniczych i wirnikowych. Boczne ściany modelu zostały ustawione jako powierzchnie osiowo-symetryczne. Płaszczyzna przejścia z modelu stacjonarnego do wirującego została

określona jako „Stage” (Mixing zone) w celu zaoszczędzenia pamięci obliczeniowej. Takiego uproszczenia dokonano, gdyż zasilanie parą jest na pełnych obwodach i wyniki dla sąsiadujących łopatek nie powinny się znacząco od siebie różnić. Model „Stage” przekazuje dane z pola przepływu z sąsiednich stref jako warunki brzegowe stanu ustalonego. Parametry zostają uśrednione przestrzennie na interfejsie pomiędzy domenami [50]. Wadą takiego rozwiązania jest usuwanie wszelkich niestabilności przepływu, które mogłyby powstać np. z powodu obwodowych zmian pola przepływu (nie ma to miejsca w rozważanym modelu). Niemniej jednak podczas sprawdzania wyników dla domeny stacjonarnej nie zauważono żadnych zakłóceń przepływu, które mogłyby istotnie wpłynąć na wyniki końcowe dla łopatk wirnikowej.

Do analizy został użyty model płynu oznaczony jako „steam2vl”. Składa się on z dwóch komponentów: jednego odpowiedzialnego za parę w stanie ciekłym i drugiego w stanie gazowym. Odzworowuje on zachowanie pary dla przedziału pracy między 100-500kPa i temperatur od 0-327°C z zachowaniem zmiany stanu skupienia w zależności od aktualnych wartości parametrów: temperatury i ciśnienia.

Pozostałe ustawienia dla analizy przepływowej pokazano w Tab. 7.3 i Tab. 7.2. Transfer ciepła został zamodelowany wg równania energii całkowitej z uwzględnieniem ciepła pochodzącego z oddziaływania na siebie cząsteczek płynu przy założeniu określonej dla modelu lepkości. Model ten opisuje równanie [51]:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E$$

gdzie:

$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t}$ – energia wewnętrzna

$\nabla \cdot (\rho U h_{tot})$ – konwekcja ciepła

$\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$ – przewodność anizotropowego ciała stałego

$\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ - opisany powyżej dodatkowy wpływ ciepła $\dot{W}_{lepkość}$

$U \cdot S_M$ – składowa od zewnętrznych źródeł pędu.

S_E - składowa od reakcji chemicznych

W obliczeniach zastosowano model turbulencji SST, który łączy ze sobą zalety modeli k-ε [52], [53] i k-ω [54]. Pierwszy z nich bardzo dobrze modeluje turbulencje w przepływie swobodnym oraz warstwach ścinanych a drugi dokładnie odwzorowuje przepływ turbulentny w warstwach przyściennych. Dla obliczeń przepływowych maszyn typu turbina parowa jest to najlepszy wybór [55, 56, 57]. Przy powyższym wyborze możemy także zastosować funkcje ścian umożliwiającą transfer ciepła poprzez regiony w pobliżu ścian (jest to opcja zalecana) oraz model turbulencji przejściowych [58].

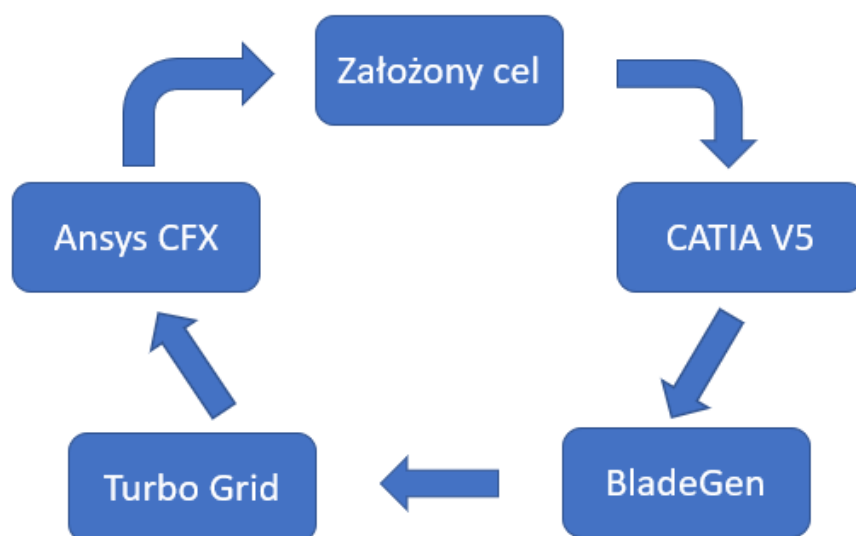
Pozostałe parametry zostały ustawione jak domyślnie stosowane przez oprogramowanie.

Tab. 7.3. Ustawienia modelu obliczeniowego w ANSYS CFX.

Nazwa modelu obliczeniowego	Wybrany wariant modelu
Typ analizy	Steady State
Transfer ciepła	Total Energy (Inc. Viscous Work Term)
Turbulencje	Shear Stress Transport
Funkcja ścian	High Speed (compressible) Wall Heat Transfer Model
Turbulencje przejściowe	Intermittency Model
Klasa równania solvera	Continuity

7.3. Opis procesu zmiany geometrii łopatki

Proces projektowania łopatki turbiny parowej jest długotrwały i skomplikowany ze względu na wymaganie czasochłonnej symulacji inżynierskiej. Jednym z etapów takiego procesu jest zaprojektowanie i zmodernizowanie kształtu profilu łopatki, który jest zdeterminowany przez funkcje aerodynamiczne, ale należy pamiętać o jej bezpośrednim kontakcie ze strumieniem gorącej pary wodnej i obciążeniu od siły odśrodkowej [59]. W wyniku tego ostateczny kształt samej łopatki jak i pozostałych jej elementów stanowi pewnego rodzaju kompromis pomiędzy optymalnym kształtem wg obliczeń przepływowych a wymaganiami charakterystyki dynamicznej oraz spełnieniem kryteriów wytrzymałościowych [62, 63].



Rys. 7.7. Schemat algorytmu modernizacyjnego

Przyjęty w tej pracy algorytm składa się z pięciu podstawowych części (Rys. 7.7):

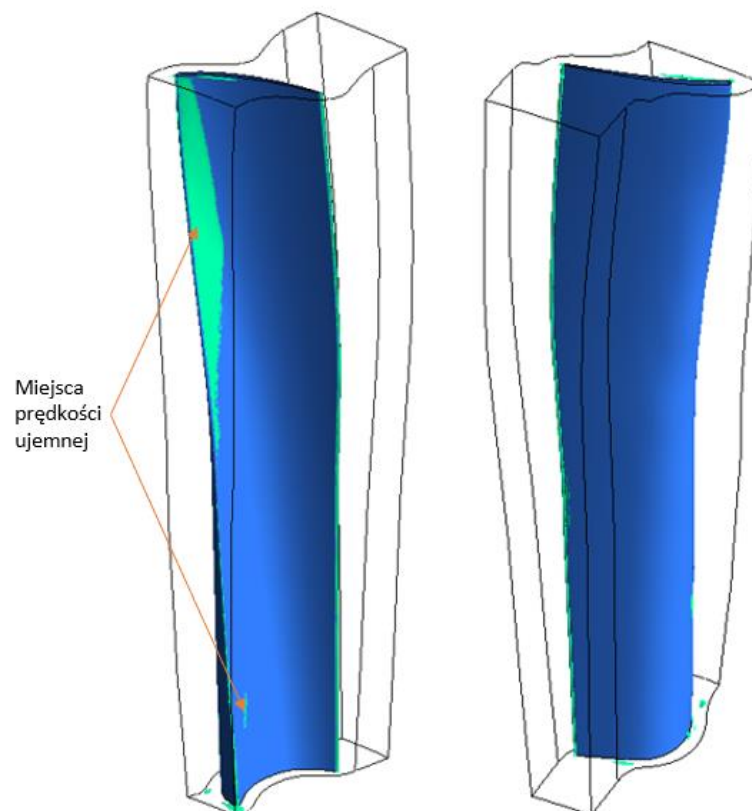
- 1) założonego celu, do którego dąży się poprzez zmianę parametrów określonych w profilu;
- 2) oprogramowanie CAD Catia V5, w którym wprowadza się modyfikacje;
- 3) BladeGen – program pośredniczący pomiędzy oprogramowaniem CAD i CAE za pomocą tworzone jest pióro łopatki w oparciu o wprowadzane szkice;
- 4) TurboGrid – generowanie siatki numerycznej;
- 5) ANSYS CFX – uzyskanie rozwiązania numerycznego.

W nowoprojektowanej łopacie ostatniego stopnia SP uwzględniono dwa etapy, w których przeprowadzono modernizację konstrukcji w ramach obliczeń przepływowych.:

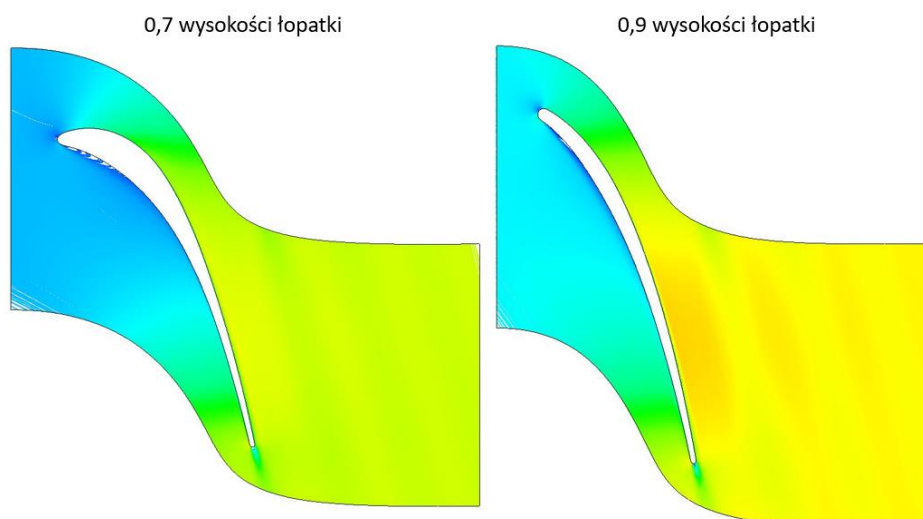
- I. Dopasowanie liczby łopatek wirnikowych
- II. Zmodernizowanie profilu łopatki wirnikowej

W pierwszym etapie zadaniem nie było dobranie takiej liczby łopatek, aby konstrukcja miała najwyższą sprawność, a takiej, przy której parametry termodynamiczne będą najbliższe aktualnie stosowanym rozwiązaniom. Powodem takiego podejścia była chęć zachowania niskoprężnego układu łopatkowego bez zmian i utrzymanie dotychczasowych parametrów pary na wylocie do przelotni. Jako punkt optymalny przyjęto parametry dla najdłuższej dostępnej dotychczas łopatki – 400 mm. W poprzednim rozdziale opisane zostały parametry obliczeń przepływowych i przyjęta zasada, że strumień masowy na wlocie i ciśnienie statyczne na wylocie, zostały przyjęte z powyższego rozwiązania dla typowych układów przepływowych modernizowanych turbin 13K215. Z uwagi na to, że wartość, która była sprawdzana to ciśnienie statyczne przed łopatką wirnikową, które miało być jak najbliżej 185600 Pa. Proces rozpoczęto od liczby łopatek wirnikowych równej 90 i w kolejnych krokach zmniejszano liczbę łopatek po dwie łopatki aż do osiągnięcia zamierzonego celu

W kolejnym kroku, kiedy liczba łopatek była już dobrana, została przeprowadzona modernizacja profilu łopatki wirnikowej. Zadanie to było utrudnione, ponieważ nowoprojektowana łopatka ma zmienny profil wzdłuż długości a w dodatku jej pióro jest skrzycone. Po przeprowadzeniu pierwszej analizy znaleziono lokalizacje, w których występuje odrywanie się strugi i lokalne zawirowania przepływu. Zobrazowano to za pomocą wygenerowania izo-powierzchni dla ujemnych wartości prędkości w kierunku osiowym przepływu pary (Rys. 7.8). Celem było zmniejszenie strat profilowych a co za tym idzie podniesienie sprawności i zwiększenie generowanej mocy przy nieznacznie zmienionych parametrach. Na tym etapie postępowano zgodnie z pokazanym na Rys. 7.7 schematem zmiany geometrii.



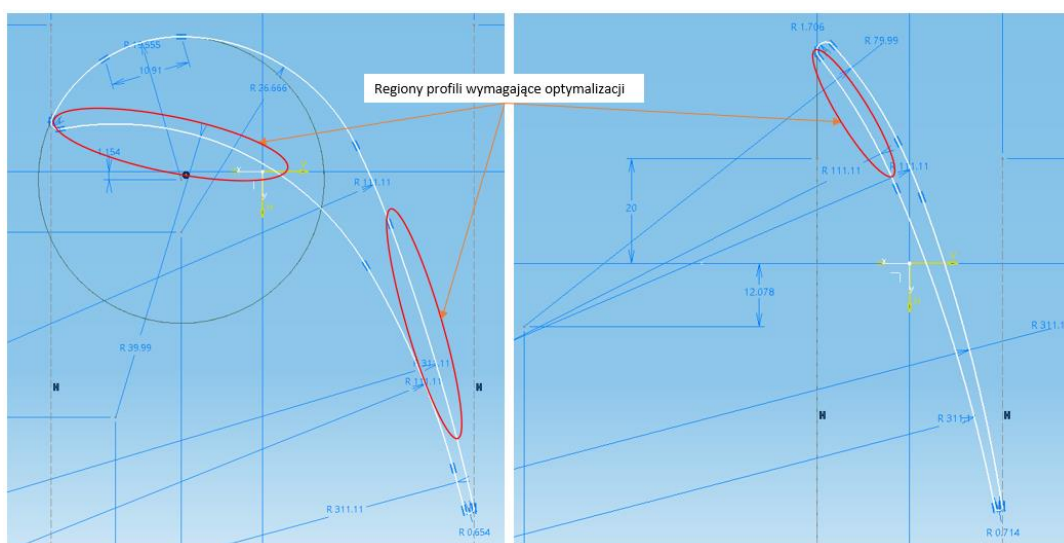
Rys. 7.8. Odrywanie się strugi przepływającej pary od pióra łopatki 500mm. Zilustrowane za pomocą wygenerowania izo-powierzchni reprezentującej prędkości ujemne w kierunku osiowym.



Rys. 7.9. Odrywanie się strugi przepływającej pary od pióra łopatki 500mm. Przykładowe przekroje przez pióro łopatki położone na jej 0,7 i 0,9 wysokości.

Po zdefiniowaniu, pokazanych powyżej lokalizacji konieczne było przeprowadzenie modyfikacji kształtu profili. Problem odrywania się strugi pojawia się już na przekroju

położonym na ok 0,55 wysokości profilu łopatki i występuje aż do bandaża. Zostało to przedstawione na przykładowych przekrojach 0,7 i 0,9 wysokości (Rys. 7.9) oraz w załączniku Załącznik III. Zjawisko to pojawia się także w małym zakresie na krawędzi natarcia i na krawędzi spływu. Niestety w przypadku tej drugiej nie da się tego efektu usunąć całkowicie. Związane jest to z wymaganiami wytrzymałościowymi, określającymi minimalny grubość profilu właśnie w tym obszarze. Byłoby to możliwe tylko wtedy, gdy krawędź ta miała grubość zbliżoną do zera, co jest czysto teoretycznym rozwiązaniem. Wskazania te obrazują nam straty opisywane w rozdziale 5.2.



Rys. 7.10. Przykładowe przekroje (6 i 11) łopatki wirnikowej ze wskazaniem wymiaru do przeprowadzania modyfikacji

Na Rys. 7.10, na przykładowych dwóch opisanych szkicami przekrojach 6 i 11 tworzących profil, zostały pokazane obszary, które wymagałyby modernizacji. Jest to lokalizacja strony ciśnieniowej łopatki, położonej w pobliżu krawędzi natarcia. W celu zachowania masy pióra łopatki, opierając się na dotychczasowych doświadczeniach firmy GE zwiększając pole przekroju profilu od strony ciśnieniowej należało zmniejszać je od strony ssącej. Ponieważ zjawisko oderwania strugi dotyczy całej górnej części pióra łopatki, niezbędna była ingerencja w sześć występujących w tym obszarze szkiców reprezentujących geometrie profili na tych wysokościach łopatki (Rys. 7.1). Jak przedstawia to Rys. 7.10 dane lokalizacje opisane są poprzez łuki o określonym, różnym dla każdego szkicu promieniu. Zdecydowano więc na użycie tych parametrów, jako zmiennych w celu uzyskania optymalnych wartości. Dla tego rozwiązania oczywiście są też przewidziane ograniczenia przyrostu promienia spowodowane:

- Położeniem krawędzi natarcia i spływu z łopatki – zostały unieruchomione
- Geometria grzbietu łopatki została zamrożona – uznana za niemodyfikowaną

Te dwa geometryczne obostrzenia ograniczają wartość przyrostu promieni od nominalnych do maksymalnych dla poszczególnych szkiców, co pokazano w Tab. 7.4. Najmniejszej możliwej modyfikacji można dokonać dla przekroju 5, jednak przewidywanym rozwiązaniem nie są wartości maksymalne nieznacznie różne od wejściowych. Najwyższe wartości ewentualnego przyrostu znajdują się w górnej części łopatki i jest to spowodowane, że profil w tej lokalizacji jest znacznie bardziej wypłaszczony w porównaniu do tych znajdujących się poniżej. Należy w tym miejscu pamiętać o tym, że zwiększając wielkość promieni automatycznie zwiększamy też grubość całego profilu a co za tym idzie jego masę. Działając na ten parametr w tym kierunku, w górnej części łopatki, należy się liczyć ze wzrostem naprężeń spowodowanych przez siły odśrodkowe. W pierwszym etapie nie były podejmowane żadne działania przeciwdziałające temu efektowi. Zmodernizowany profil łopatki został wykorzystany do obliczeń wytrzymałościowych i na ich podstawie, zgodnie z założonym schematem opisanym w rozdziale 6.1. były podejmowane kolejne kroki związane ze zmianą geometrii profilu.

Tab. 7.4. Dopuszczalny przyrost przyjętych zmiennych w procesie optymalizacji.

Nr przekroju	Promień wartość nominalna [mm]	Maksymalny dopuszczalny promień [mm]	Przyrost maksymalny [mm]
5	40	43	3
6	40	63	23
7	40	72	32
8	40	93	53
9	40	107	67
10	111	244	133
11	111	263	152

Tab. 7.5. Strumień masowy dla poszczególnych wariantów obliczeń przepływowych.

Wariant	Strumień masowy [kg/s]	Zmiana w stosunku do wartości nominalnej [%]
0 (Nominalny)	147,66	0
I	132,89	-10
II	118,13	-20
III	155,59	+5

Podczas tego procesu przeanalizowano parametry łopatki przy różnym obciążeniu masowym. Dla każdej kolejnej iteracji przeprowadzono obliczenia przy strumieniu masowym dla nominalnej wartości a także pomniejszonej o 10%, 20% oraz zwiększonej o 5% (Tab. 7.5).

Zmieniano jedynie ilość przepływającej pary, pozostałe parametry pozostawały na tym samym poziomie jak dla wartości nominalnej.

Wspomniany wcześniej cel modernizacji, czyli zmniejszenie generowanych strat profilowych wyrażany jest za pomocą obliczanej sprawności izentropowej profilu, która wyraża się wzorem [65]:

$$\eta = \frac{l_u}{H_s + \frac{c_2^2}{2}}$$

gdzie: l_u – praca wykonana w stopniu, H_s – izentropowy spadek entalpi statycznej, c_2 – prędkość wylotowa

Sprawność liczona była tylko dla łopatk wirnikowej we wszystkich trzech wariantach obciążenia. We wzorze użyto symboli takich jak pokazano w rozdziale 5.2 (Rys. 5.4).

Dodatkowym elementem analizowanym podczas procesu modernizacji była wielkość generowanej mocy na wale turbiny. Wartość tą uzyskiwano za pomocą wzoru:

$$P = (h_0 - h_2) \cdot \dot{m}$$

lub wspomagając się wynikami obliczeń momentu obrotowego działającego względem osi turbiny na profil łopatkowy, wyliczanego przez solver:

$$P = M \cdot n$$

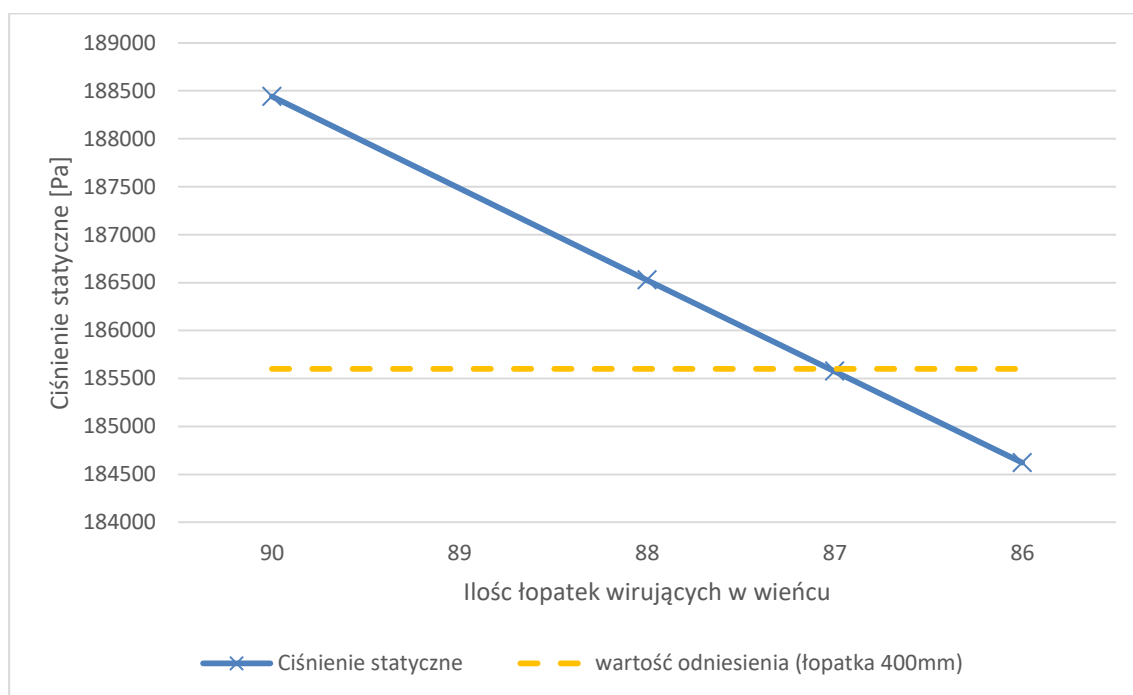
7.4. Wyniki obliczeń numerycznych

Jak opisano to we wcześniejszych rozdziałach 6.1 i 7.3 pierwszym etapem dopasowywania łopatk do warunków termodynamicznych panujących na wylocie części SP turbin 13K215 było określenie liczby łopatek wirnikowych. Kryterium było ciśnienie statyczne w przestrzeni między łopatkami kierowniczymi a wirnikowymi, które wynosiło 185600 Pa. Zgodnie z założeniami i zmniejszając liczbę 90 łopatek w wieńcu po 2 na iterację zauważono liniową zależność liczby łopatek od sprawdzanego parametru. Na Rys. 7.11 przedstawiono zmiany zachodzące w przestrzeni między łopatkami kierowniczymi a wirnikowymi. Założenia musiały być zweryfikowane ze względu na fakt, że wartość referencyjna (185600 Pa) przechodziła prawie idealnie przez środek odległości między liczbą łopatek 88 a 86. Wykonano więc dodatkowe obliczenia dla 87 łopatek w wieńcu i okazało się, że taka liczba jest optymalna. Wartość ciśnienia dla takiego układu w przestrzeni między łopatkami kierowniczymi a wirnikowymi wyniosła 185574 Pa i różniła się od wartości odniesienia zaledwie o 0,01%. W Tab. 7.6 przedstawiono parametry przyjęte jako wartości odniesienia (wartości bazowe pochodzące z łopatki 400 mm). Oprócz wspomnianych już wartości ciśnień znajdują się tam także wartości niezbędne do wyliczenia przewidywanej mocy uzyskanej ze stopnia. Moc uzyskana ze stopnia przy założeniu 90 łopatek

Tab. 7.6. Zestawienie parametrów łopatki 400 mm z poszczególnymi wariantami (wg liczby łopatek w wieńcu)

Parametr	łopatka 400	łopatka 500mm 90szt	łopatka 500mm 88szt	łopatka 500mm 87szt	łopatka 500mm 86szt
Ciśnienie całkowite na wlocie [Pa]	221750	228761	227266	226323	225779
Ciśnienie statyczne na wylocie [Pa]	162800	162809	162833	162814	162858
Ciśnienie statyczne w przestrzeni między łopatkami [Pa]	185600	188440	186526	185574	184622
Temperatura na wlocie [K]	-	485,6	485,57	485,56	485,541
Temperatura w przestrzeni między łopatkami [K]	-	466,33	465,97	465,79	465,61
Temperatura na wylocie [K]	-	451,19	452,11	452,4	452,81
moment obrotowy [Nm]	-	353,961	344,285	340,555	336,825
Entropia na wlocie [J/(kg*K)]	-	7505,21	7508,34	7509,91	7511,47
Entropia w przestrzeni między łopatkami [J/(kg*K)]	-	7507,7	7510,86	7512,45	7514,04
Entalpia 1 [kJ/kg]	2894,37	2894,76	2894,77	2894,78	2894,78
Entalpia 2 [kJ/kg]		2857,64	2857,01	2856,7	2856,38
Entalpia 3 [kJ/kg]	2835,9	2829,56	2830,41	2831,2	2831,8
mass flow [kg/s]	147,66	147,661	147,66	147,66	147,66
moc rzędu łopatek łopatki [kW]	8633,6802	9627,50	9503,40	9388,22	9299,63
moc z uwzględnieniem strat [kW]	8633,6802	9386,81	9265,81	9153,52	9067,14
Różnica [kW]		753,13	632,13	519,84	433,46

w wieńcu wyniosła (uwzględniając straty) 9386,81 kW, która jest wyższa od dotychczasowego rozwiązania aż o 753,13 kW. Należy w tym miejscu jednak zaznaczyć, że poprzez taką a nie inną liczbę łopatek stopnia, nowoprojektowana łopatka pracuje w innych parametrach termodynamicznych – przede wszystkim przy innej różnicy ciśnień. W celu sprawdzenia i porównania tych dwóch profili łopatkowych wartości te należało sprowadzić do jak najbardziej zbliżonych. Jak wspomniano wcześniej przyjęto 87 łopatki wirnikowe. Przy takiej konfiguracji generowana moc stopnia wynosiła 9153,52 kW i była większa od referencyjnej o 519,84 kW. Warto w tym miejscu zwrócić uwagę na wzrost entropii wraz ze spadkiem liczby łopatek. Wiąże się on ze spadkiem ciśnienia i utrzymaniem tej samej temperatury w układzie łopatkowym. Spadek ten jest bardzo zbliżony dla wszystkich konfiguracji i wynosi około $2,5 \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$. Ze zgromadzonych danych można jeszcze wyliczyć sprawność profilu łopatki wirnikowej, uwzględniając, że jest to łopatka wylotowa, która wyniosła 94,17%. Wyliczona sprawność nie uwzględnia strat nad bandażowych, które zostaną pokazane dopiero w rozdziale 7.4.4.

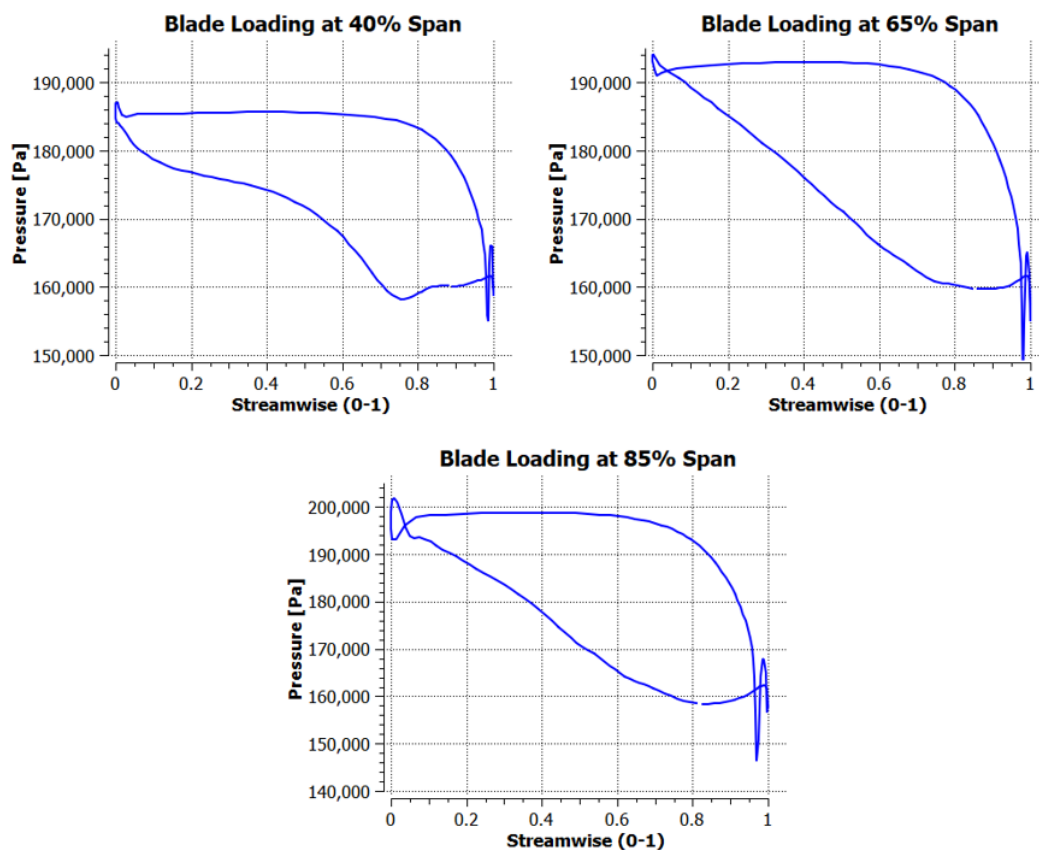


Rys. 7.11. Ciśnienie w przestrzeni między domenami stacjonarną i wirującą w odniesieniu do wartości z projektu referencyjnego

Po dokonaniu wyboru liczby łopatek stopnia wykonano analizę wyników obliczeń w celu znalezienia lokalizacji, w których można przeprowadzić optymalizację kształtu profilu. W Tab. 7.6 w kolumnie opisującej wariant z 87 łopatkami, przedstawiono parametry przyjęte jako wartości odniesienia (wartości bazowe) w kolejnym etapie obliczeń przepływowych.

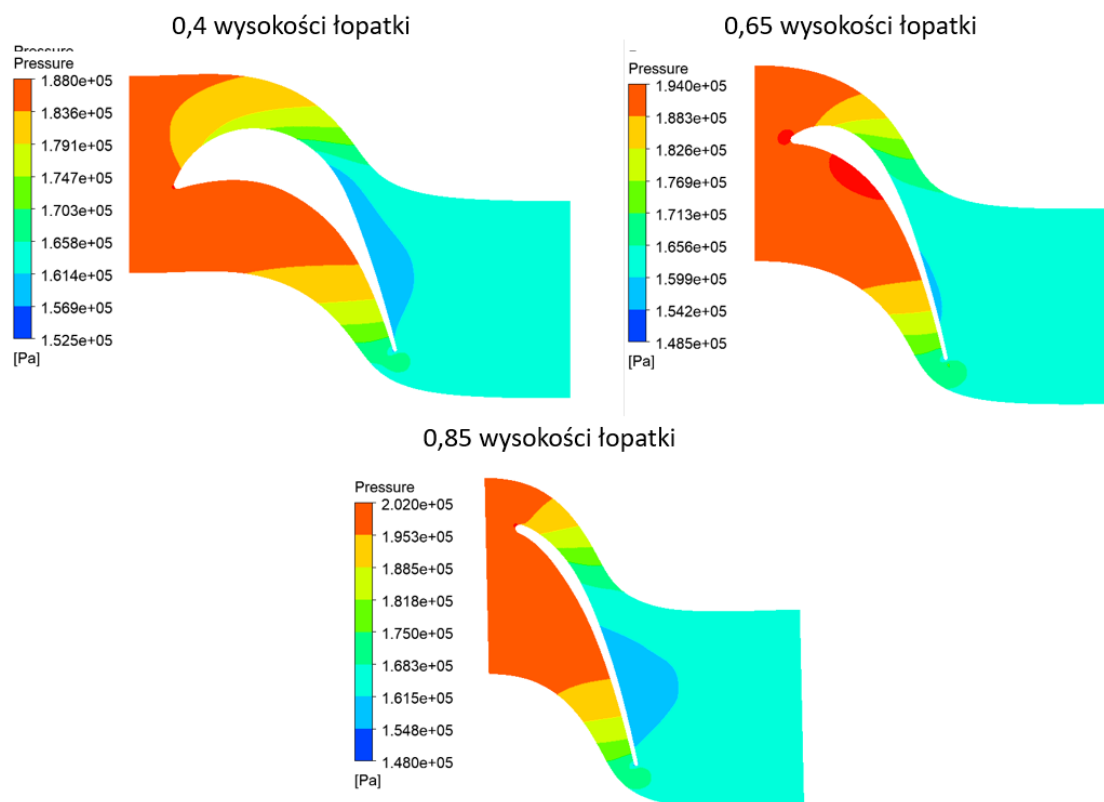
7.4.1. Analiza łopatkı wirnikowej o profilach wyjściowych

Obciążenie profilu jest jednym z najważniejszych parametrów aerodynamicznych maszyn wirnikowych, które określa zarówno wielkość pracy, jak i jej rozkład od podstawy do bandaża. Analiza obciążenia łopatkı jest istotna podczas projektowania pióra, ponieważ dostarcza informacji dotyczącej sprawności badanego elementu a także wskazuje potencjalne problemy, które mogą na tą sprawność wpłynąć. Na Rys. 7.12 zostały pokazane wykresy obciążenia łopatkı na trzech wysokościach. Wybranie tych konkretnych przekroi było spowodowane lokalizacjami wcześniej zidentyfikowanych miejsc prędkości zwrotnych (wirów) (Rys. 7.8, Rys. 7.9). Ostre skoki wartości na wykresie z lewej i prawej strony wskazują nagły wzrost lub spadek ciśnienia w okolicach krawędzi natarcia i spływu. Zjawisko to występuje przy tego typu analizach, gdyż krzywizna w profilu w okolicach wlotu pary działa trochę jak mała blokada przepływu i z tego powodu napływające z dużą prędkością cząsteczki czynnika roboczego zderzają się nią, a następnie ją stopniowo opływają. Takie zderzenie, które odbywa się przy znacznych prędkościach i na ograniczonym obszarze wlotu skutkuje skokami ciśnienia, które z kolei prowadzą do chwilowego spadku w dalszej części profilu. W procesie modernizacji można jedynie te skoki złagodzić, ale przy tym należy pamiętać, że da się je wyeliminować tylko w teorii poprzez nieskończenie cienkie krawędzie.



Rys. 7.12. Obciążenia profili na 40, 65 i 85% wysokości łopatkı – profil bazowy

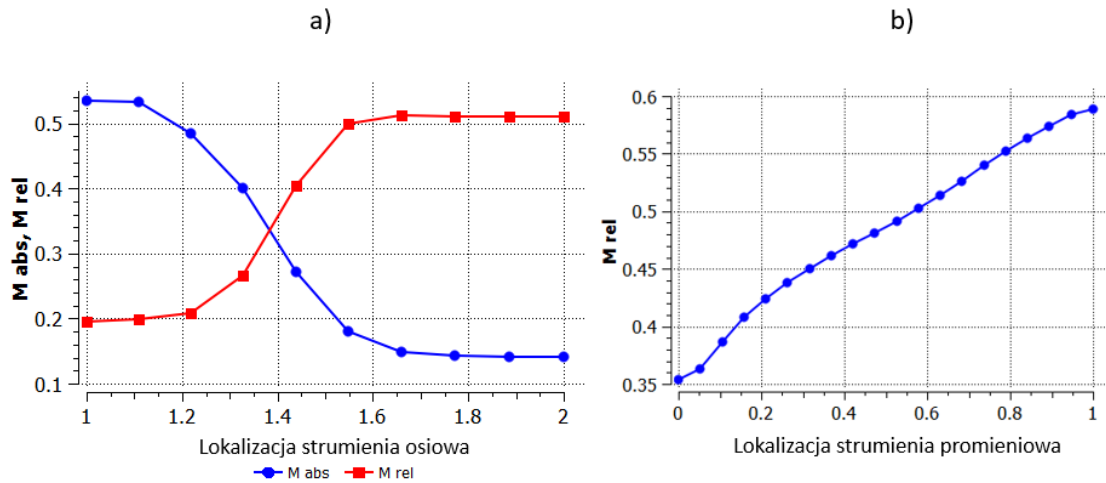
Górna krzywa na Rys. 7.12 ilustruje ciśnienie na stronie ciśnieniowej profilu a dolna na stronie ssącej. Można zauważyć, że pomimo powstawania wiru w rejonie strony ciśnieniowej krzywa jest gładka i korekty nie są konieczne. W celu weryfikacji tego stwierdzenia należy przeanalizować mapy rozkładu ciśnienia (Rys. 7.13) i strumienie prędkości w tych przekrojach (Rys. 7.9). Można również zauważyć na wykresach obciążeń profili załamanie na dolnej części wykresu dla 0,4 wysokości łopatkki. Nie jest to istotny wynik obliczeń uzależniony od kształtu grzbietu łopatkki, który można wygładzić (usunąć niewielką fluktuację ciśnienia). Zjawisko to jest widoczne na Rys. 7.13, gdzie spadek gradientu ciśnienia strony ssącej zmniejsza się w pierwszej połowie linii profilu a następnie wzrasta w jej drugiej części. Najlepiej widać to po jasno niebieskim polu i jego nierównomiernym kształcie, na którym znajduje się najniższy punkt dolnej krzywej wykresu obciążenia profilu. Taki kształt wykresu jak dla 0,4 wysokości łopatkki odpowiada profilom o niższej reakcyjności i właśnie takie zostały zastosowane w dolnej części pióra.



Rys. 7.13. Mapy rozkładu ciśnienia w przekrojach na 40, 65 i 80% wysokości łopatkki – profil bazowy

Ostatnim parametrem niezbędnym do sprawdzenia są liczby Macha pojawiają się wzdłuż wysokości łopatkki. W tym celu na Rys. 7.14 pokazano wartość absolutną i względną liczby Macha w kierunku osiowym oraz w kierunku promieniowym wzdłuż krawędzi spływu, gdzie występują największe prędkości. Największa wartość wyniosła 0,58 Macha co pozwala

uwiarygodnić koncepcję łopatk, gdyż kryterium dla tego parametru jest utrzymanie prędkości poddźwiękowej na całej łopatk.

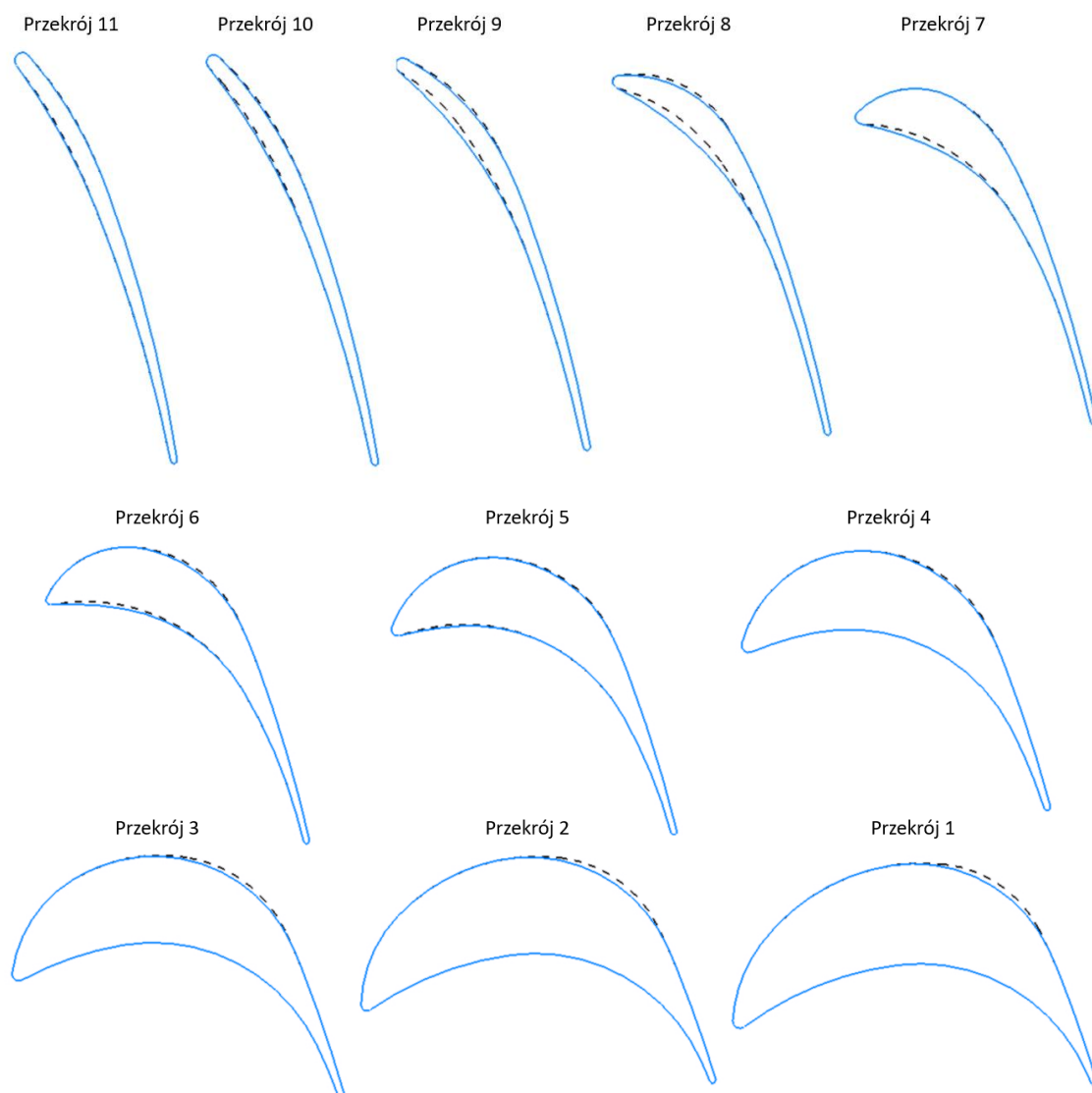


Rys. 7.14. Bezwzględna i względna wartość liczby Macha: a) osiowo wzdłuż profilu gdzie 1 – krawędź natarcia 2 – krawędź spływu; b) promieniowo dla krawędzi spływu gdzie 0 – najmniejszy promień (przy stopce), 1 – najwyższy (przy bandażu)

7.4.2. Łopatk wirnikowe o profilach zmodernizowanych

Jak zostało to zaprezentowane w rozdziale 7.3 najważniejszym celem modernizacji było usunięcie oderwania strugi, pokazywane za pomocą izo-powierzchni. Poprzez zastosowaną zmianę geometrii łopatek w rejonach wyżej opisanych usunięto całkowicie efekt prędkości ujemnych (powstawania wirów) na stronie ciśnieniowej profilu, przy jednoczesnym nie pogorszeniu sytuacji po stronie ssącej. Drugim zadaniem optymalizacyjnym było usunięcie zauważonych podczas analizy pióra zmian ciśnienia po stronie ssącej. Dokonano tego przez nieznaczną zmianę grzbietów profili w dolnej części łopatk. Różnice wprowadzone do geometrii przekrojów zostały pokazane na Rys. 7.15, gdzie kolorem niebieskim pokazany został profil po dokonaniu zmian a linią przerywaną kształt początkowy. Zwymiarowane profile po modyfikacjach pokazane są w Załącznik IV. W większości przypadków konieczne było zwiększenie materiału po stronie ciśnieniowej za krawędzią natarcia oraz wprowadzenie niewielkich ubytków po stronie ssącej. Dla czterech dolnych profili wprowadzono zmiany tylko dla obrysu grzbietu profili, ze względu na gwałtowne spadki prędkości w kierunku ścianki łopatk właśnie na jej części spływowej. Pokazane w Załącznik II i Załącznik IV profile podczas przeprowadzania analiz i modernizacji kształtu były poddawane dodatkowym modyfikacjom w oprogramowaniu Ansys BladeGen, w którym zmieniono kształt krawędzi natarcia i spływu za pomocą czterech parametrów. Dwa opisywały eliptyczność przedniej części łopatk przy stopce oraz przy

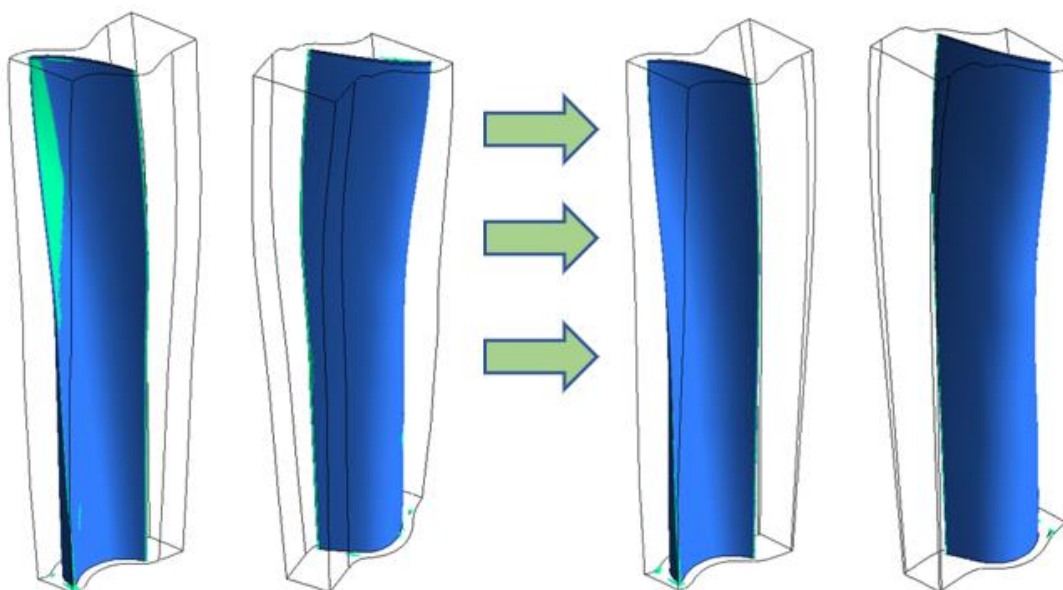
bandażu. Kształty krawędzi natarcia pomiędzy były uzależnione liniowo od wartości tych dwóch parametrów. Analogiczna sytuacja występowała w przypadku krawędzi spływu. Przyjmowane wartości początkowe współczynników osi elipsy dla pierwszej krawędzi zaczynały się od 3,5 u podstawy do 1 przy bandażu oraz dwóch 1 dla krawędzi spływu. Takie wartości najbardziej odwzorowywały kształt profilu wyjściowego.



Rys. 7.15. Porównanie profili tworzących pióro łopatki przed i po wprowadzeniu zmian. Przekrój 1 ułożony najbliżej stopki, przekrój 11 najbliżej bandaża.

W ten sposób zlikwidowane zostało zjawisko powstawania zawirowań czynnika roboczego na stronie ciśnieniowej. Na Rys. 7.16 zestawiono izopowierzchnie prędkości ujemnych w kierunku osiowym dla łopatki wirnikowej przed i po optymalizacji kształtu. Zabiegi te miały także pozytywny wpływ na wykresy obciążenia profili (Rys. 7.17). Dla przekroju położonego w 0,4 wysokości łopatki można zauważyć nieznaczny wzrost ciśnienia opisany górną krzywą oraz zmniejszenie fluktuacji ciśnienia przy krawędzi spływu. Niestety w tym

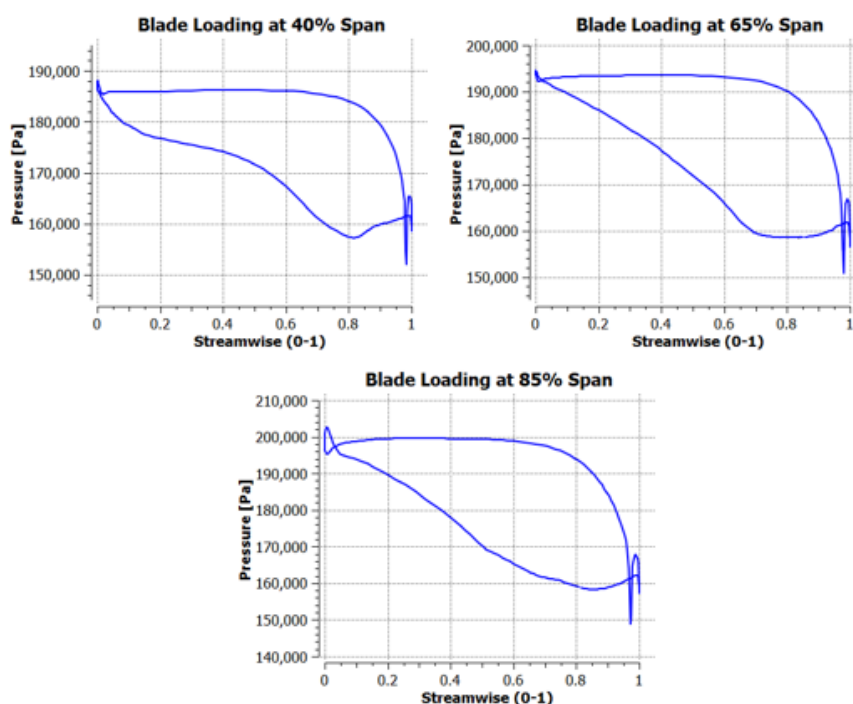
przekroju kształt wykresu po stronie ssącej dla końcowego kształtu profilu pozostał praktycznie bez zmian. Podobnie sytuacja przedstawia się dla przekroju w 0,65 wysokości pióra. Znowu można zauważyć nieznacznie wydłużoną krzywą po stronie ciśnieniowej. W każdym profilu łopatkowym występują gradienty ciśnienia w okolicy krawędzi natarcia i spływu. Spowodowane jest to tym, że krzywizna przedniej części krawędzi natarcia działa na napływający strumień jak blokada. W efekcie tego napływające z dużą prędkością cząsteczki płynu zderzają się z nią, co wywołuje skoki ciśnienia lub jego koncentrację w tym obszarze. W przypadku analizowanego profilu widać zauważalne zmiany dla krawędzi natarcia (dużo mniejszy efekt przecinania się wykresu – pików ciśnienia). Zmniejszone zostały także piki dla krawędzi spływowej. Ostatni rozważany przekrój, był na wysokości 0,85 długości łopatki. Dla tego przypadku na Rys. 7.17 widać łagodne obniżanie się ciśnienia dla strony ssącej w początkowej części kanału międzyłopatkowego, zmniejszone straty spowodowane skokami ciśnienia zarówno dla krawędzi natarcia jak i spływu. We wszystkich trzech prezentowanych lokalizacjach wykresy obciążenia łopatki wykazują poprawę ich kształtu, co jest bezpośrednim wskaźnikiem m.in. wielkości strat.



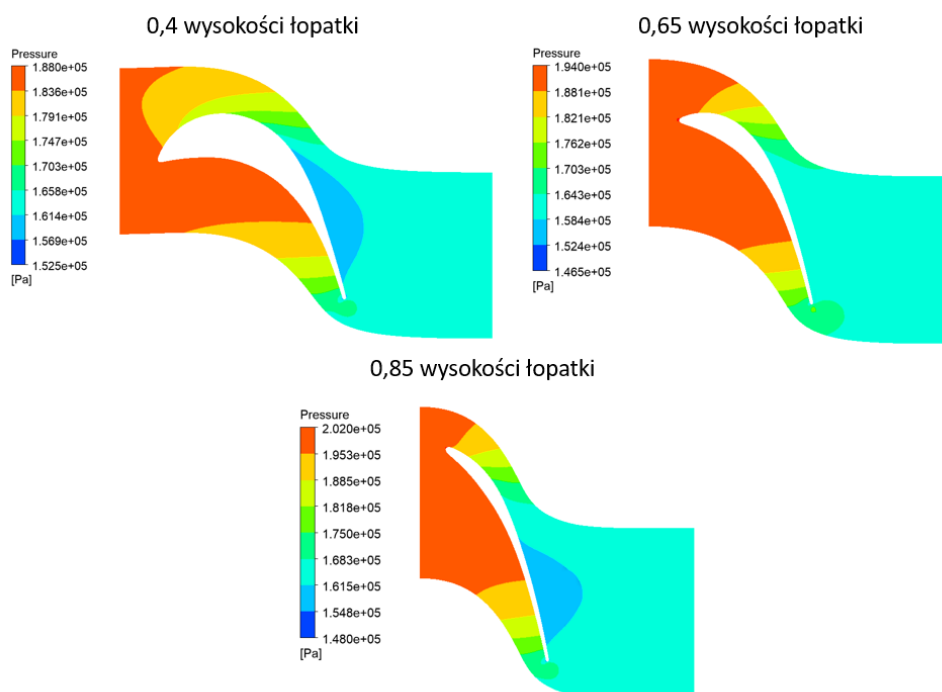
Rys. 7.16. Porównanie izopowierzchni reprezentujących prędkości ujemne w kierunku osiowym dla łopatek przed i po wprowadzeniu korekt.

Rys. 7.18 przedstawia rozkład gradientów ciśnień dla 40, 65 i 80% wysokości łopatki. Jak można zauważyć dla najniżej położonego przekroju pole niskiego ciśnienia na grzbiecie łopatki ma bardziej równomierny kształt, którego można było się spodziewać po analizie wykresu obciążenia łopatki. Na przekroju 0,65 zauważalny jest brak skoku ciśnienia przed krawędzią natarcia oraz na środku strony ciśnieniowej dolnego zarysu profilu. Widać poprawę

rozkładu ciśnienia czynnika roboczego w tych obszarach. Najmniejsze zmiany ciśnienia zaszły w przekroju 80% wysokości łopatki, które wynikają z niewielkich zmian w geometrii.

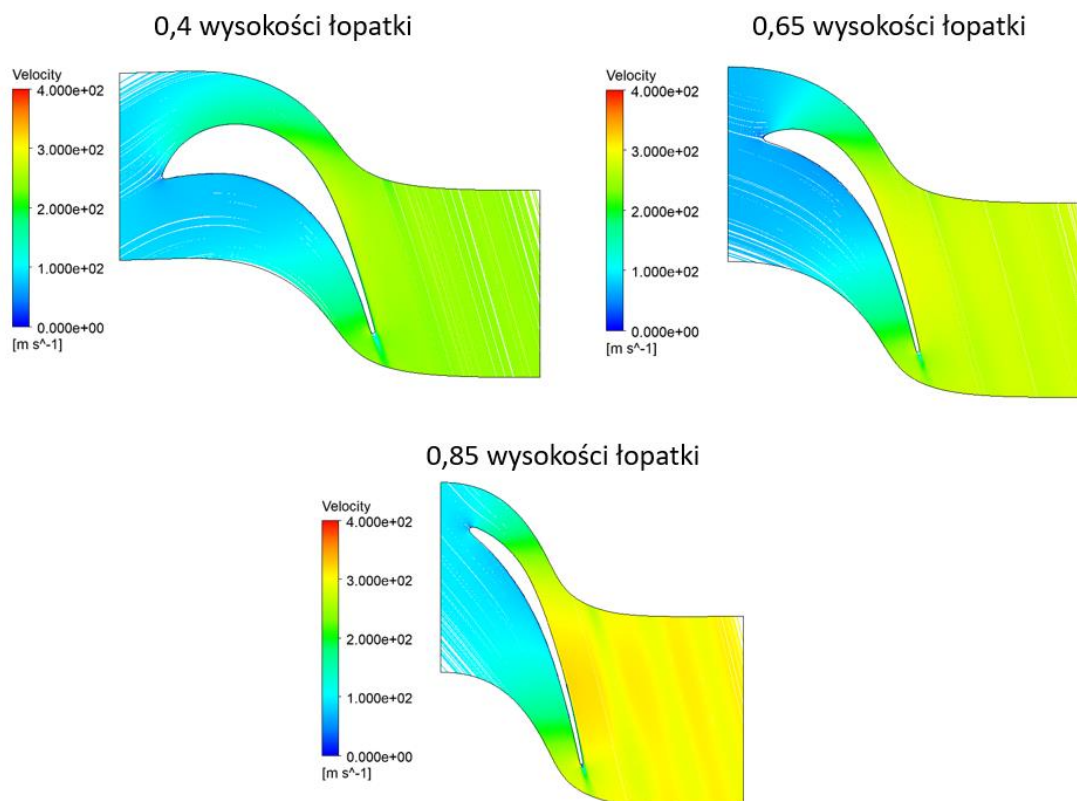


Rys. 7.17. Obciążenia profili na 40, 65 i 85% wysokości łopatki



Rys. 7.18. Mapy rozkładu ciśnienia w przekrojach na 40, 65 i 80% wysokości łopatki

Na Rys. 7.19 pokazano rozkłady linii strumieni dla 40, 65 i 80% wysokości łopatk. Na żadnym z nich nie występuje zjawisko powstawania wirów od strony ciśnieniowej jak miało to miejsce przy analizach dla profilu bazowego, co zostało pokazane na tych samych przekrojach obrazujących efekt oderwania strugi (Rys. 7.9).



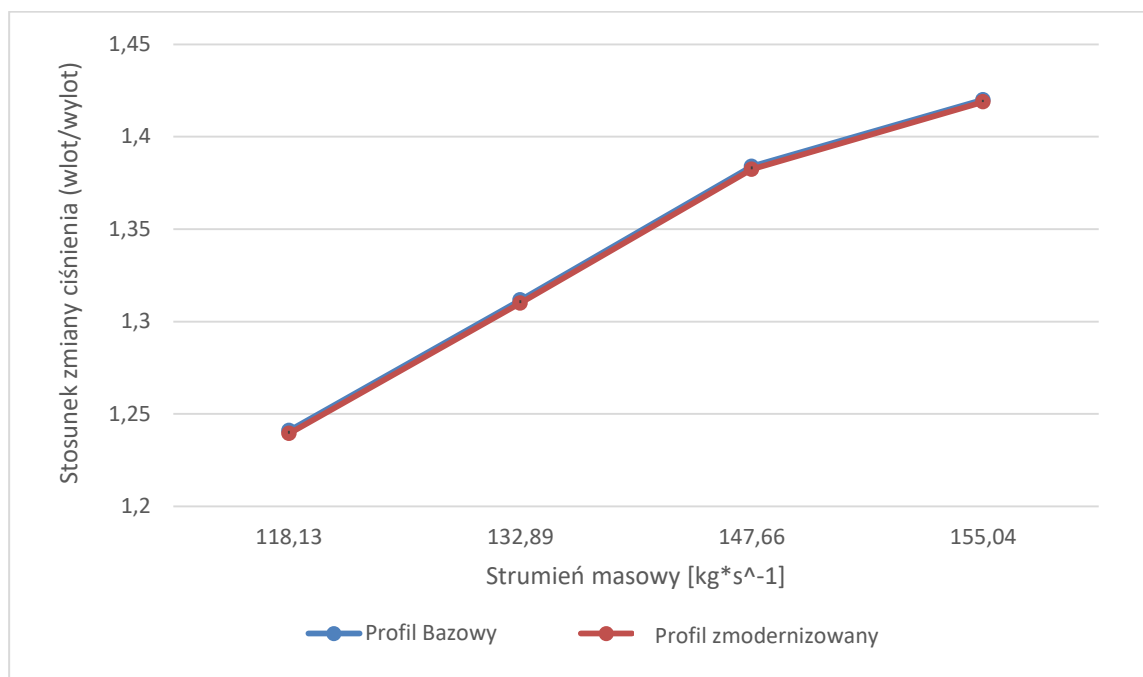
Rys. 7.19. Linie strumienia przepływającego czynnika. Przykładowe przekroje przez pióro łopatk położone na jej 0,4 i 0,65 i 0,85 wysokości.

7.4.3. Porównanie podstawowych parametrów termodynamicznych łopatk przed i po modernizacji.

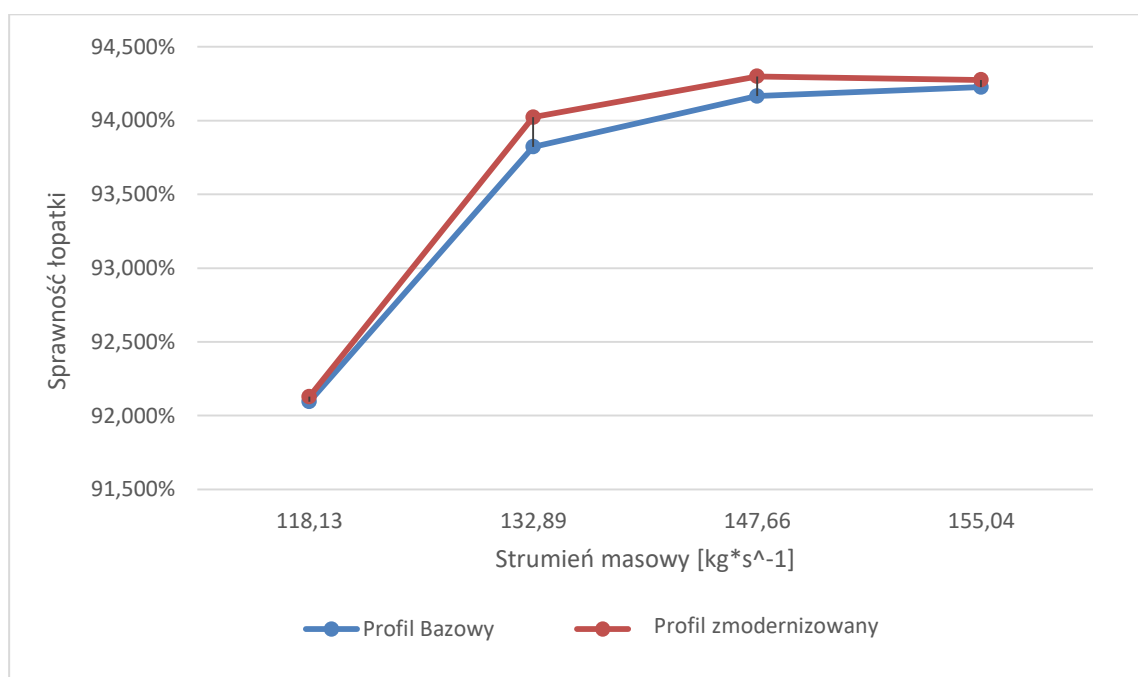
Po wprowadzeniu korekt w kształcie profili pióra łopatk, miarodajnym porównaniem jest sprawdzenie parametrów termodynamicznych dla obydwu przypadków. Pierwszym z nich był współczynnik spadku ciśnienia, mierzony dla czterech różnych wariantów obciążenia. Rys. 7.20 pokazuje, że pomimo wprowadzeniu zmian w profilach łopatk nie nastąpiły znaczące zmiany spadku ciśnienia. Oznacza to, że zachowane zostały zbliżone wartości ciśnienia na wlocie i wylocie z łopatk wirnikowej.

Kolejnym, bardzo interesującym parametrem, który należało porównać dla obu wariantów była sprawność łopatk. Rys. 7.21 przedstawia wzrost sprawności dla łopatk zmodernizowanej zwłaszcza w rejonie obniżonego obciążenia (przy strumieniu masowym 132,89 kg*s⁻¹). Dla nominalnych parametrów przepływowych, po usunięciu wirów na stronie ciśnieniowej, zauważalny jest wzrost sprawności 0,133%, który maleje przy przesuwaniu się w stronę

większego obciążenia strumieniem masowym, pozostając ponad sprawnością dla profilu bazowego. Wszystkie parametry termodynamiczne zostały zamieszczone w Załącznik V.



Rys. 7.20. Współczynniki spadku ciśnienia całkowitego w stopniu

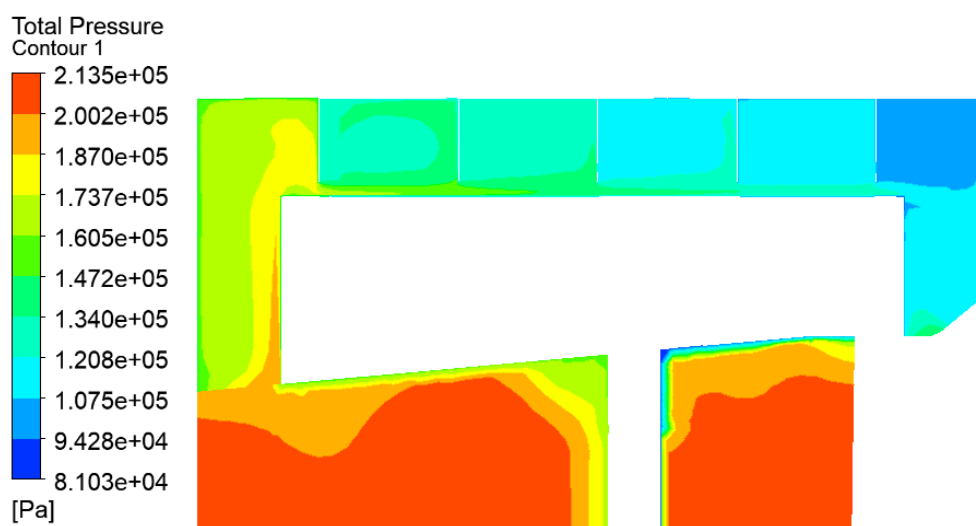


Rys. 7.21. Sprawności łopatki wirnikowej dla trzech wariantów obciążenia

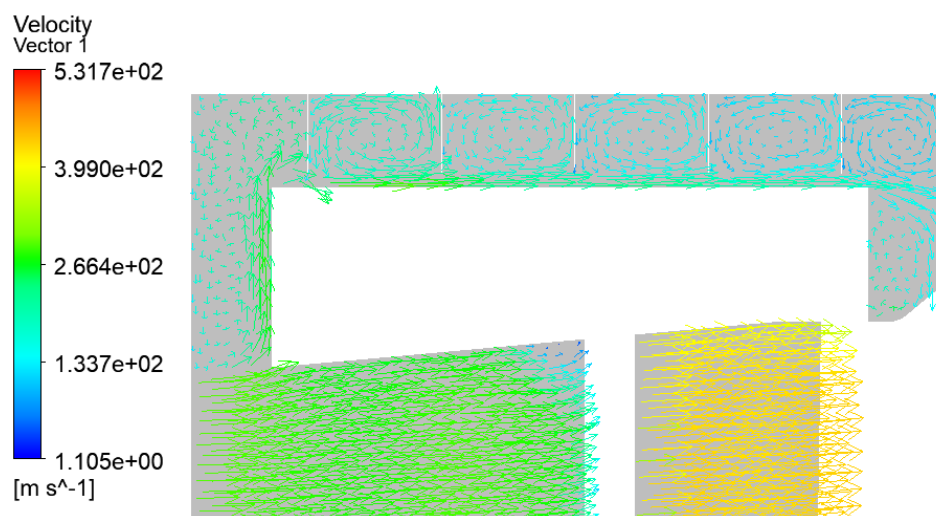
7.4.4. Podsumowanie

Dla modelu po modernizacji wykonano dodatkowe obliczenia przy zastosowaniu modeli dla przecieków nad bandażowych. Uzyskano wyniki pozwalające na określenie sprawności łopatk wirnikowej oraz pozostałych parametrów termodynamicznych przepływu.

Rys. 7.22 i Rys. 7.23 pokazują rozkład ciśnienia oraz rozkład wektorów prędkości na przykładzie uszczelnienia nad bandażem łopatk wirnikowej. Na podstawie tych rysunków można zaobserwować równomierny spadek ciśnienia oraz wiry powstające za każdą blaszką uszczelnienia. Na podstawie tej analizy uzyskano sprawność łopatk. Przepiek przez uszczelnienie nad bandażowe wynosi $0,986 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a w przypadku uszczelnienia łopatk kierowniczej (uszczelnienia są bardziej rozbudowane – zainstalowane na obu elementach: wirniku i bandażu łopatk) $0,542 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Ma to bezpośredni wpływ na uzyskaną moc na wale oraz sprawność stopnia.



Rys. 7.22. Rozkład ciśnienia całkowitego wzdłuż uszczelnienia nad bandażowego



Rys. 7.23. Rozkład ciśnienia całkowitego wzdłuż uszczelnienia nad bandażowego

Poszczególne parametry analizy jak strumień masowy, sprawność łopatki, moc generowana, przyrost mocy stopnia i całej turbiny dla łopatki 500 mm zostały zestawione z łopatką odniesienia (400mm) w Tab. 7.7. Z danych tych wynika, że przewidywany wzrost mocy z ostatniego stopnia wyniesie 803,53 kW, co spowoduje wzrost mocy turbiny. Ze względu na ograniczone możliwości nie dokonano analizy wpływu na wzrost mocy dla turbiny, wartość podana w Tab. 7.7 jest jedynie wartością oszacowaną na podstawie poprzednich analiz (Rozdział 3.3). Wzrost mocy 0,45 MW nie powinien znacząco odbiegać od wartości otrzymanej z obliczeń dla układu łopatkowego całej turbiny.

Tab. 7.7. Parametry analizy przepływowej łopatki aktualnie dostępnej i po modernizacji

Obliczenia sprawności ALRPO HT160	SP LSB 400mm	SP LSB 500mm
Strumień masowy na wylocie [kg/s]	143,1	143,08
Sprawność łopatki ostatniego stopnia [%]	94,16	94,28
Moc generowana z ostatniego stopnia [kW]	8633,68	9437,21
Przyrost mocy części ostatniego stopnia [kW]	-	803,53
Szacowany przyrost mocy całej turbiny [MW]	-	≈0,45

8. Obliczenia wytrzymałościowe

W tym rozdziale został opisany proces przygotowania modelu, od doboru rodzaju bandaża i określenia jego geometrii, stopki oraz obliczeń wytrzymałościowych: statycznych i dynamicznych łopatki i ułopatkowanej tarczy. Wskazane zostały kryteria, niezbędne do weryfikacji projektowanej łopatki.

Przeanalizowano łopatkę wirnikową. Łopátka kierownicza, przedstawiona w rozdziale 7 była niezbędna do obliczeń przepływowych, natomiast w przypadku obliczeń MES została pominięta.

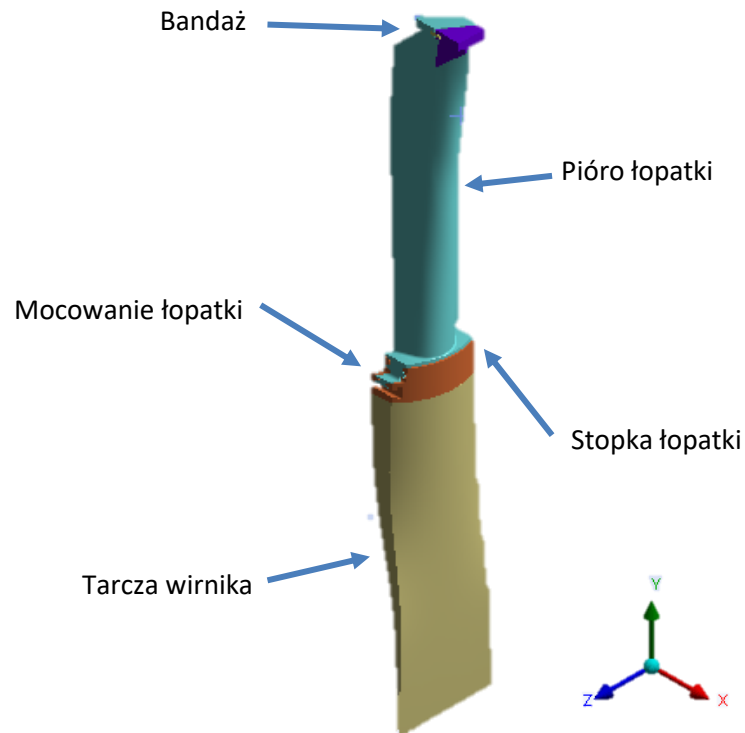
Analiza wytrzymałościowa została wykonana w programie ANSYS, a modele 3D do obliczeń przygotowano w 3D - Catia V5 [64].

Nowo projektowana łopátka ostatniego stopnia SP musiała zostać poddana ocenie zgodnie z wymaganiami wewnętrznymi firmy GE. Łopátka wirnikowa musi być analizowana statycznie i dynamicznie. Muszą być określone odśrodkowe naprężenia rozciągające i zginające, naprężenia zginające pochodzące od przepływającej pary [22]. Sumaryczne naprężenia pojawiające się w poszczególnych częściach łopatki musiały być porównane z wartościami dopuszczalnymi dla bandaża, pióra łopatki, stopki oraz promieni przejścia pomiędzy piórem i bandażem oraz piórem i stopką.

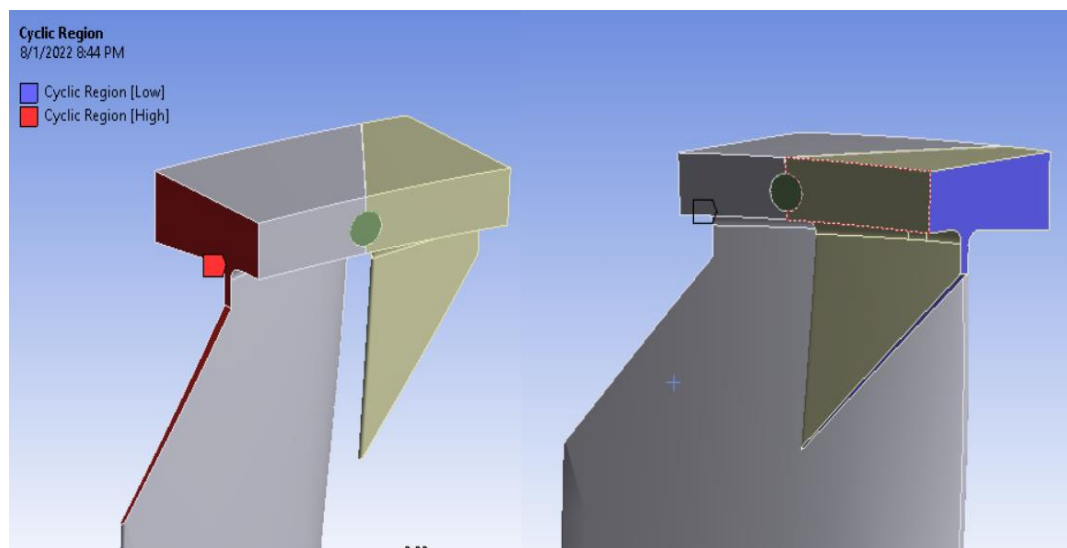
8.1. Model obliczeniowy MES

W celu uproszczenia i przyspieszenia obliczeń MES przeprowadza się je na modelu ograniczonym do jednego sektora wieńca łopatkowego (360° /liczbę łopatek). Aby w zadowalającym stopniu odzwierciedlić interakcje pomiędzy łopatką a elementami współpracującymi, geometria musi składać się z tarczy wirnika z wrębami, stopki łopatki, pióra oraz bandaża (Rys. 8.1). W przestrzeni roboczej główne osie układu współrzędnych odpowiadają odpowiednio: x – kierunek obwodowy, y – kierunek promieniowy, z – kierunek osiowy. Takie ustawienie modelu pozwala na szybką i łatwą aktualizację przy zachowaniu cyklicznej osi symetrii, obciążeń itd. Na Rys. 8.2 pokazano fragment łopatki wirnikowej i bandaża.

Wyjściowym elementem do tworzenia całego modelu było pióro łopatki. Model pobrany został bezpośrednio z analizy przepływowej CFX, tylko tym razem zamiast bryły opisującej przestrzeń, przez którą przepływa para, brany jest fragment reprezentujący część łopatki. W analizie uwzględniono tylko finalną, zmodernizowaną wersję pióra.



Rys. 8.1. Elementy składowe oraz orientacja modelu obliczeniowego.



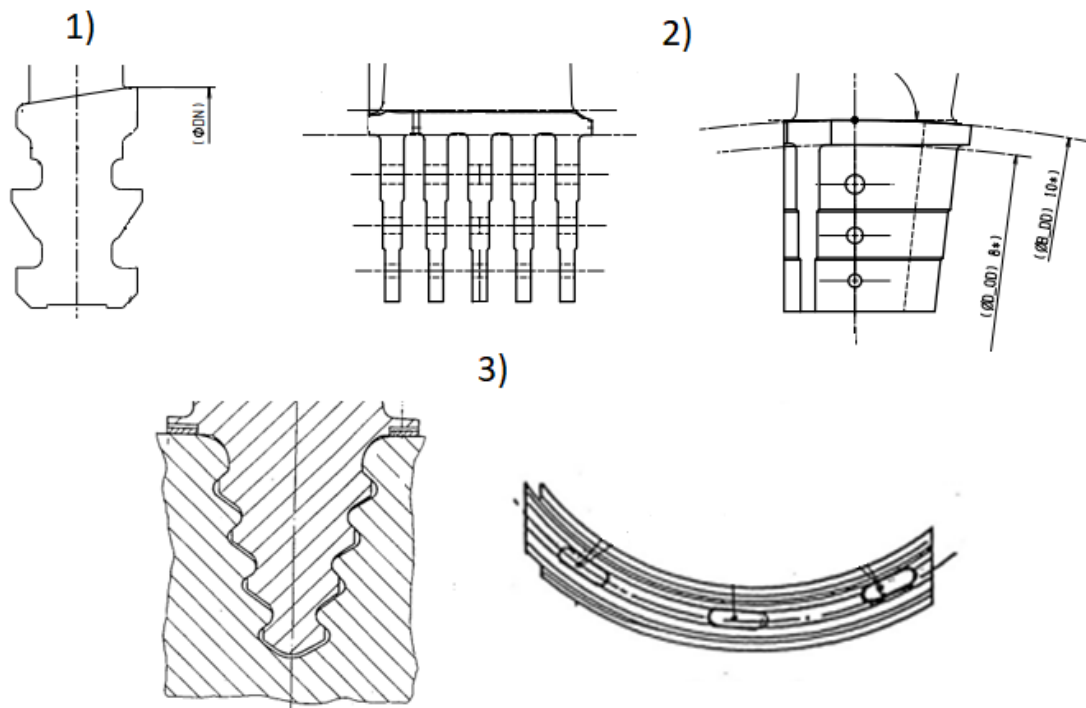
Rys. 8.2. Zastosowanie cyklicznej symetrii dla odwzorowania interakcji między bandażami sąsiednich łopatek.

Punktem wyjściowym do modelu jest pióro łopatk, ponieważ jego kształt determinuje geometrię pozostałych elementów. Dolny profil przekroju na najmniejszym promieniu ogranicza możliwości zastosowania różnego rodzaju stopek łopatk a górna część pióra określa rozwiązania dla bandaża. Skupiono się więc na doborze stopki łopatk. Rozważano trzy rozwiązania (Rys. 8.3):

- 1) stopka młotkowa dwuzaczepowa

- 2) Stopka kołkowana
- 3) Stopka jodełkowa

Pierwsze z zaproponowanych rozwiązań jest rozwiązaniem najtańszym w aspekcie mechanicznego wykonania (zaletą są niskie koszty obróbki wytoczeń w wirniku). Montaż łopatek odbywa się obwodowo, a łopatek wprowadzane są przez specjalnie przygotowaną otwór w wytoczeniu. Stopka taka może być wyposażona (nie zawsze jest taka konieczność) w rowek u jej podstawy, który służy jako miejsce montażu wkładki odpychającej powierzchnie zaczepek do wrębów w wirniku już podczas montażu. Zwracając jednak uwagę na doświadczenia działu badań i rozwoju firmy GE opisanych w rozdziale 3.2 i problemy w zakresie wytrzymałości stopki przy długości łopatki 400 mm, a co za tym idzie łżejszej, przez co wielkość naprężeń na powierzchniach stopki łopatki o długości 500 mm powinny być jeszcze większe, stąd zrezygnowano z tego wariantu.



Rys. 8.3. Rodzaje stopek łopatek turbin parowych 1) stopka młotkowa dwuzaczepekowa, 2) stopka kołkowana 3) stopka jodełkowa.

Kolejnym rozważanym wariantem była stopka kołkowana. Rozwiązanie to było stosowane w przeszłości w turbinach 13K215 przed modernizacją. Tego typu stopka sprawdzała się doskonale dla wolnonośnej łopatki wykonanej w technice akcyjnej z dwoma drutami tłumiącymi o długości pióra 500 mm. Dodatkowym atutem jest także możliwość oferowania takiego rozwiązania do jeszcze niezmodernizowanych turbin tej rodziny bez konieczności ingerowania w istniejący wirnik. Niezmodernizowanych turbin pozostało jednak niewiele, ale właściciele planują ich wyłączenie z eksploatacji, a nie inwestowanie w poprawę sprawności.

Ostatecznym powodem zniechęcającym do kontynuowania badań z tego typu stopką jest wymagana duża dokładność obróbcza oraz pracochłonność instalacji łopatek. W tym przypadku montaż odbywa się promieniowo. Rozwiązanie takie jest najdroższe z rozpatrywanych i najtrudniejsze w serwisowaniu. Tego typu rozwiązanie można byłoby zastosować w turbinach z oryginalnym układem łopatkowym (łopatka OEM), ale ze względu na to, że są to maszyny zainstalowane w latach 60-tych, 70-tych i 80-tych niewiele z nich pozostało w pierwotnej formie. Wariant usprawniania niezmodyfikowanych jeszcze turbin 13K215 będzie rozważany jako ostatni.

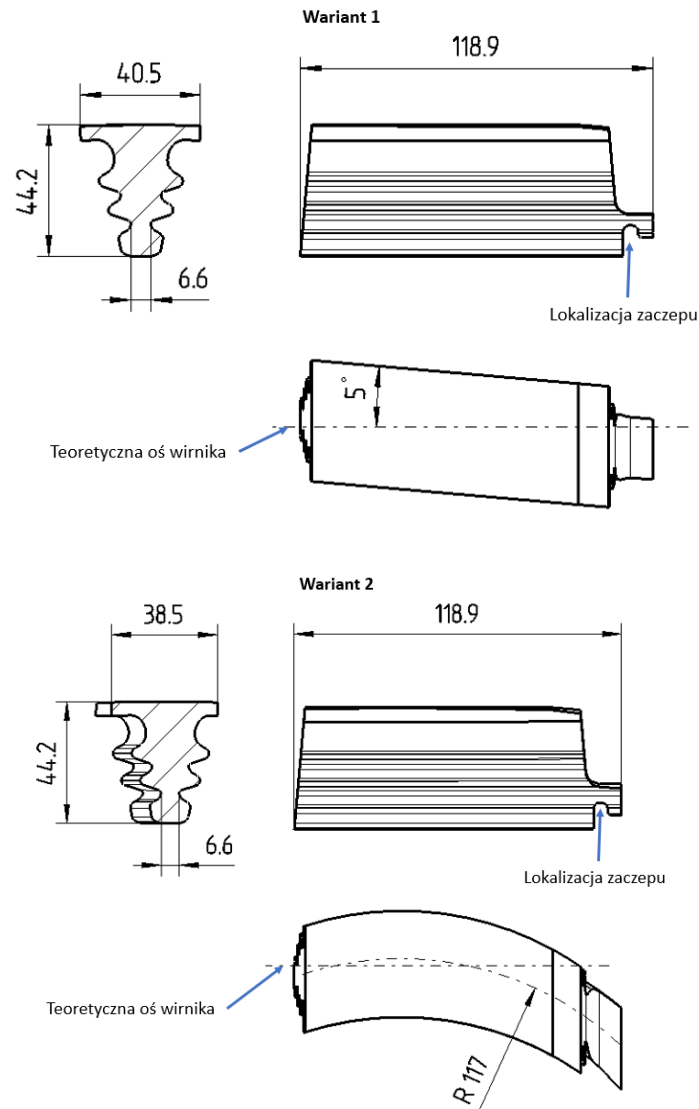
Ostatnim rozpatrywanym dostępnym rozwiązaniem była stopka jodełkowa. Tak jak stopka młotkowa posiada wgłębienie u podstawy, przeznaczone na umiejscowienie w nim dwóch lub trzech wkładek sprężynujących (w zależności od rozmiaru stopki). Zapewniają one stałe ułożenie promieniowe łopatek, nawet podczas braku siły odśrodkowej podczas postoju wirnika. Elementu tego nie uwzględnia się jednak w procesie budowania modelu obliczeniowego ani w samych analizach wytrzymałościowych. Montaż tego typu łopatek przeprowadza się poprzez wprowadzanie łopatek we wręb w wirniku w kierunku osiowym. Występuje ona w dwóch wariantach:

- 1) Wręby w wirniku oraz stopka obrabiana w liniowo po prowadzącej ustawionej pod kątem do osi wirnika
- 2) Wręby wirnika oraz stopka obrabiana po łuku (Rys. 8.3)

Pierwszy z nich jest tańszy i sprawia znacznie mniej trudności w jego wykonaniu jednak kształt profilu łopatki u jej podstawy nie pozwala na pełny styk z powierzchnią stopki ze względu na ograniczenie jej szerokości w wyniku zastosowania liniowej obróbki. Praktyka GE, bez analizy wytrzymałościowej pokazuje, że przy takim rozwiązaniu łopatka może ulec uszkodzeniu, ale dopiero po dokonaniu obliczeń zostanie to zweryfikowane.

Stopka obrabiana po łuku ma najczęstsze zastosowanie w łopatkach ostatniego stopnia części niskoprężnej. Występuje w wariantach cztero i pięcio, a nawet sześćo zaczepowych. Można stąd wyciągnąć wnioski, że jest to produkt bardzo odporny na obciążenia, gdyż łopatki z tej lokalizacji układu przepływowego są dłuższe oraz mają wyższą masę własną. Jest to jednak rozwiązanie drogie w wykonaniu (każdy pojedynczy wręb na wirniku wykonuje się w nowym ustawieniu wirnika, co oznacza dużą czasochłonność), ale z drugiej strony odznacza się dużą łatwością montażu i demontażu.

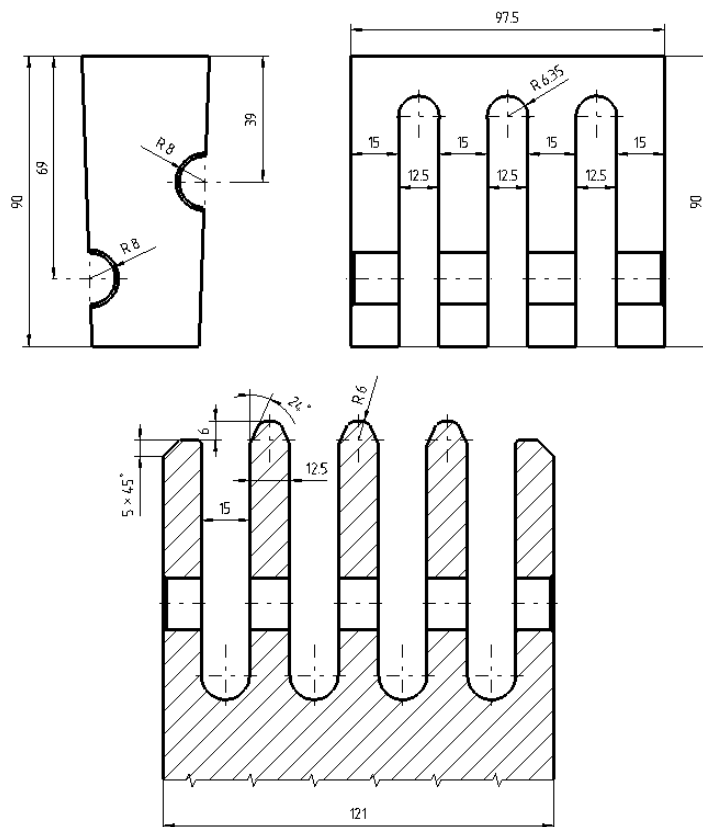
Stosowane są jeszcze inne niż opisane powyżej rodzaje stoppek. Można między innymi spotkać jeszcze stopki siodełkowe (najczęściej używane na OEM akcyjnej flocie GE) oraz spawane, które mają zastosowanie bardzo rzadko i wyłącznie dla najkrótszych łopatek [65].



Rys. 8.4. Nowo zaprojektowana stopka dla łopatki 500mm – wariant 1 - ze stopką jodełkową prostą, wariant 2 ze stopką jodełkową prowadzoną po łuku.

W doborze stopki zdecydowano się na priorytetowe potraktowanie wariantów opisywanych jako dwa ostatnie. Nie udało się jednak znaleźć gotowego, dostępnego rozwiązania w katalogu GE [70]. Gabaryty wszystkich będących do dyspozycji produktów nie były dopasowane i gotowe do zastosowania dla wielkości i liczby po obwodzie projektowanych łopatek 500mm. Zdecydowano się więc na zaprojektowanie nowej stopki (Rys. 8.4) bazując na tego typu elementach dedykowanych dla łopatek niskoprężnych i zachowując wszystkie niezbędne praktyki projektowe przy jednoczesnym dopasowaniu gabarytowo i wytrzymałościowo do pokładanych w tym elemencie potrzeb. W procesie tym nie zmieniono pochylenia zaczepów, w porównaniu do dostępnych rozwiązań, co miało na celu zmniejszenie kosztów obróbki – dostępność narzędzi do frezowania wrębów. Dwa zilustrowane rozwiązania bazują na tym samym trzy zaczepowym przekroju. Pierwszy z nich prowadzony

prosto pod kątem 5 stopni jest dużo łatwiejszy w montażu i obróbce od wariantu 2 (ze stopką jodełkową prowadzoną po łuku), z kolei łatwiej jest usytuować pióro na stopce prowadzonej po łuku, ponieważ jest ona prowadzona w zbliżony sposób co cięciwa profilu u podstawy. Drugie rozwiązanie daje także lepsze wyniki w analizie wytrzymałościowej. W przypadku wariantu 1 należało niewielką część łopatki zlokalizowaną w rejonie krawędzi spływu pozostawić poza zarysem stopki.



Rys. 8.5. Stopka dla łopatki 500mm – wariant 3 – stopka palczasta kołkowana stosowana w rozwiązaniu OEM.

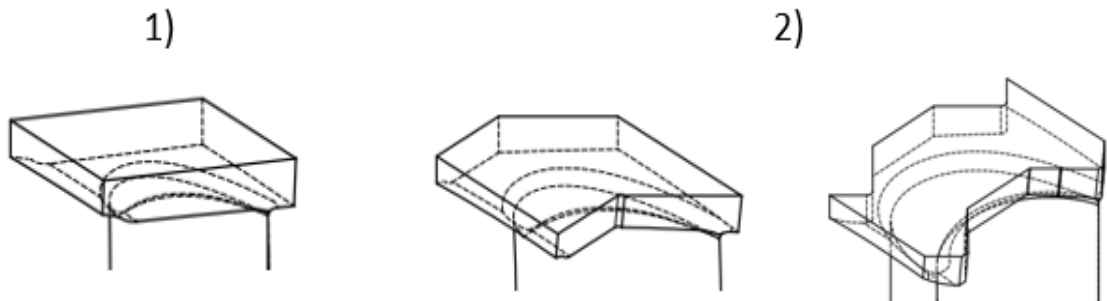
Dodatkowo przygotowany został model dla wariantu ze stopką palczastą, stosowaną wcześniej w rozwiązaniu OEM turbin 13K215 [73] (Rys. 8.5). Przy okazji tej konstrukcji zdecydowano się nie zmieniać geometrii ze względu na możliwości instalacji w niezmodyfikowanych dotychczas turbinach, gdzie wystarczyłaby obróbka samej ostatniej obejmy stacjonarnej i wymiana łopatki ostatniego rzędu, co znacząco poprawiłoby sprawność. Jedyną rzeczą, którą należałoby poprawić w celu zastosowania tej łopatki w starych konstrukcjach to dostosowanie pióra do parametrów termodynamicznych i geometrycznych – łopatka zaczepiona jest o 26 mm bliżej osi, co ma wpływ m.in. na układ trójkątów prędkości. Wracając do konstrukcji, taka stopka obrabiana jest ze wstępnymi otworami pod kołki, które rozwierca się już podczas montażu na wirniku tak, aby instalowany kołek dolegał w identyczny

sposób do elementu łopatkki i wirnika. Prace przy zakładaniu wieńca wirnikowego są zatem bardzo pracochłonne, gdyż do wykonania jest tyle samo otworów co łopatek.

Kolejnym elementem modelu był bandaż. Zwracając uwagę na poprzednie doświadczenia i dostępne rozwiązania w firmie GE, bandaż pełni ważną rolę w tego typu łopatkach. Nadrzędnym celem jest funkcja tłumienia drgań. W rozdziale 3.3. opisano problemy związane z projektowaną łopatką o długości 444mm. Analiza zjawiska tłumienia pojawia się także w dokumentacji łopatkki akcyjnej OEM, która przy długości 500mm posiadała dwa druty tłumiące umiejscowione na różnych wysokościach profilu. Należy w tym miejscu przypomnieć, że była to łopatkka wolnonośna i takie rozwiązania zwiększają straty spowodowane przeciekami nadłopatkowymi oraz straty przepływowe w otoczeniu drutów tłumiących. Nowo projektowana łopatkka o długości 500mm ma ograniczyć wyżej wymienione straty i w tym celu wyeliminowano druty oraz zaprojektowano bandaż.

Zwracając uwagę na dotychczasowe doświadczenia firmy, w rozważanym przypadku dopuszcza się dwa typy bandaży (Rys. 8.6):

- 1) Bandaż zamkowy.
- 2) Bandaż o kształcie równoległoboku (cięty pod kątem najlepiej dopasowanym do kanału między górnymi profilami łopatek).

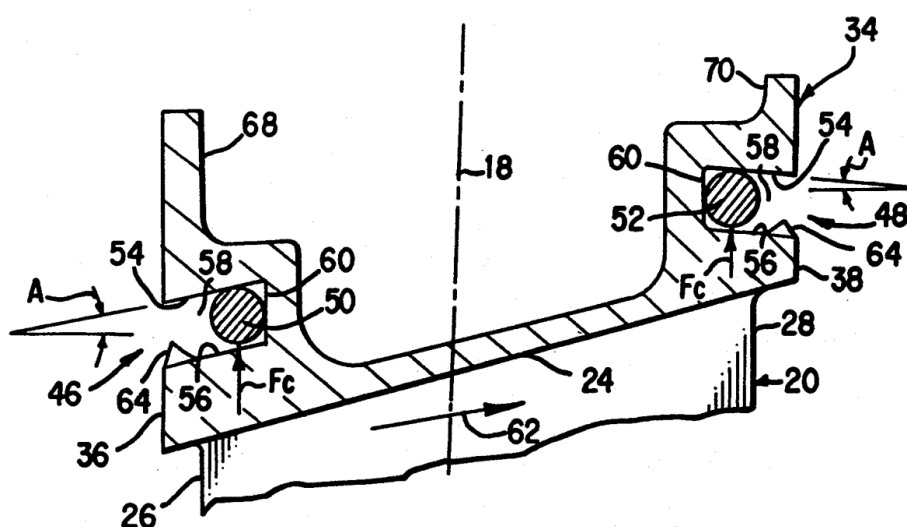


Rys. 8.6. Przykładowe rodzaje bandaży łopatkowych: 1) w kształcie równoległoboku, 2) zamkowy

Pierwsze z wymienionych rozwiązań stosuje się zarówno w łopatkach krótkich jak i najdłuższych. Omawiana w poprzednim rozdziale łopatkka 444mm była wyposażona właśnie w bandaż w kształcie równoległoboku. Jest on prostszy zarówno w wykonaniu jak i montażu. Ma on zastosowanie w łopatkach o różnych typach stopek, przy czym dla każdego rodzaju bandaży montaż wygląda inaczej. Dla łopatek ze stopką jodełkową do zainstalowania ostatniej łopatkki należy używać specjalnego narzędzia rozpychającego sąsiadujące bandaże.

Bandaż zamkowy jest trudniejszy w wykonaniu. Tego typu bandaż najczęściej stosuje się do łopatek ostatniego (L-0) i przedostatniego (L-1) stopnia części SP. Oczywiście kształty dopasowane są do sposobu montażu (promieniowy, osiowy, obwodowy) oraz zarysu kanału między sąsiadującymi profilami.

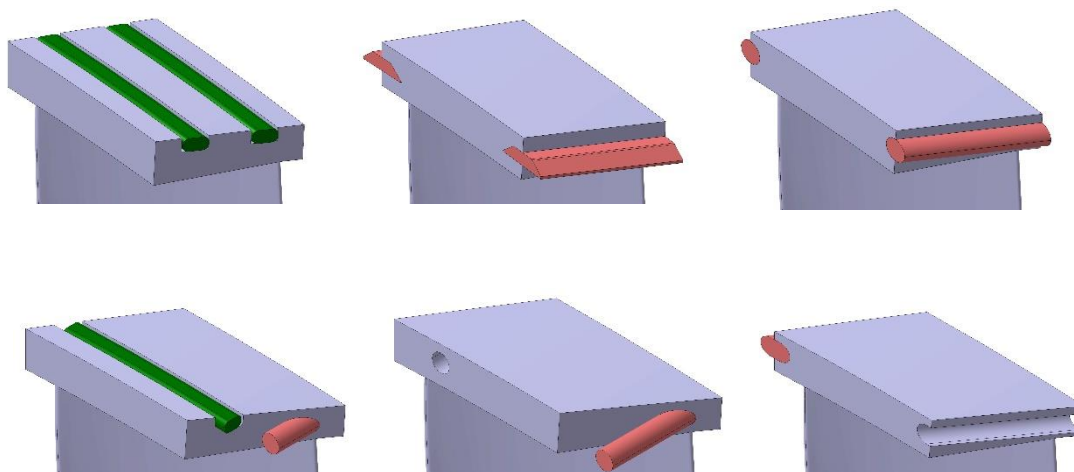
Istnieje jeszcze jedno rozwiązanie konstrukcyjne bandaża wspomagające utrzymanie integralności wieńca i unikanie nadmiernych różnic przemieszczeń. W 1993 roku powstał patent w GE Power pokazujący metodę montażu dwóch drutów na przedniej i tylnej ścianie bandaża [74]. Niestety takie rozwiązanie nie może znaleźć zastosowania dla nowoprojektowanej łopatki ze względu na brak miejsca, stąd nie zdecydowano się użyć bandaża z dwoma drutami tłumiącymi (Rys. 8.7).



Rys. 8.7. Rozwiązanie z dwoma drutami tłumiącymi wzdłuż przedniej i tylnej ścianki bandaża [74].

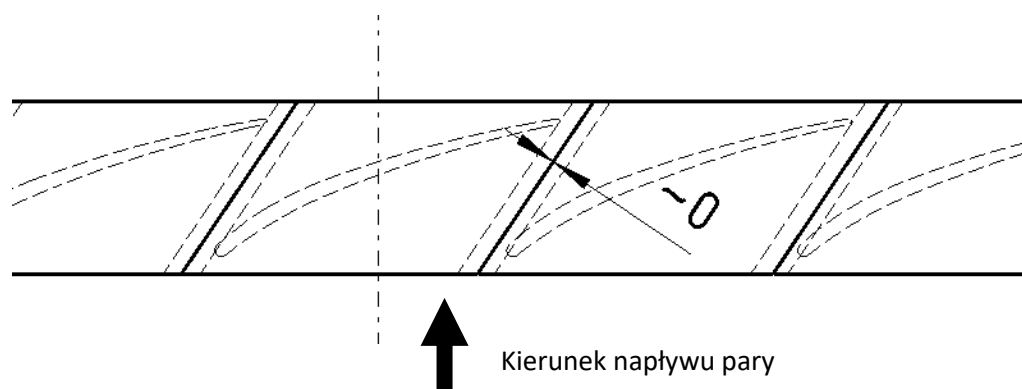
W łopatce 500 mm zdecydowano więc uprościć konstrukcję na ile to możliwe i zastosowano bandaż w kształcie równoległoboku ze skośnym cięciem do kierunku przepływu pary. Łopatka w górnej części jest cienka, co wpływa na ograniczenie masy bandaża. Pomimo tego w elemencie tym trzeba było zastosować rozwiązanie zapobiegające przesuwaniu się osiowemu łopatek względem siebie i tłumiącego drgania podczas pracy turbiny [76]. Zdecydowano się więc na przeanalizowanie kilku wariantów (Rys. 8.8).

- 1) Z dwoma drutami tłumiącymi spiętymi obwodowo i umiejscowionymi na górnej powierzchni bandaża w specjalnie przygotowanych rowkach,
- 2) Z usytuowanym między bocznymi skośnymi ściankami sąsiadujących bandaży kołek o przekroju koła
- 3) Rozwiązanie podobne do 2), tylko zastosowany kołek ma przekrój trapezu.



Rys. 8.8. Niektóre z rozważanych rozwiązań konstrukcji bandaża.

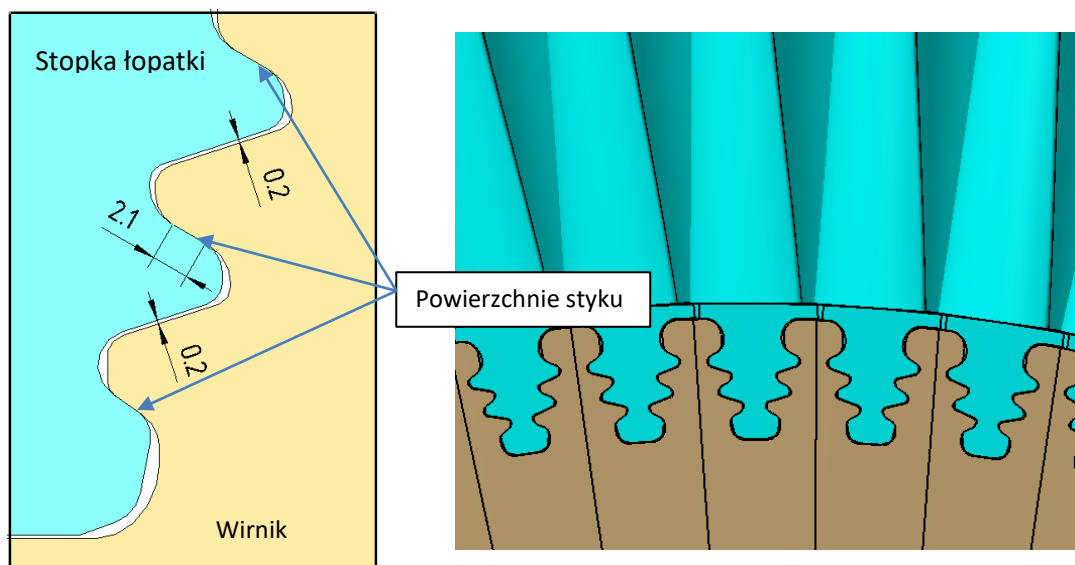
W porównaniu do pozostałych dwóch, rozwiązanie z dwoma drutami tłumiącymi jest łatwe w zastosowaniu. Dokładność wykonania rowków w bandażach nie musi być bardzo precyzyjna, czego nie można powiedzieć o zastosowaniu kołków trapezoidalnych. Przekrój w kształcie trapezu, co prawda ułatwia dopasowanie powierzchni styku między kołkiem a otworem w bandażu, niemniej jednak wymaga bardzo precyzyjnej obróbki pojedynczych łopatek na tyle żeby nie wymuszać dodatkowych naprężeń podczas montażu.



Rys. 8.9. Widok na wieniec wirnikowy z góry.

W przypadku kołka o przekroju koła zastosowano inne podejście niż w przypadku rozwiązania trapezoidalnego. Finalna obróbka pod ten element odbyłaby się dopiero po zainstalowaniu łopatek w wirniku, co umożliwiłoby zachowanie konkretnego pasowania kołek-otwór, integralności bandaża (luz między bandażami $\sim 0\text{mm}$ - Rys. 8.9) i zapobiegłoby powstawaniu uskoków pomiędzy sąsiadującymi ze sobą bandażami. W celu uzyskania optymalnego ustawienia łopatek należałoby zastosować specjalne narzędzie utrzymujące element w żądanej pozycji na czas obróbki pod kołek. Po zainstalowaniu wszystkich łopatek oraz kołków uzyskany zostanie pełen pierścień z usztywnionym wieniec bandażowym. Oczywiście niewielki ruch pomiędzy elementami byłby możliwy, gdyż

zabezpieczeniem kotka przed wypadnięciem byłoby zamocowanie go do jednego bandaża przy pomocy niewielkiej spoiny czołowej.



Rys. 8.10. Złożenie łopatki z tarczą wirnika

Elementami modelu obliczeniowego jest tarcza wirnika wraz z wrębem pod stopkę łopatkową. Geometria tego elementu uzależniona jest od liczby łopatek oraz kształtu zaczepów stopki (połączenie wręb w wirniku- stopka łopatki). Na Rys. 8.10 pokazano część zmontowanego wieńca wirnikowego (po prawej stronie) oraz powiększenie na połączenie między łopatką a wrębem, na którym pokazano powierzchnie styku i nominalne luzu na poziomie 0,2mm.

Ostatnim elementem jest wkładka blokująca osiowe przemieszczanie łopatki względem wirnika. Element ten występuje w miejscu mocowania wskazanym na Rys. 8.1 Część ta składa się z dwu i trzy-elementowych segmentów tworzących pierścień. Na potrzeby analizy wytrzymałościowej, wkładka blokująca ma kształt pręta i jest umieszczona między stopką a wirnikiem w lokalizacji mocowania.

8.2. Założenia do obliczeń wytrzymałościowych

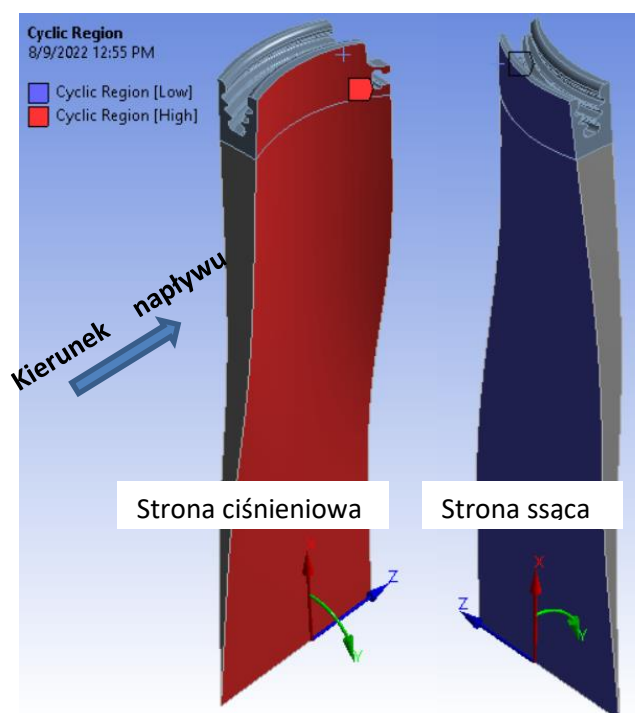
W modelu obliczeniowym przyjęto dane materiałów dla poszczególnych elementów, warunki brzegowe oraz bazujące na praktykach firmy GE parametry siatki.

Mając na uwadze, że firma GE do tej pory w większości przypadków skupiała się na rozwoju i standaryzacji ostatnich stopni części niskoprężnej, wszystkie instrukcje konstrukcyjne i protokoły decyzyjne zawierają informacje właśnie dla tych elementów. Ponieważ łopatka części średnioprężnej jest znacznie mniejszych gabarytów niż ta pochodząca z części niskoprężnej zdecydowano, w pierwszej kolejności zastosować mniej wytrzymały materiał St11TNiE (X12CrNiMo12). W części NP stosowany był materiał St12T

(X12CrMoV-12-1). Ten sam materiał został użyty dla kołka w każdym wyżej opisanych wariantów, natomiast materiał wirnika pozostał bez zmian w porównaniu do dotychczasowych rozwiązań modernizacyjnych dla turbin 13K215 oznaczony jako St459TS (25CrMoV3-8). Tego samego materiału użyto dla elementu blokującego przesuw osiowy łopatk we wrębie. Podstawowe własności materiałowe przedstawia Tab. 8.1. W obliczeniach zastosowano zaawansowane modele materiałowe w zależności od temperatury. Uwzględniono mapy nie tylko zmian (nieliniowych) granicy plastyczności i wytrzymałości na rozciąganie, ale także Modułu Young'a, współczynnika Poisson'a oraz współczynnika rozszerzalności cieplnej.

Tab. 8.1. Własności materiałowe zastosowanych w modelu obliczeniowym materiałów.

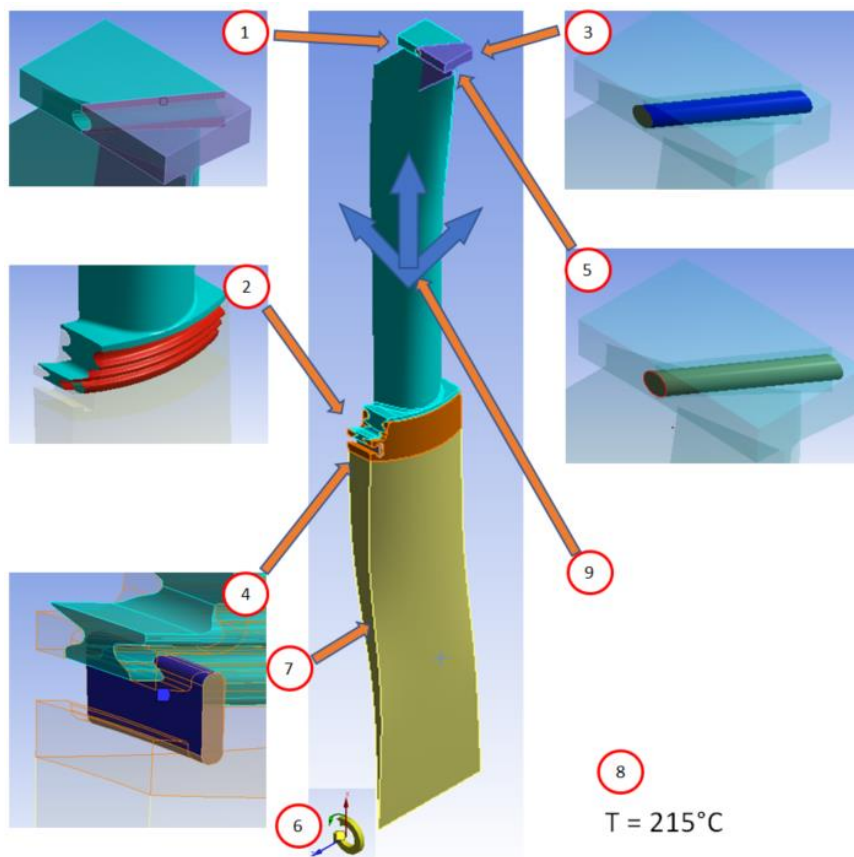
Materiał \ Parametr	Granica plastyczności Re(20°C) [MPa]	Wytrzymałość na rozciąganie Rm(20°C) [MPa]
St11TNiE	min. 780	930 – 1100
St459TS	min. 570	700 – 860



Rys. 8.11. Zastosowanie cyklicznej symetrii dla odwzorowania interakcji między sektorem wirnika dla łopatki z wrębem jodełkowym prowadzonym po łuku.

Po zadaniu konkretnych materiałów dla poszczególnych elementów niezbędne było przyjęcie warunków brzegowych. Opisywana na początku rozdziału 8.1 cykliczna symetria jest

podstawowym parametrem umożliwiającym ograniczenie wielkości modelu do jednej łopatki. Powierzchnie przypisane do tego warunku brzegowego pokazane są na Rys. 8.2 i Rys. 8.11



Rys. 8.12. Warunki brzegowe zastosowane w modelu obliczeniowym

W kolejnym etapie przyjęto warunki kontaktu pomiędzy poszczególnymi elementami modelu oraz pozostałe warunki brzegowe (Rys. 8.12):

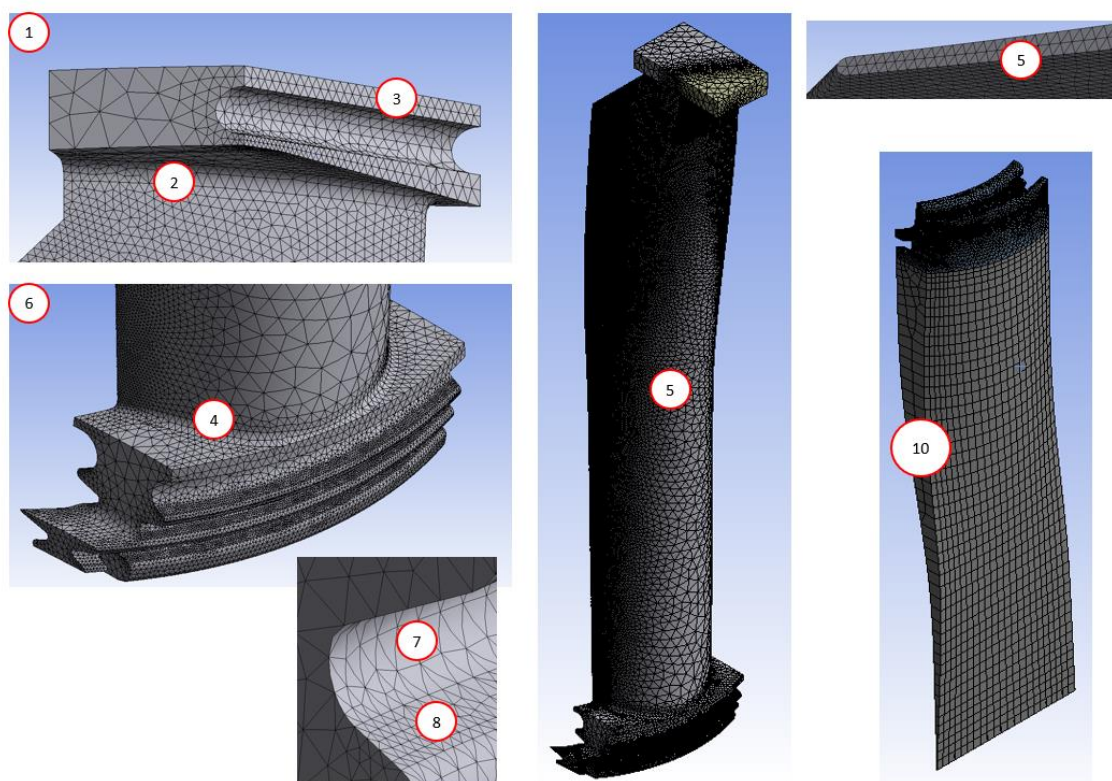
- 1) Założenie kontaktu pomiędzy sąsiadującymi powierzchniami bandaży. Współczynnik tarcia 0,2.
- 2) Założenie kontaktu pomiędzy wszystkimi powierzchniami geometrii stopki oraz wrębu w wirniku. Współczynnik tarcia 0,2.
- 3) Założenie kontakt pomiędzy kołkiem/drutem tłumiącym a sąsiadującymi ze sobą otworami w bandażach. Współczynnik tarcia 0,2.
- 4) Założenie kontaktu pomiędzy zaczepem łopatki i wirnika a elementem blokującym przesuw osiowy łopatki względem wirnika. Współczynnik tarcia 0,2.
- 5) Założenie kontaktu stałego pomiędzy krawędziami obrysu kołka i jednej strony otworu w bandażu w celu odwzorowania zachowania spoiny spawalniczej.
- 6) Prędkość obrotowa 314 radianów/sekundę.
- 7) Zablokowanie możliwości ruchu w kierunkach osiowym i promieniowym powierzchni wirnika od strony napływu pary.

- 8) Temperatura została przyjęta na poziomie wartości z obliczeń przepływowych 215 °C.
- 9) Przyjęto siły od przepływu w trzech kierunkach x, y, z do profilu łopatk (X - kierunek styczny do obwodu, Y – Kierunek promieniowy, Z – Kierunek osiowy) z analizy przepływowej (Patrz Tab. 8.2).

Tab. 8.2. Wartości sił oddziałujących na profil łopatk

Parametr \ Kierunek	X	Y	Z
Siła [N]	421	-189	705

Ostatnim etapem przygotowania modelu jest wykonanie siatki obliczeniowej MES. Im gęstsza siatka tym zapotrzebowanie na moc obliczeniową jest większe. W tym celu przyjęto parametry siatki tak, aby spełniała ona wszystkie wymagania wewnętrzne GE z zakresu dyskretyzacji modeli łopatek [78]. W procesie wyszukiwania optymalnego rozwiązania stosowano w pierwszym etapie modele o zgrubej dyskretyzacji w celu uzyskiwania wyników w krótszym czasie.



Rys. 8.13. Model po dyskretyzacji według zaleceń z tabeli 9.3

Praktyki firmy GE w zakresie dyskretyzacji modeli obliczeniowych łopatek oraz poszczególnych ich komponentów podają maksymalne wielkości elementów siatki w konkretnych regionach łopatk [78]. Zalecenia i stosowane praktyki były rozwijane dla

łopatek ostatniego stopnia NP. Prezentowana w tej pracy łopatka 500mm jest gabarytowo mniejsza od łopatki ostatniego stopnia NP i co za tym idzie posiada mniejsze powierzchnie, które podlegają interakcji między sobą, stąd zastosowano dokładniejszą siatkę. Wartości wymagane w koncernie oraz zastosowane podczas dyskretyzacji modelu zostały pokazane w Tab. 8.3. To co uległo zmianie to zaniechanie stosowania wymagania dotyczącego liczby 2 elementów w przekroju wirnika a dokładniej w jego części leżącej najbliżej osi obrotu (oś Z). Wirnik nie jest przedmiotem analizy a koncentracja naprężeń w tym konkretnym regionie z całą pewnością nie wystąpi. Poszczególne lokalizacje opisane w Tab. 8.3 zostały przedstawione na Rys. 8.13.

Tab. 8.3. Wymagana dokładność dyskretyzacji poszczególnych obszarów modelu łopatki

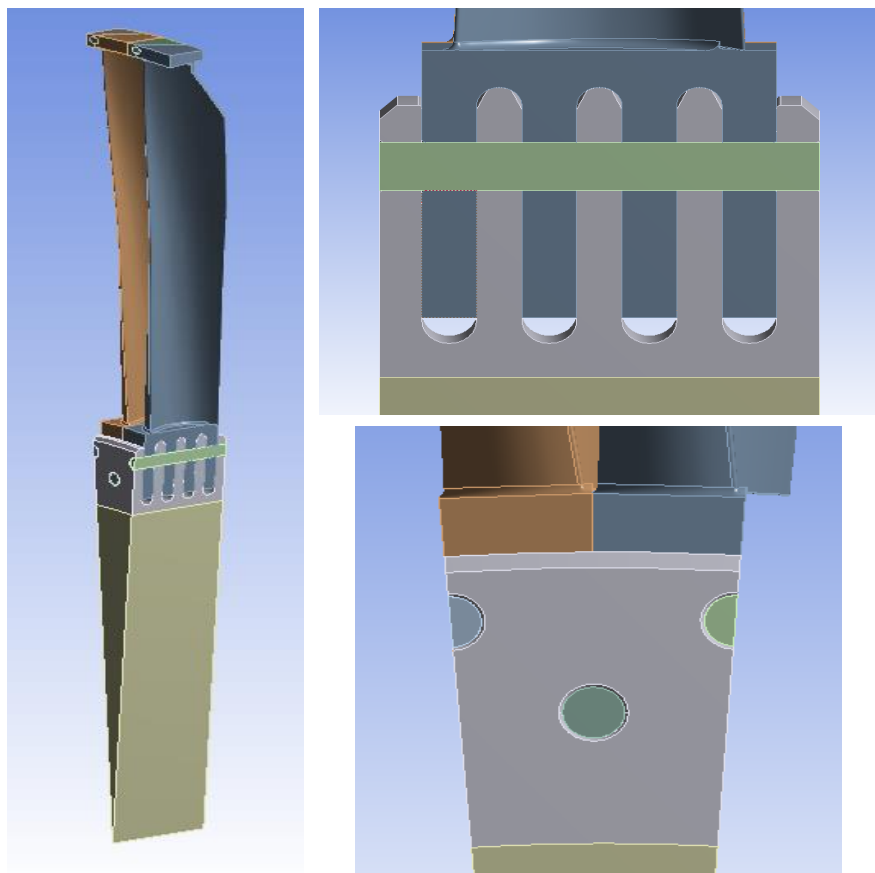
Region	Wymagania wg dobrych praktyk	Wymagania stawiane łopatce 500mm	Zastosowane rozwiązanie Rozmiar największego elementu
1 Bandaż	Rozm. max. 5mm	Rozm. max. 5mm	5mm
2 Promień przejścia bandaż – pióro	Rozm. max. 5mm	Rozm. max. 2,5mm	2,5mm
3 Powierzchnie kontaktu bandaża	Rozm. max. 2mm	Rozm. max. 2mm	1,8mm
4 Promień przejścia pióro – stopka	Rozmiar 5 – 8mm	Rozm. max. 3mm	2.25mm
5 Pióro	Rozm. max. ~10mm Min. 2 elementy w przekroju	Rozm. max. ~10mm Min. 2 elementy w przekroju	10mm
6 Stopka	Rozm. max. ~20mm	Rozm. max. ~10mm	6,5mm
7 Promienie na stopce	Rozm. max. 3mm	Rozm. max. 3mm	~3mm
8 Powierzchnie kontaktu stopka - wirnik	Rozm. max. 1mm Min. 6 elementów w przekroju	Rozm. max. 1mm Min. 5 elementów w przekroju	0,6mm
9 Promienie we wrębie	Rozm. max. 3mm	Rozm. max. 3mm	~3mm
10 Wirnik	Rozm. max. 18mm Min. 2 elementy w przekroju	Rozm. max. 18mm	17,5

Pozostałe elementy, czyli kołek i blokada przesuwu osiowego łopatki zostały zamodelowane za pomocą funkcji „sweep” i rozmiarem maksymalnym siatki na poziomie 1-1,5mm. Zdecydowana większość komponentów modelu obliczeniowego została

zdystryktowana za pomocą elementów tetragonalnych a cały model składał się z 994015 węzłów i 625093 elementów.

Dla wariantu III (łopatki ze stopką palczastą kołkowaną) niezbędny był nowy model, ze względu na sposób montażu łopatki i konstrukcje stopki. Występowanie dwóch rodzajów stopek, wymusiło przygotowanie modelu złożonego z dwóch łopatek. Sąsiadujące ze sobą stopki są swoim lustrzanym odbiciem. Dodatkowym ograniczeniem takiego rozwiązania jest konieczność stosowania parzystej liczby łopatek (co druga łopatka ma identyczną stopkę). W przypadku zastosowania nieparzystej liczby łopatek zamykająca wieniec łopatka miałaby stopkę inną niż wszystkie pozostałe i musiałaby być zamocowana tylko przy pomocy dolnych lub samych górnych kołków. Mogłoby to wpłynąć na osłabienie całego wieńca ze względu na jedną łopatkę. W celu uproszczenia analizy zastosowano 86 łopatek wirnikowych. Proces dystryktacji tego modelu przeprowadzono wg tych samych reguł co poprzednio.

W tym przypadku zagęszczenie siatki dotyczyło kołków oraz otworów przygotowanych pod ich instalację.



Rys. 8.14. Model z zastosowaniem stopki palczastej kołkowanej

8.3. Kryteria oceny wyników analizy wytrzymałościowej

W przeszłości ocena wytrzymałościowa konstrukcji łopatki ostatniego stopnia bazowała na analizach 1D a obecnie wykorzystuje się metodę elementów skończonych 3D. Kryteria projektowe dotyczące oceny konstrukcji łopatki dla analizy wytrzymałościowej oraz częstotliwościowej zostały opisane i przedstawione w tym rozdziale. W tym konkretnym przypadku kolejny raz wymagania stosowane w firmie GE były przygotowane dla łopatek ostatniego stopnia części niskoprężnej [79], więc konieczne było dostosowanie dopuszczalnych wartości do potrzeb wylotu części średnioprężnej.

Tab. 8.4. Dopuszczalne naprężenia lokalne dla łopatki ostatniego stopnia

	Kryteria dla łopatek niskoprężnych	Nowe kryteria dla łopatek średnioprężnych
	Naprężenia lokalne [MPa]	Naprężenia lokalne [MPa]
Materiał łopatki: St11TNiE (X12CrNiMo12) Rm(20°C) = 930 MPa Re(20°C) = 780 MPa		
Profil łopatki (pióro)	$\sigma_1 < 650$	$\sigma_1 < 575$
Profil łopatki – krawędź spływu	$\sigma_1 < 650$	$\sigma_1 < 475$
Promień przejścia bandaż-łopatka-stopka	$\sigma_1 < 1000$	$\sigma_1 < 880$
Stopka	$\sigma_1 < 1000$	$\sigma_1 < 880$

W pierwszej kolejności należy wykonać obliczenia statyczne (ang. Steady State) [71, 72]. W Tab. 8.4 zostały przedstawione kryteria naprężeń lokalnych, jakie poszczególne części łopatki muszą spełnić. W środkowej kolumnie umiejscowione są wartości dla łopatek ostatnich stopni części niskoprężnych. Dopuszczalne naprężenia są na dość wysokim poziomie, ale mają one swoje uzasadnienie w dotychczasowych doświadczeniach firmy GE i poprzednio ALSTOM Power. Niemniej jednak do obliczeń wytrzymałościowych łopatki ostatniego stopnia części niskoprężnej przyjmuje się temperaturę rzędu 50°C, co jest niską wartością dla łopatek średnioprężnych. Jednym z warunków brzegowych badanych turbin 13K215 jest temperatura 215°C, stąd materiał w takich warunkach ma inne właściwości wytrzymałościowe. W tym celu zmniejszono dopuszczalne wartości maksymalne dla poszczególnych komponentów łopatki SP odpowiednio skalując je względem zmian granicy plastyczności w odniesieniu do temperatury. Przyjęty model jest modelem bardzo konserwatywnym.

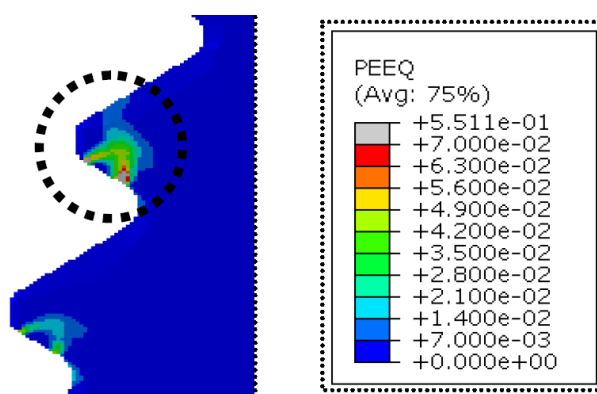
Podobna sytuacja miała miejsce w przypadku kryteriów wyznaczonych dla wirnika. Materiał St459TS przyjęty do obliczeń jest najczęściej stosowanym materiałem w przypadku

modernizacji części SP turbin 13K215. Bazując na wszystkich dostępnych informacjach przyjęto lokalną dopuszczalną wielkość naprężeń na poziomie 925 MPa (Tab. 8.5).

Tab. 8.5. Dopuszczalne naprężenia lokalne dla wrębu w wirniku

	Kryteria dla łopatek niskoprężnych	Nowe kryteria dla łopatek średnioprężnych
	Naprężenia lokalne [MPa]	Naprężenia lokalne [MPa]
Materiał wirnika: St459TS (X12CrNiMo12) Rm(20°C) = 700 MPa		
Wręb pod stopkę	Materiał nie używany	$\sigma_1 < 925$

Dodatkowym wymaganiom podlega zaczep łopatki (połączenie wręb w wirniku – stopka łopatki). Aby go spełnić należy przeprowadzić obliczenia średniej wartości naprężeń von Misesa dla każdego pojedynczego zaczepu (zarówno na stopce jak i we wrębie) w potencjalnej płaszczyźnie uszkodzenia tego elementu. Parametr ten może być obliczony z wykorzystaniem analizy 3D i porównany z naprężeniami dopuszczalnymi dla łopatki $\sigma < 390$ MPa [80] i wirnika 305 MPa. Przy czym dodatkowy warunek musi zostać spełniony w przypadku, gdy średnie naprężenia w analizowanych przekrojach przekroczą 95% naprężeń dopuszczalnych. W takim przypadku należy przeprowadzić dodatkowe obliczenia MES, przy zastosowaniu sprężysto-plastycznego modelu materiału i prędkości obrotowej równej 130% nominalnej. Konstrukcje uznaje się za prawidłowo zaprojektowaną, gdy nie wystąpi uplastycznienie na całej długości, w dowolnym położeniu osiowym płaszczyzny tnącej zaczep stopki/wrębu (Rys. 8.15).



Rys. 8.15. Uplastycznienie wzdłuż płaszczyzny tnącej zaczepu wrębu wirnikowego.

Podczas projektowania łopatek turbin części SP i NP ważną rolę odgrywa wytrzymałość zmęczeniowa. W szczególności cykle rozruchu i odstawienia mogą znacząco wpłynąć na żywotność łopatek ostatniego stopnia turbiny. Należało więc wykonać obliczenia zmęczenia niskocyklowego (LCF), aby określić żywotność nowoprojektowanych komponentów

[81, 82]. W tej analizie należało wyznaczyć maksymalne niestacjonarne siły działające na profil – zarówno od pary, temperatury oraz czas trwania jednego etapu cyklu. Na jeden taki cykl składa się rozruch i odstawienie. W celu określenia naprężeń maksymalnych należy określić gradienty przyrostu i spadku temperatury oraz obciążenia zgodne z posiadanymi przykładami eksploatacyjnymi dla turbin 13K215. Podczas oceny żywotności uwzględniane są zarówno siły odśrodkowe jak i te pochodzące od przepływającej pary. Zmiana temperatury została zdefiniowana pomiędzy temperaturą pokojową a temperatura pracy [79, 84]. Nie było konieczności zakładania czasu utrzymania maksymalnego obciążenia, ponieważ temperatura pracy nowoprojektowanej łopatki jest znacznie niższa od temperatury, w której istotne staje się pełzanie. Minimalna wartość liczby cykli, konieczna do stwierdzenia, że kryterium jest spełnione to 10000 cykli i dotyczy tak samo materiału łopatki jak i wirnika.

W kolejnym etapie przeprowadzono obliczenia częstotliwości drgań łopatki i ułopatkowanej tarczy dla łopatki statycznie odkształconej w wyniku działania siły odśrodkowej. Wykonuje się je w celu uniknięcia zjawiska rezonansu. Dla pojedynczej łopatki analizowany jest wykres Campbella [10, 11]. Dla ułopatkowanej tarczy wykres Campbella oraz wykres interferencyjny [11] gdzie, dla prędkości nominalnej określa się częstotliwość n -tej średnicy węzłowej, która przecina linie wymuszenia od liczby łopatek kierowniczych. W literaturze istnieje wiele opracowań poświęconych zagadnieniom wyznaczania postaci drgań własnych łopatek wirnikowych, [10, 85, 86, 87].

Dla łopatek z bandażem istnieją już kryteria stosowane w firmie GE Power i są one uniwersalnie stosowane do łopatek każdego stopnia turbinowego. W przypadku opisywanych w tej pracy analiz posłużono się tymi samymi wymaganiami [79]. Opisane one zostały poniżej:

- dla dwóch grup częstotliwości drgań (f_1 i f_2) i pierwszych ośmiu średnic węzłowych nie dopuszcza się występowania rezonansu w zakresie marginesu -6% do +5% nominalnej prędkości obrotowej (N),
- dla wyższych grup częstotliwości drgań ($f_i \geq f_3$) i pierwszych sześciu średnic węzłowych nie dopuszcza się występowania rezonansu w zakresie marginesu -6% do +5% nominalnej prędkości obrotowej (N),
- dla wyższych częstotliwości ($f_i \geq f_3$) i średnic węzłowych siódmej i ósmej ($k=7$ i $k=8$) nie dopuszcza się występowania rezonansu w zakresie marginesu -6% do +4% nominalnej prędkości obrotowej (N),
- dla wszystkich grup częstotliwości do ósmej średnicy węzłowej ($k=8$) minimalny margines rezonansu został pokazany w tabeli Tab. 8.6.

Dla wszystkich częstotliwości drgań minimalny margines dla pierwszych dwóch średnic węzłowych wynosi $\pm 6\%$

Siły wzbudzenia od przepływu pary dla wyższych średnic węzłowych ($k_i \geq k_9$) są pomijalnie małe i dlatego nie ma konieczności stosowania żadnych kryteriów w celu uniknięcia zjawiska rezonansu w ich zakresie występowania.

Tab. 8.6. Dopuszczalne marginesy dla częstotliwości rezonansowych

Nominalna prędkość obrotowa (N) [Hz]	Średnica węzłowa (k)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
50	5	5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5
Margines [%]	10	5	3,6	3,2	3	2,75	2,7	2,6

W przypadku gdy dla częstotliwości ze średnicami węzłowymi niższymi niż ósma ($k_i < k_8$) wystąpi zjawisko rezonansu, nie dyskwalifikuje to od razu całej konstrukcji. W takich sytuacjach należy sprawdzić odpowiedź układu eksperymentalnie i numerycznie analizując drgania wymuszone. Taka konstrukcja powinna być wtedy przetestowana na specjalnym stanowisku pomiarowym.

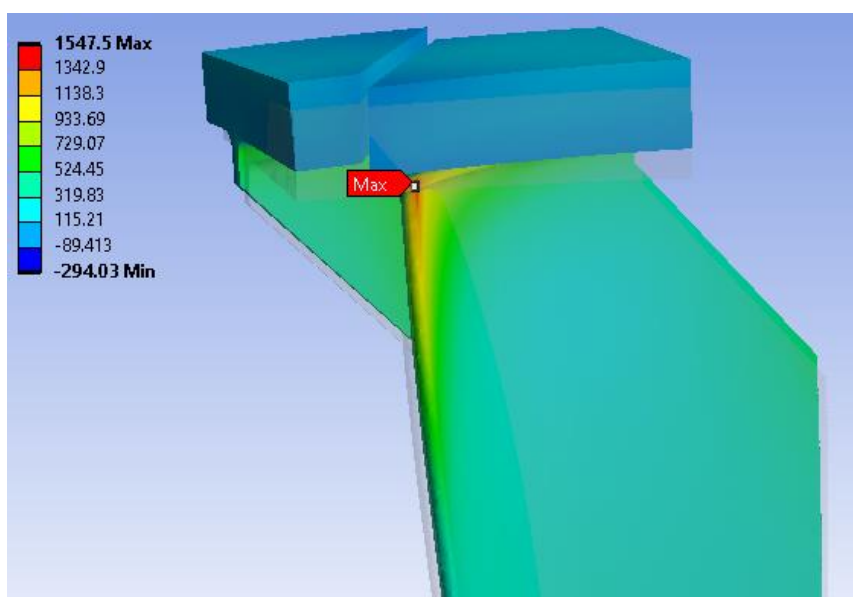
Ostatnim już kryterium była konieczność sprawdzenia, czy nie wystąpi ryzyko wzbudzenia łopatek spowodowanego zakłóceniami z sieci elektrycznej (tzw. wzbudzenie skrętne wału). W takim celu należało zweryfikować czy częstotliwości drgań własnych dla zerowych średnic węzłowych przy nominalnej prędkości obrotowej (N) znajduje się poza zakresem $+5\%/-6\%$ 1 i 2 krotności częstotliwości sieci elektrycznej ($f_{sieć}$) [79]:

$$\begin{aligned} f_{i,0} < 0,94 \times f_{sieć} & \quad \text{lub} \quad f_{i,0} > 1,05 \times f_{sieć} \\ f_{i,0} < 1,88 \times f_{sieć} & \quad \text{lub} \quad f_{i,0} > 2,1 \times f_{sieć} \end{aligned}$$

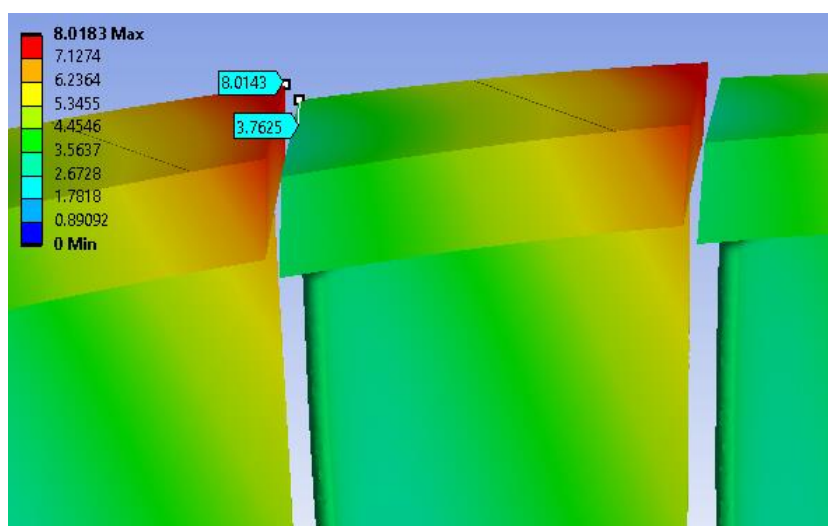
8.4. Analiza obliczeń wytrzymałościowych dla łopatk ze standardowym bandażem

W pierwszym etapie przeprowadzono analizę łopatk wirnikowej z bandażem bez żadnych dodatkowych elementów (Rys. 6.11a). Oznacza to rozwiązanie stosowane w krótszych łopatkach lub mniej obciążonych. Takie rozwiązanie ma swoje zastosowanie w nieudanym produkcie łopatk 444 mm oraz najbardziej udanym 400 mm. Na Rys. 8.16 przedstawiono rozkład naprężeń głównych, gdzie występuje maksymalna wartość. Odnosząc się do wymagań opisanych we wcześniejszym rozdziale, wartość tego parametru jest prawie dwukrotnie przekroczona, co dyskwalifikuje takie rozwiązanie. Nie mniej pokazuje to miejsce maksymalnych naprężeń. Cienki przekrój łopatk nie jest w stanie utrzymać masy bandaża. Siła odśrodkowa i siły gnące od przepływającej pary są zbyt duże.

Drugim analizowanym parametrem jest wielkość przemieszczeń. Na jednym z narożników bandaża (Rys. 8.17) różnica pomiędzy sąsiadującymi ze sobą łopatkami jest na poziomie 4,25 mm przemieszczeń całkowitych, na które składają się 1,46 mm w kierunku promieniowym, 0,05 mm w kierunku obwodowym i 4,59 mm osiowym. Mocno zdeformowany kształt łopatkki w górnej części wzmocniony jest także zwiększoną szczeliną pomiędzy sąsiadującymi elementami (do ok. 4 mm). Profil skręca się, na co wskazują różnice przemieszczeń osiowych oraz wygina, co pokazuje przemieszczenie promieniowe. Powoduje to na dezintegrację wieńca łopatkowego i prowadzi do odrzucenia stosowania takiego rozwiązania.



Rys. 8.16. Naprężenia główne w okolicach bandaża



Rys. 8.17. Przemieszczenia łopatkki w obszarze bandaża

Analizę przeprowadzono dla łopatkki z wrębem jodełkowym prowadzonym po łuku – najlepszym rozwiązaniem pod względem wytrzymałościowym. W tym elemencie maksymalne, lokalne, naprężenia główne wyniosły 617 MPa. Jest to wartość spełniająca wymagane

kryterium. Identyczna sytuacja ma miejsce na promieniu przejścia między profilem a stopką $\sigma_1 = 499$ MPa oraz dla stopki łopatki $\sigma_1 = 561$ MPa. Dla krawędzi spływu oraz całego pióra naprężenia są zbyt wysokie i wynoszą odpowiednio 545 MPa i 1547 MPa.

8.5. Analizy wytrzymałościowa łopatki dla wybranych wariantów bandaża

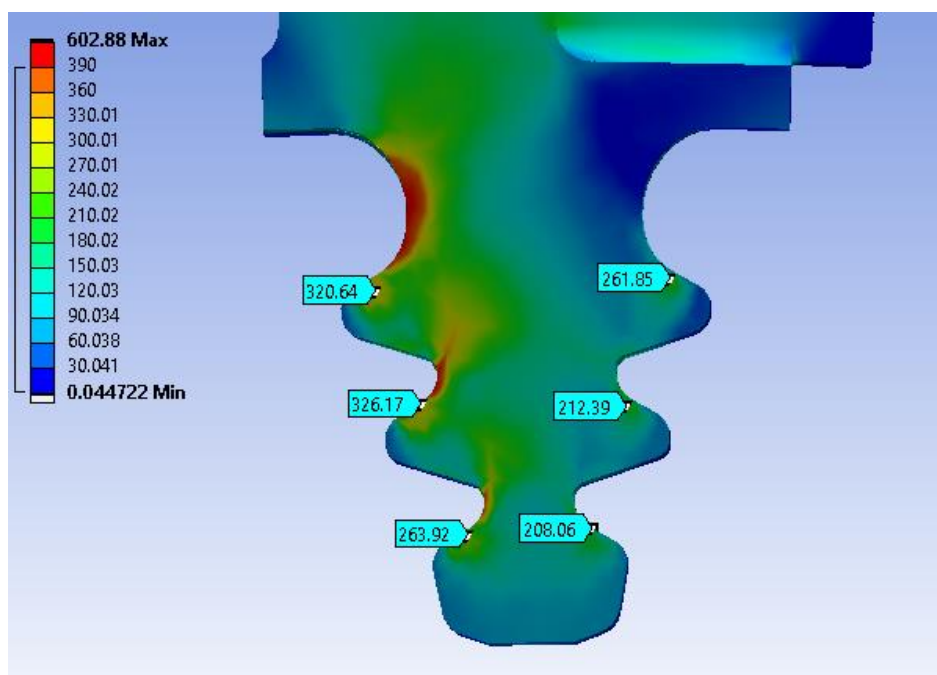
W celu porównania poszczególnych proponowanych rozwiązań konstrukcji bandaża wartości maksymalnych naprężeń przedstawiono w Tab. 8.7. Na czerwono zaznaczone zostały pola, niespełniające wyznaczonych kryteriów, co pozwala określić najłabsze punkty konstrukcji. Niespełnienie wymagań nie zawsze wiąże się z odrzuceniem rozwiązania, ponieważ czasami przekroczenia wynikają z koncentracji naprężeń w elemencie siatki spowodowanymi uproszczeniami w założonych warunkach brzegowych. Niemniej jednak jedyną konstrukcją do zaakceptowania jest ta wyposażona w integralny kołek eliptyczny.

Częścią wspólną dla wszystkich wymienionych w Tab. 8.7 proponowanych rozwiązań są dwa typy omawianych wcześniej stoppek (jodełkowej prowadzonej po łuku oraz jodełkowej prostej). Siła odśrodkowa, która nie różni się znacząco dla poszczególnych wariantów ma bardzo zbliżoną wartość w lokalizacji wrębu w wirniku i stopki. Wartości naprężeń w tym rejonie były na tyle porównywalne dla analizowanych wariantów, że przedstawiono jedynie wartości dla ostatniego wariantu z integralnym kołkiem eliptycznym. Podobnie wartości naprężeń maksymalnych dla wszystkich elementów modelu występują z dwoma wariantami stopki – jodełkową prowadzoną po łuku oraz jodełkowej prostej. Do przedstawienia wyników zaprezentowano tylko stopkę jodełkową prowadzoną po prostej pod kątem do kierunku osiowego. Podkreślano to już wcześniej, że drugi wariant prowadzenia stopki jodełkowej po łuku ma większe powierzchnie współpracujące wręb-stopka a co za tym idzie charakteryzuje się większą wytrzymałością tego elementu konstrukcji.

Z Tab. 8.6 wynika, że zarówno stopka jak i wręb spełniają kryteria wytrzymałościowe dla wszystkich analizowanych wariantów nie oznacza to, że konstrukcja tych elementów jest już określona mianem poprawnej, ponieważ pozostała jeszcze jeden parametr do sprawdzenia. W rozdziale 8.3 wskazano dodatkowe kryterium dla interfejsu zaczepów stopki-wrębu. Wartości naprężeń zredukowanych von Misesa na powierzchniach styku (potencjalnego uszkodzenia) pomiędzy elementami powinny znajdować się poniżej wyznaczonej wartości (dla łopatki $\sigma < 390$ MPa i dla wirnika 305 MPa) a nawet nie przekraczać 95% tej wartości, co oznaczałoby konieczność wykonania dodatkowej analizy uplastyczniania się materiału w płaszczyźnie ścinającej zaczep przy parametrach (siła odśrodkowa) bardziej obciążających ten element. Oznacza to zwiększenie prędkości obrotowej do 1.3 nominalnej.

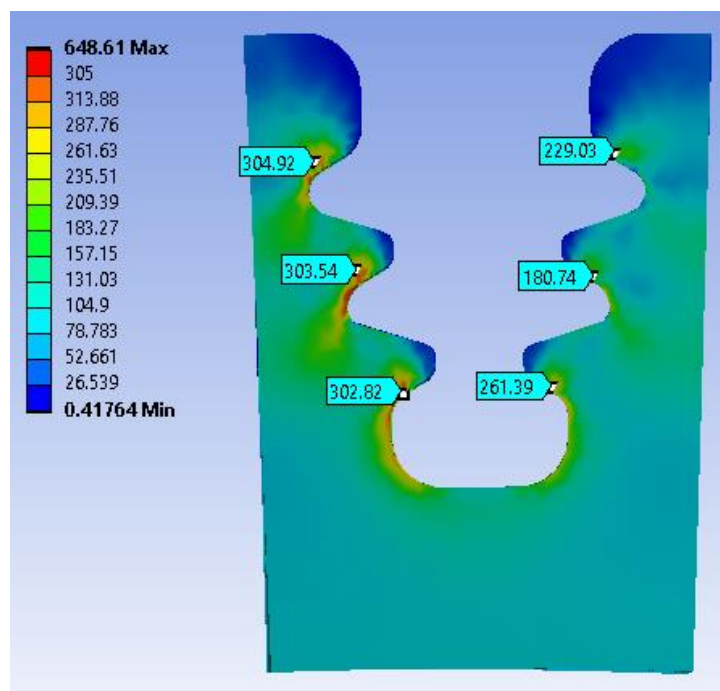
Tab. 8.7. Maksymalne naprężenia główne w elementach nowoprojektowanej łopatki (stopka - wariant I i II)

Lokalizacja	Kryteria	Rozwiązanie						
		Dwa druty tłumiące	Kołek o przekroju trapezu	Kołek okrągły skośny	Kołek okrągły prosty	Krótki kołek i drut tłumiący	Kołek eliptyczny (dodatkowy element)	Kołek eliptyczny (integralny)
		Naprężenia lokalne [MPa]						
Profil łopatki (pióro)	$\sigma_1 < 575$	1043,32	410	471,9	477,8	-	488,4	392
Profil łopatki – krawędź sływu	$\sigma_1 < 475$	850,2	185,4	304,9	244,9	-	279,7	396,2
Promień przejścia bandaż-łopatka	$\sigma_1 < 880$	775,92	334,3	453,6	436	-	405,9	477,1
Promień przejścia łopatka - stopka	$\sigma_1 < 880$	536,41	522,2	511	512,1	-	651	667,4
Stopka	$\sigma_1 < 880$	593,83	594,5	633,7	634,6	-	600,4	602,88
Wręb pod stopkę	$\sigma_1 < 925$	627,3	622	614,9	609,4	-	641,9	621,68
Miejsce montażu elementu dodatkowego	$\sigma_1 < 600$	381,38	1253,9	568,2	1090,6	-	602	558
Element dodatkowy (drut, kołek itd.)	$\sigma_1 < 600$	870,34	582,5 spoina	353,6	612,52	-	814 spoina	176

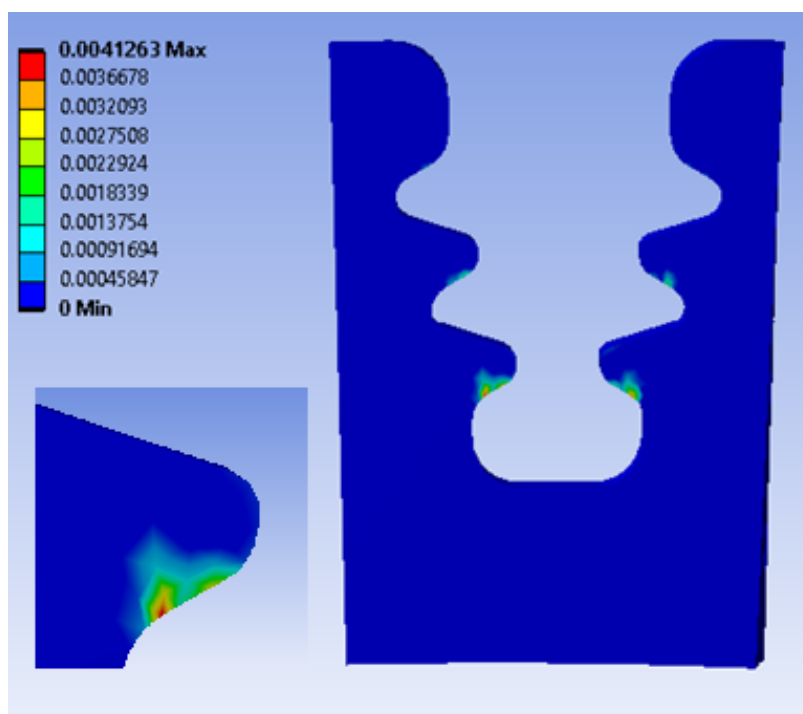


Rys. 8.18. Naprężenia von Misesa dla zaczepów stopki łopatki

W przypadku materiału stopki wirnika wartość dopuszczalnych naprężeń to 390 MPa. Porównując te naprężenia do maksymalnych wielkości pokazanych na Rys. 8.18, można stwierdzić, że najwyższa wartość 326 MPa jest mniejsza od dopuszczalnej stąd nie stwierdzono zmiany konstrukcji stopki. Na podstawie rozkładu naprężeń zredukowanych von Misesa można zauważyć, że są one większe po lewej stronie stopki (widok w kierunku przepływu pary) oznacza to, że łopatka jest zginana w kierunku odwrotnym do kierunku obrotów a działająca na nią siła pochodząca od pary jest zniwelowana przez siłę odśrodkową.



Rys. 8.19. Mapa naprężeń von Mises'a dla zaczepów wrębu w wirniku



Rys. 8.20. Uplastycznienie zaczepu wrębu wirnikowego.

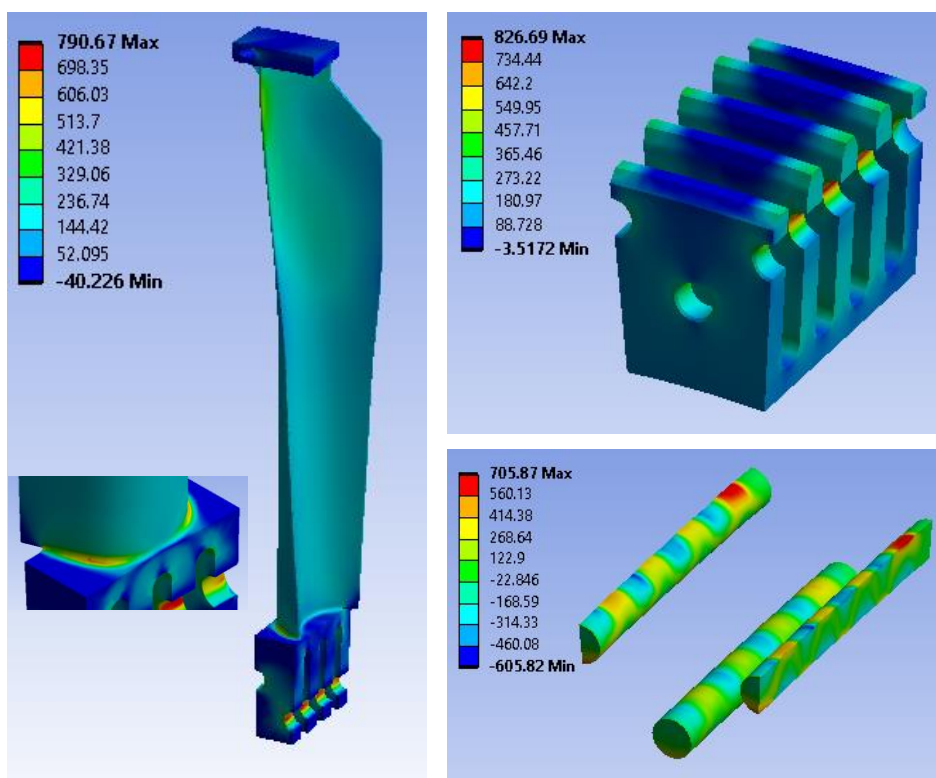
Dla rozkładu naprężeń zredukowanych dla wrębu w wirniku, ze względu na inny materiał, kryterium, które należało spełnić było znacznie niższe i wynosiło 305 MPa. Z Rys. 8.19 wartości naprężeń dla zaczepów po lewej stronie wrębu są bardzo bliskie granicy maksymalnie dopuszczalnych naprężeń i przekraczają próg 95% limitu, więc konieczna w takim przypadku była analiza pełzania przy prędkości obrotowej 3900 obr/min. Taka zmiana warunków brzegowych powoduje znaczący wzrost siły odśrodkowej a co za tym idzie naprężeń w badanym elemencie. Wykonana analiza zjawiska pełzania (Rys. 8.20) pokazuje poprawność konstrukcji. Najwyższe wartości naprężeń występowały dla części konstrukcji zlokalizowanych najniżej we wrębie wirnikowym, ale zakres, na którym materiał wirnika pełzał nie obejmuje nawet połowy powierzchni ścinania zaczepu.

Wariant III (ze stopką palczastą kołkowaną) dla konstrukcji stopki był rozpatrywany osobno, ale podlegał tym samym kryteriom oceny. Pokazane w Tab. 8.8 naprężenia wskazują na poprawność konstrukcji. Wartości naprężeń w kolejnych lokalizacjach nieznacznie różnią się od tych dla stopek jodełkowych (Tab. 8.7), chociaż zauważalne są nieznaczne różnice w rejonie promienia przejścia stopka – łopatka. Wartości są wyższe, co może wynikać z faktu, że w tej konstrukcji płaszczyzny oddzielające sąsiadujące ze sobą łopatki są prowadzone równolegle do teoretycznej osi turbiny. Jest to przyczyną zmniejszenia kontaktu pomiędzy piórem a podstawą. Działanie takiego mechanizmu wpłynęły pozytywnie na naprężenia w przejściu bandaż łopatka – są nieznacznie niższe. Jeżeli chodzi o samą stopkę, to wszystkie kryteria zostały spełnione a najbardziej obciążonymi elementami są kołki mocujące oraz wręby

w wirniku, gdzie maksymalne naprężenia występują w lokalizacji otworów, mocujących. Porównując naprężenia dla maksymalnych przemieszczeń nie zauważono żadnych znaczących różnic.

Tab. 8.8. Maksymalne naprężenia główne w elementach nowoprojektowanej łopatkki
(stopka - wariant III)

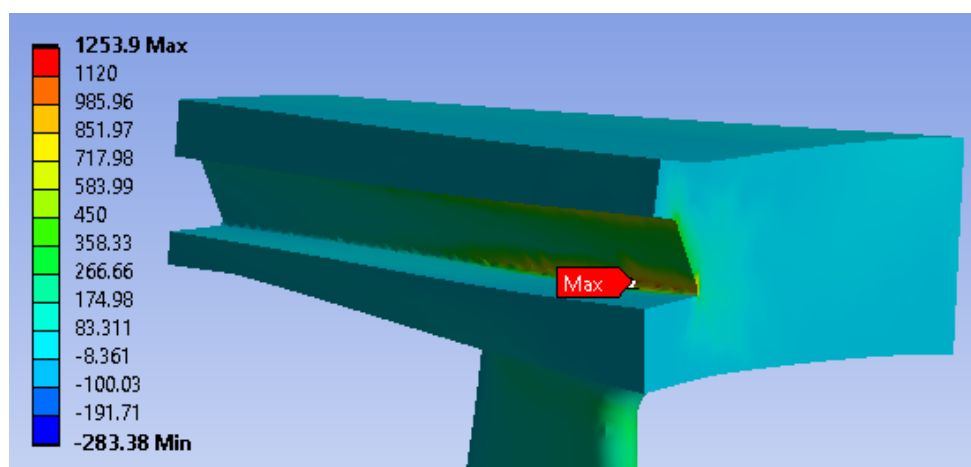
Lokalizacja	kryteria	Rozwiązanie
		Kółek eliptyczny (integralny)
	Naprężenia lokalne [MPa]	
Profil łopatkki (pióro)	$\sigma_1 < 575$	458
Profil łopatkki – krawędź spływu	$\sigma_1 < 475$	382,1
Promień przejścia bandaż - łopatkka	$\sigma_1 < 880$	397,68
Promień przejścia łopatkka - stopka	$\sigma_1 < 880$	711,21
Stopka	$\sigma_1 < 880$	790,67
Wręb pod stopkę	$\sigma_1 < 925$	826,69
Kółki mocujące stopkę	$\sigma_1 < 925$	705,87
Miejsce montażu elementu dodatkowego	$\sigma_1 < 600$	523,6
Element dodatkowy (druć, kółek itd.)	$\sigma_1 < 600$	115,2



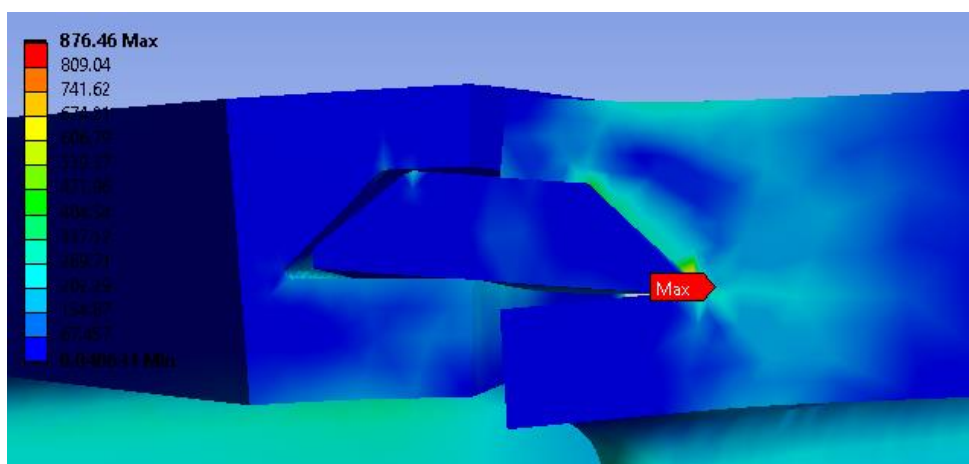
Rys. 8.21. Naprężenia głównego dla poszczególnych elementów łopatkki ze stopką palczastą.

Przechodząc do analizy poszczególnych rozwiązań stosowanych w obrębie bandaży łopatki, pierwszą omawianą konstrukcją była ta, która została wyposażona w dwa druty tłumiące po obwodzie zewnętrznym wieńca wirnikowego. Niestety nie dała ona zadowalających wyników. Druty tłumiące traciły kontakt promieniowy z bandażem oddalając się od niego o około 0,4-0,6 mm, powstrzymując jednocześnie łopatki przed skręcaniem się, gdyż na bocznych ściankach rowków styk pomiędzy dwoma elementami był zachowany. Niestety uskoki pomiędzy bandażami sąsiadujących ze sobą łopatek na poziomie 0,3mm i odgięcie bandaży w stronę wylotu spowodowało całkowite odrzucenie tej koncepcji. Naprężenia główne Tab. 8.7 znacznie przekraczają dopuszczalne limity dla górnej części łopatki oprócz rowka, na którym druty nie powodowały większych naprężeń. Stąd postanowiono nie brać pod uwagę rozwiązania zarówno z dwoma drutami tłumiącymi jak i rozwiązania kombinowanego kołek-drut.

Kolejnym badanym rozwiązaniem był bandaży z kołkiem o przekroju trapezu prowadzonym wzdłuż linii oddzielającej sąsiadujące łopatki. Z Tab. 8.7 wynika, że najłabszym punktem jest miejsce montażu kołka. Jak pokazano na Rys. 8.22 koncentracja naprężeń pojawiła się w promieniu zaokrąglenia między ścianami otworu. Jest to miejsce najdalej oddalone od zamocowania kołka, gdzie w wyniku odkształceń łopatek bandaży w miejscu mniejszej grubości materiału jest zginany (Rys. 8.22), Maksymalne naprężenia zredukowane von Misesa w tym miejscu wynosi 876,46 MPa. Na Rys. 8.23 widoczna jest różnica przemieszczeń pomiędzy sąsiadującymi ze sobą łopatkami, gdzie element po lewej stronie bardziej odkształca się promieniowo w porównaniu do tego po prawej. Różnica pomiędzy tymi wielkościami jest stosunkowo niewielka i wynosi ok 0,05 mm. Z jednej strony otwór w bandaży jest ściskany w stronę osi wirnika a z drugiej w stronę przeciwną. Większe naprężenia powstają po stronie prawej, gdyż konstrukcja jest w tym miejscu mniej sztywna.



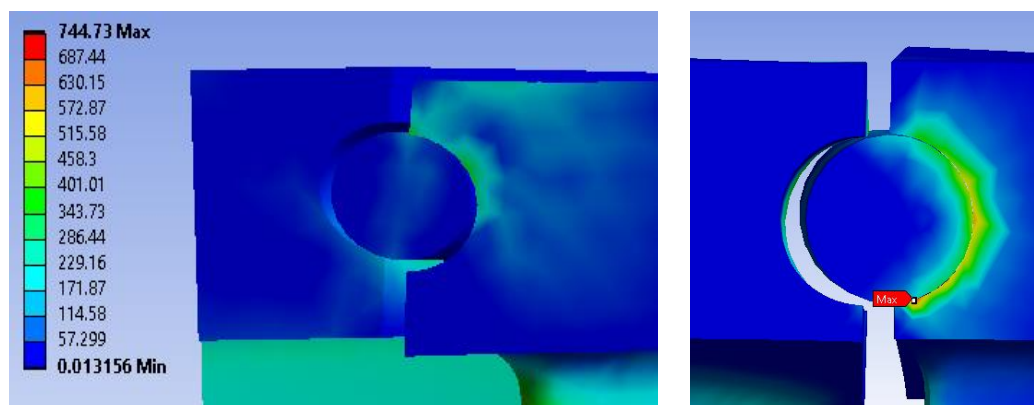
Rys. 8.22. Lokalizacja maksymalnego naprężenia głównego dla rozwiązania z kołkiem o przekroju trapezu.



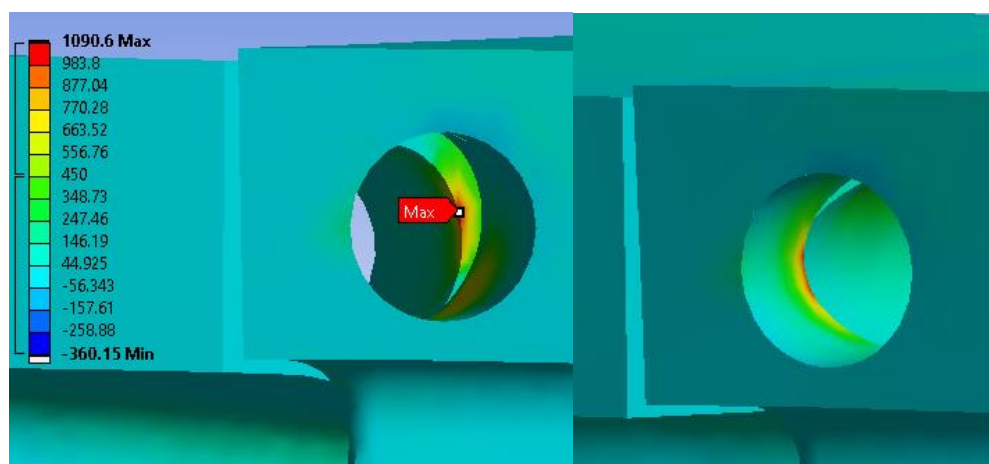
Rys. 8.23. Naprężenia zredukowane von Misesa dla rozwiązania z kołkiem o przekroju trapezu.

W pozostałych elementach konstrukcji rozwiązanie to nie odbiega od pozostałych (Tab. 8.7), gdyż wartości naprężeń i przemieszczeń były zbliżone. Jednym z pozytywnych aspektów tego rozwiązania było miejsce zamocowania kołka w otworze w bandażu. W tym przypadku koncentracja naprężeń w spoinie osiągnęła wartość 582,5 MPa, niższą niż w pozostałych rozwiązaniach.

W celu zmniejszenia koncentracji naprężeń w promieniu zaokrąglenia otworu pod kołek zmieniono kształt kołka na okrągły. Miejsce koncentracji naprężeń jest zbliżone do poprzednio opisywanego z tą różnicą, że w tym przypadku naprężenia główne mają prawie dwukrotnie niższą wartość 568,2 MPa. Po drugiej stronie bandaża (od strony wylotu), kołek obwodowo traci kontakt z powierzchnią otworu na przeważającej części powierzchni, co skutkuje zmniejszeniem tarcia. W wyniku tego dużo łatwiej o przemieszczanie w kierunku stycznym, a jedyne miejsce stałe (spoina) staje się kluczowa i znacząco obciążona. Maksymalna wartość naprężeń zredukowanych w takich warunkach dla połączenia kołek-bandaż to aż 742,6 MPa, co w porównaniu z połączeniem z kołkiem o przekroju trapezu wynoszącym 496,2 MPa jest znacznie wyższa.



Rys. 8.24. Naprężenia zredukowane von Misesa dla rozwiązania z kołkiem okrągłym.

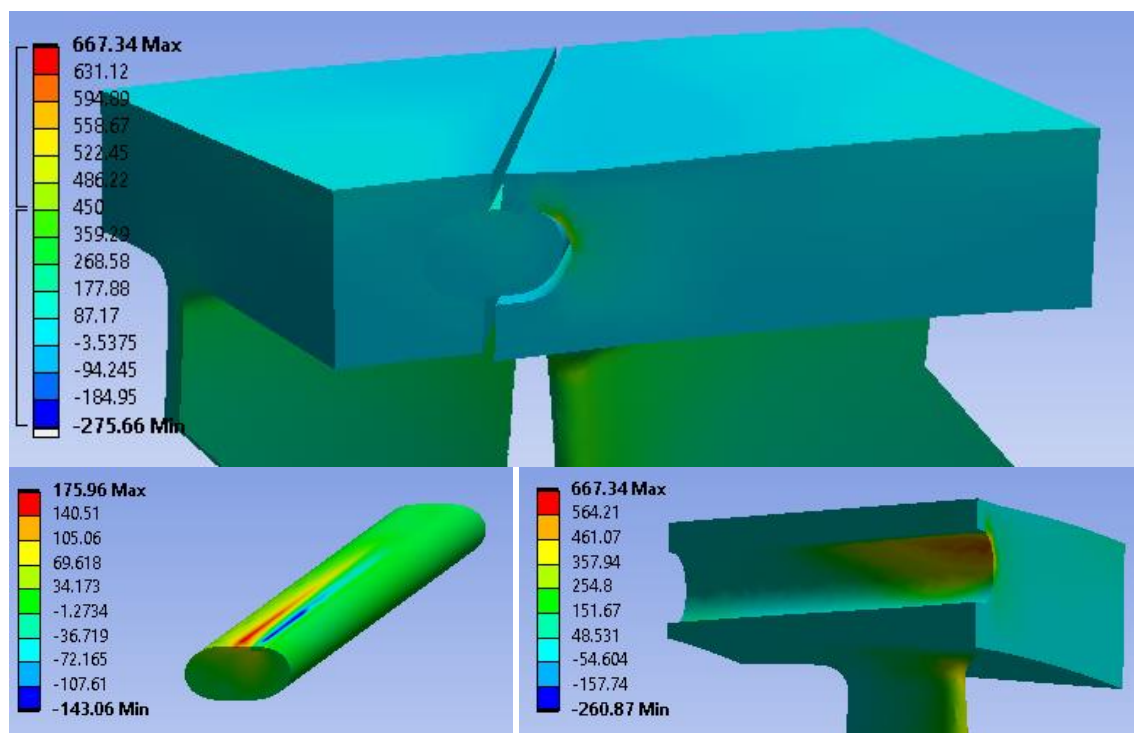


Rys. 8.25. Lokalizacja maksymalnych naprężeń głównych dla rozwiązania z kołkiem prostym prowadzonym równoległe do osi turbiny

Problemy pojawiające się w okolicach spoiny łączącej kołek z bandażem i zmniejszającą się powierzchnią tarcia między tymi elementami były powodem innego elementu, wiążącego sąsiadujące ze sobą łopatki. Aby zminimalizować przemieszczanie się kołka względem otworu zaproponowano rozwiązanie z kołkiem prowadzonym równoległe do osi turbiny. Pozwoliło to nieznacznie zmniejszyć naprężenia w spoinie, ale spowodowało wzrost naprężeń w innych miejscach. W wyniku tak przyjętego elementu wiążącego wieniec łopatkowy różnica pomiędzy przemieszczeniami sąsiadujących ze sobą bandaży wzrosła do 0,13 mm. Rola jaką powinien pełnić kołek, nie była więc w pełni realizowana, a dodatkowym problemem stały się miejsca koncentracji naprężeń u wyjścia kołka z bandaży jednej łopatki i w wejściu do drugiej. Na Rys. 8.25 można zauważyć wartości maksymalne przekraczają 1000 MPa co może spowodować pęknięcia bandaży.

Bazując na dotychczasowych doświadczeniach przygotowano koncepcję z kołkiem eliptycznym, która zwiększa górną i dolną powierzchnię tarcia oraz nie posiada małych promieni przejścia (jak kołek o przekroju trapezu). Po przeprowadzeniu obliczeń numerycznych okazało się, że mimo zastosowania innego kształtu nadal występują duże naprężenia w kołku, więc do ostatniej z rozważanych opcji rozwiązania konstrukcji bandaży została wprowadzona nieznaczna zmiana. Kołek eliptyczny potraktowano jako integralny element bandaży łopatkowego. Wyeliminowało to problemy z wysokimi naprężeniami w spoinie. Sposób montażu jest znacznie uproszczony i zachowane są te same wartości tolerancji wykonania. Jak pokazuje Rys. 8.26 i naprężenia główne z Tab. 8.7, konstrukcja spełnia wszystkie sprawdzane kryteria wytrzymałościowe. Pojawia się ten sam efekt największych naprężeń (od strony wlotu) otworu pod kołek z tą różnicą, że ich poziom jest akceptowalny. Dodatkowo zaletą tego rozwiązania jest eliminacja w dużej mierze różnicy przemieszczeń pomiędzy sąsiadującymi ze sobą łopatkami. W tym przypadku wartości te wynoszą odpowiednio:

0,05mm promieniowo i 0,002mm osiowo. Taki poziom różnicy odkształceń jest całkowicie akceptowalny.



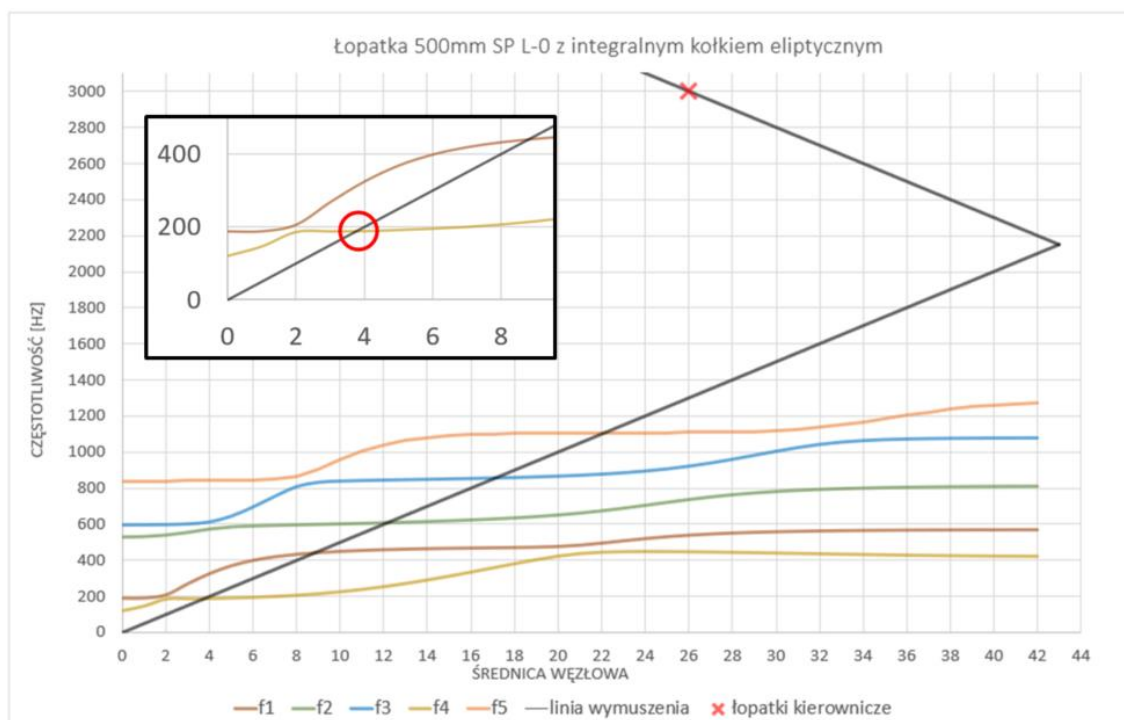
Rys. 8.26. Lokalizacja maksymalnych naprężeń głównych w bandażu dla rozwiązania z kołkiem eliptycznym zintegrowanym.

Oczywiście taka konstrukcja, tak samo jak poprzednia może powodować zwiększone przemieszczenia i naprężenia w rowku bandażu, do którego wchodzi część eliptycznego kołka z łopatki sąsiadującej. Wynika to z tolerancji obróbczej i pasowania pomiędzy elementami. W celu weryfikacji jak bardzo zmieniają się wyżej wymienione wartości, sporządzono dodatkową analizę z uwzględnieniem luzu między elementami na poziomie 0,05 mm. Różnica poziomu maksymalnych naprężeń głównych w całym modelu wyniosła poniżej 0,5%, dla kołka eliptycznego 0,2% a dla lokalizacji jego montażu 2,9%. Wyniki te nadal mieściły się w wymaganych kryteriach. Podobna sytuacja miała miejsce przy weryfikacji zmiany przemieszczeń z tym, że w tym przypadku różnica między analizami była pomijalnie mała.

8.6. Analiza modalna

Kolejnym etapem sprawdzania poprawności konstrukcji łopatki ostatniego stopnia była analiza częstości drgań własnych. Ułopatkowana tarcza wirnikowa powinna spełniać wymagania opisane w rozdziale 8.3 Tab. 8.6. W wyniku tej analizy otrzymano wykres interferencyjny (Rys. 8.27), na którym widocznych jest pięć grup postaci drgań własnych w odniesieniu do linii wymuszenia (czarna linia). Położenie czerwonego punktu zaznaczonego na linii wymuszenia wylicza się przez pomnożenie ilości łopatek kierowniczych

przez prędkość obrotową i umieszcza się go w średnicy węzłowej związanej z liczbą łopatek kierowniczych. Lokalizacja tego punktu względem pierwszych pięciu grup postaci drgań własnych wskazuje, że nie istnieje zagrożenie wymuszenia drgań od łopatek kierowniczych.

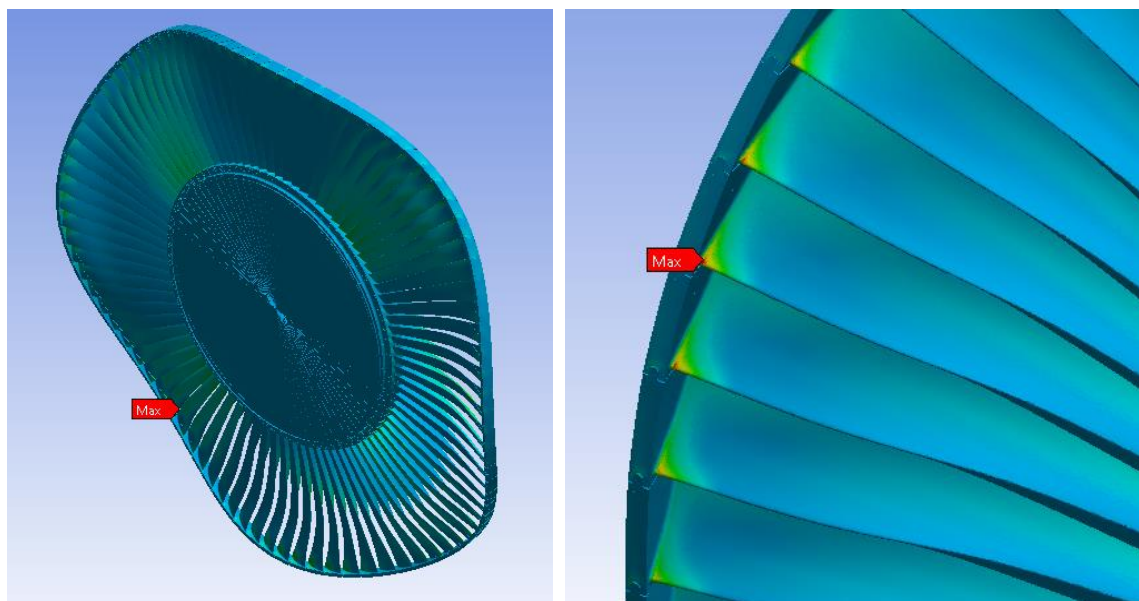


Rys. 8.27. Wykres interferencyjny dla rozwiązania z kociem eliptycznym.

Jak przedstawiono w rozdziale 8.3 Tab. 8.6 linia wymuszenia nie powinna być przecinana przez żadną postać drgań poniżej 8 średnicy węzłowej. Niestety w przypadku analizowanej ułopatkowanej tarczy pierwsza forma drgań własnych jest przecinana przez linię wymuszenia w pobliżu 4 średnicy węzłowej (Miejsce zaznaczono w na Rys. 8.27). Nie jest to jeszcze przyczyną dyskredytacji rozwiązania. W takim przypadku należy sprawdzić jaka jest odpowiedź układu w tym punkcie tzn. jak zachowuje się ułopatkowana tarcza dla postaci z 4 średnicami węzłowymi.

Po wykonaniu analizy modalnej ułopatkowanej tarczy dla częstotliwości z pierwszej grupy postaci drgań własnych ułopatkowanej tarczy z czwartą średnicą węzłową stwierdzono, że rozkład naprężeń modalnych pokazany na Rys. 8.28 wskazuje na to, że maksymalne naprężenia występują w innych lokalizacjach niż te pokazane podczas obliczeń statycznych (Rys. 8.26). Dla obliczeń wytrzymałościowej wartości maksymalne zlokalizowane były w stopce, wrębie łopatkowym, bandażu i promieniu przejścia bandaż-pióro łopatki, natomiast dla częstości z pierwszej grupy postaci drgań własnych ułopatkowanej tarczy z czwartą średnicą węzłową maksymalne naprężenia występują na krawędzi natarcia w okolicach promienia przejścia bandaż-łopatka. W celu określenia maksymalnych naprężeń, należy przeprowadzić analizę drgań wymuszonych z wykorzystaniem sił

niestacjonarnych od przepływu otrzymanych z obliczeń CFD całego stopnia z uwzględnieniem niesymetrii ciśnienia przed i za stopniem.

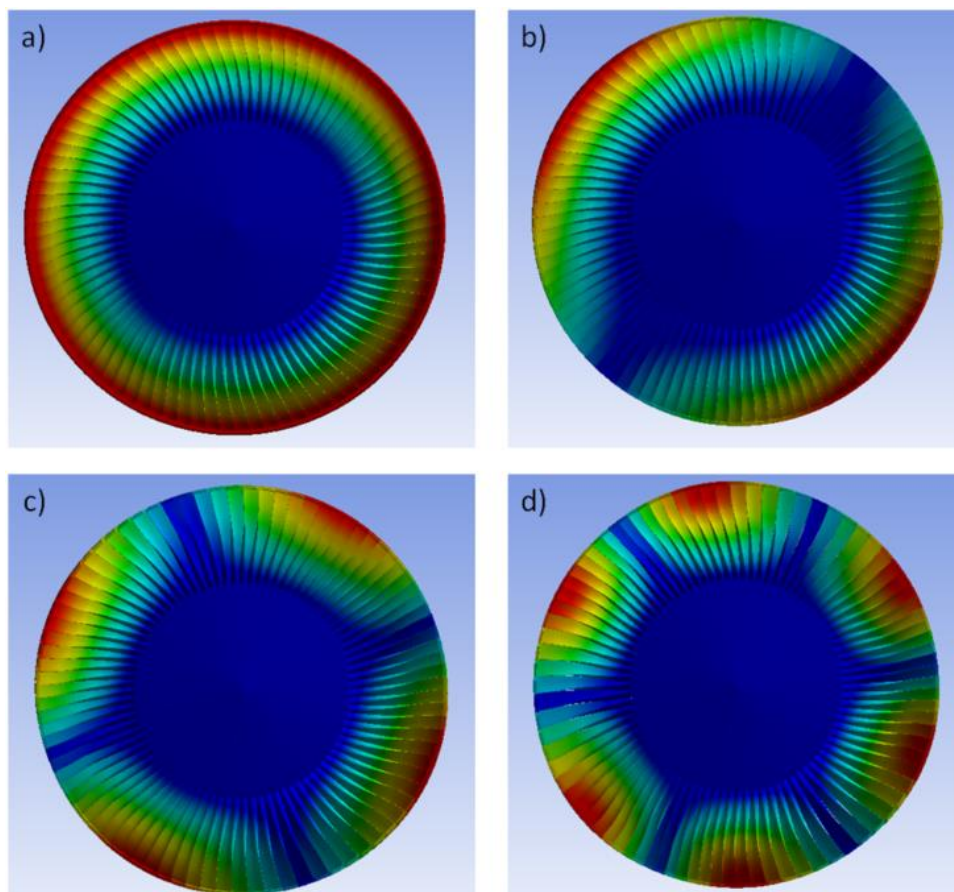


Rys. 8.28. Rozkład naprężeń dla pierwszej formy drgań w 4 średnicy węzłowej (187.83Hz)

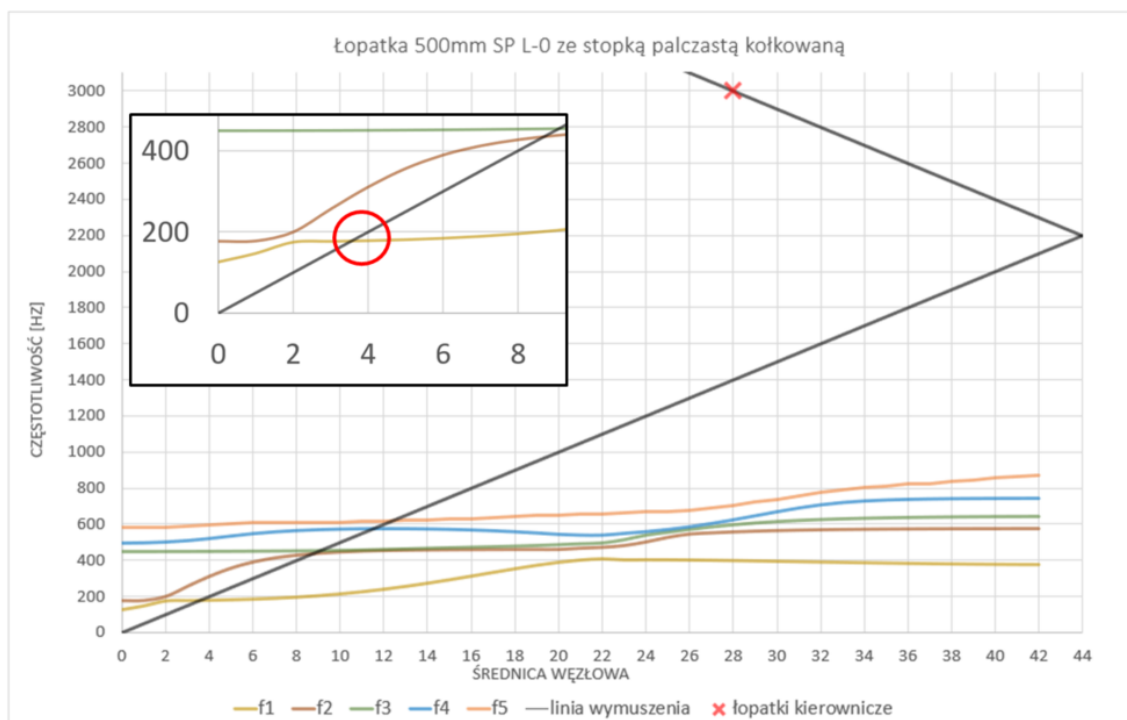
W wymaganiach dotyczących analizy częstotliwościowej był jeszcze jeden warunek do spełnienia. Częstotliwości drgań ułotkowanej tarczy dla postaci w kolejnych średnicach węzłowych powinny znajdować się w poza wskazanym marginesem dla ośmiu kolejnych średnic węzłowych. W Tab. 8.9 przedstawiono porównanie aktualnych wyników dla nowoprojektowanej łopatki z kryteriami, w tym przypadku niedozwolonymi zakresami częstotliwości. Na jej podstawie można stwierdzić, że najbliższe przekroczenia granicy zakazanego zakresu jest ponownie postać drgań z czwartą średnicą węzłową i spełnia przyjęte kryterium.

Tab. 8.9. Porównanie wyników analizy częstotliwościowej z wymaganymi kryteriami

	Średnica węzłowa (k)							
Parametr	1	2	3	4	5	6	7	8
Niedozwolone częstotliwości [Hz]	47-53	94-106	141-159	188-212	235-265	282-318	329-371	376-424
Częstotliwości dla stopki jodełkowej [Hz]	f1=146,24	f1=185,69	f1=187,3	f1=187,83	f1=191,15	f2=397,54	f2=417,55	f2=431,02
Częstotliwość dla stopki palczastej [Hz]	f1=148,03	f1=175,58	f1=177,47	f1=179,2	f1=181,65	f2=389,43	f2=411,98	f2=427,5



Rys. 8.29. Pierwsza (a), druga (b), trzecia (c) i czwarta (d) postać drgań własnych ułopatkowanego wieńca wirnikowego



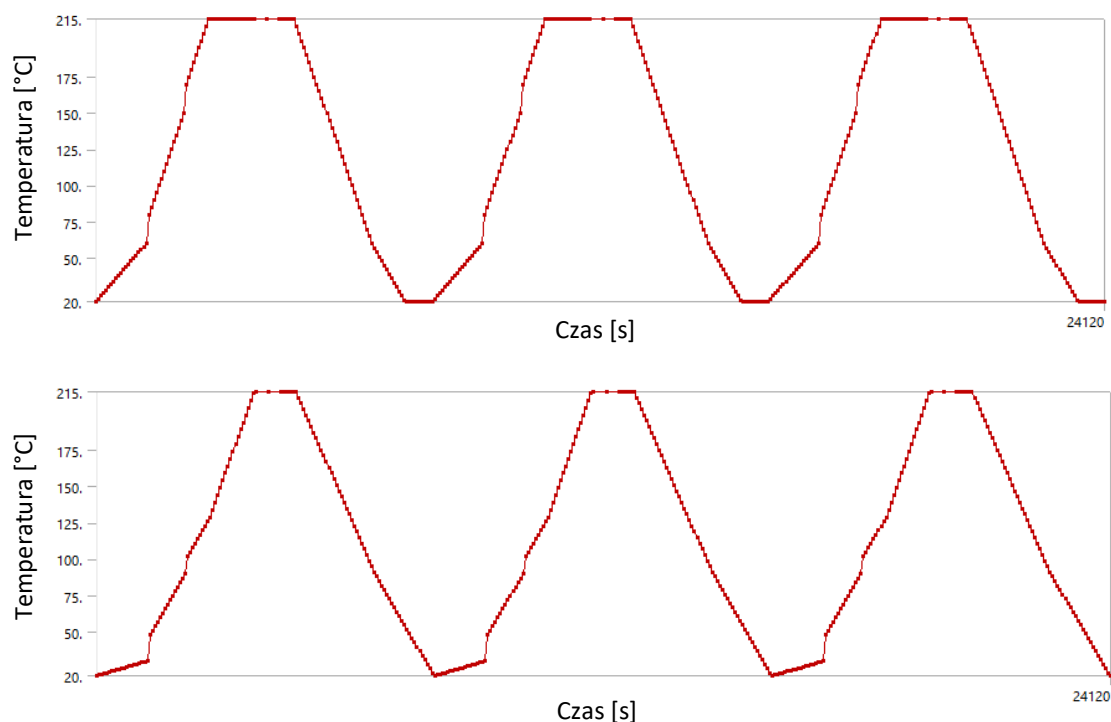
Rys. 8.30. Wykres interferencyjny dla rozwiązania z kociem eliptycznym, stopka palczasta kołkowa

Rysunek 8.29 przedstawia pierwsze cztery kolejne postaci drgań własnych ułopatkowanej tarczy z 0, 1, 2 i 3 średnicą węzłową.

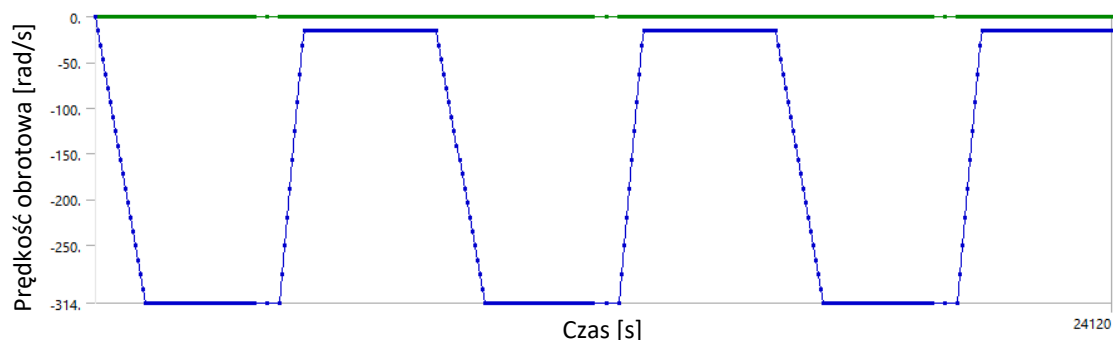
Taką samą analizę przeprowadzono dla łopatki ze stopką palczastą kołkowaną. Z Rys. 8.30 wynika, że tak jak dla poprzedniego rozwiązania linia wymuszenia przecina formę częstotliwości drgań własnych z pierwszej grupy częstotliwości dla 4 średnicy węzłowej. Podobnie jak dla poprzedniego przypadku należały przeprowadzić analizę drgań wymuszonych ułopatkowanej tarczy. Z Tab. 8.9 wynika, że kryteria częstotliwościowe są spełnione.

8.7. Analiza zmęczenia niskocyklowa LCF

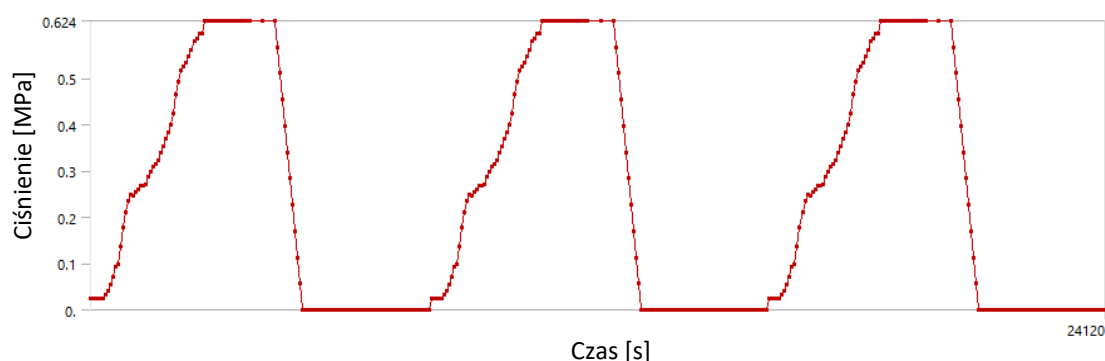
W analizie niskocyklowego zmęczenia analizowanej łopatki wirnikowej należy przyjąć minimum trzy cykle zbliżone do warunków, w jakich łopatka będzie pracować. Na Rys. 8.31 cykl obciążenia rozpoczyna się od wartości zerowych (prędkość obrotowa) lub jak w przypadku temperatury i ciśnienia, od wartości temperatury otoczenia i ciśnienia atmosferycznego. Bazując na krzywych startowych przygotowano gradienty wzrostu i spadku wymienionych parametrów dla jednego cyklu (Rys. 8.31, Rys. 8.32, Rys. 8.33).



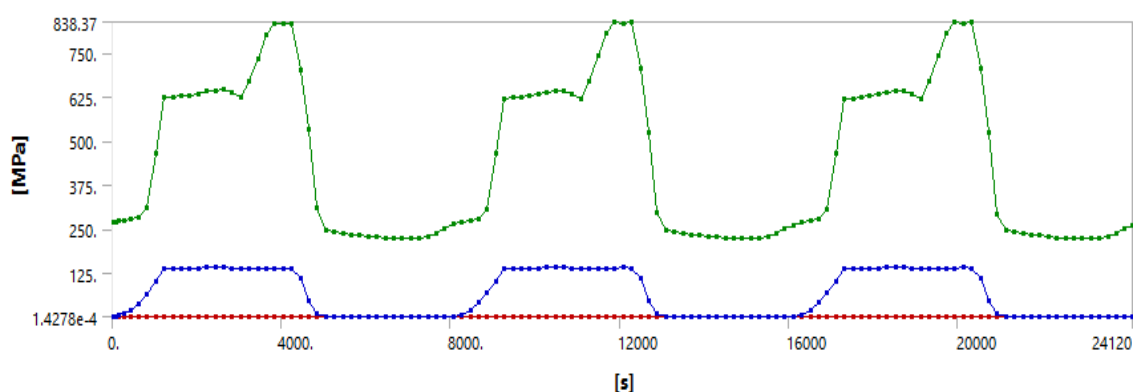
Rys. 8.31. Gradienty temperatury dla cykli pracy modelu: u góry dla łopatki; u dołu dla wirnika.



Rys. 8.32. Gradienty prędkości dla cykli pracy modelu.



Rys. 8.33. Gradienty ciśnienia dla cykli pracy modelu.

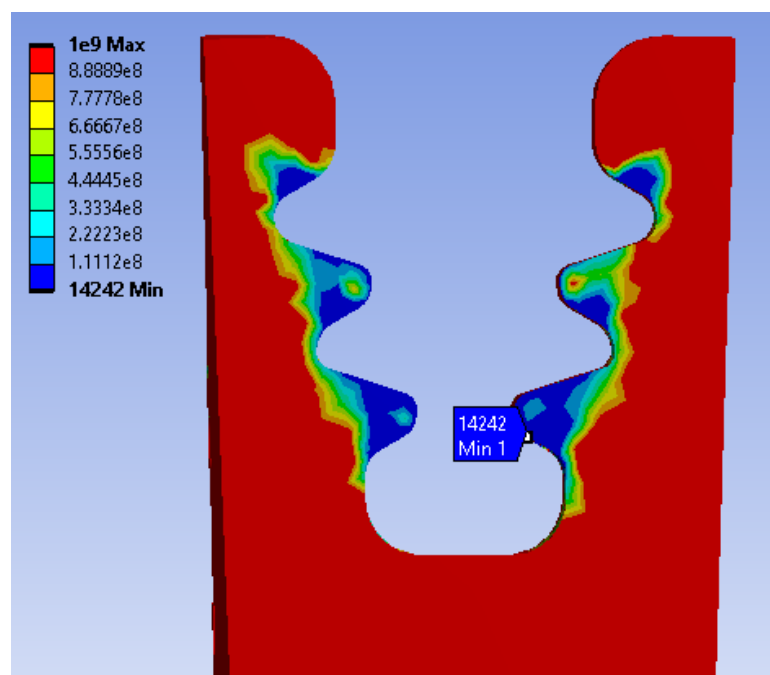


Rys. 8.34. Naprężenia zredukowane von Mises'a: zielony – wartości maksymalne, niebieski – wartości uśrednione, czerwony – wartości minimalne

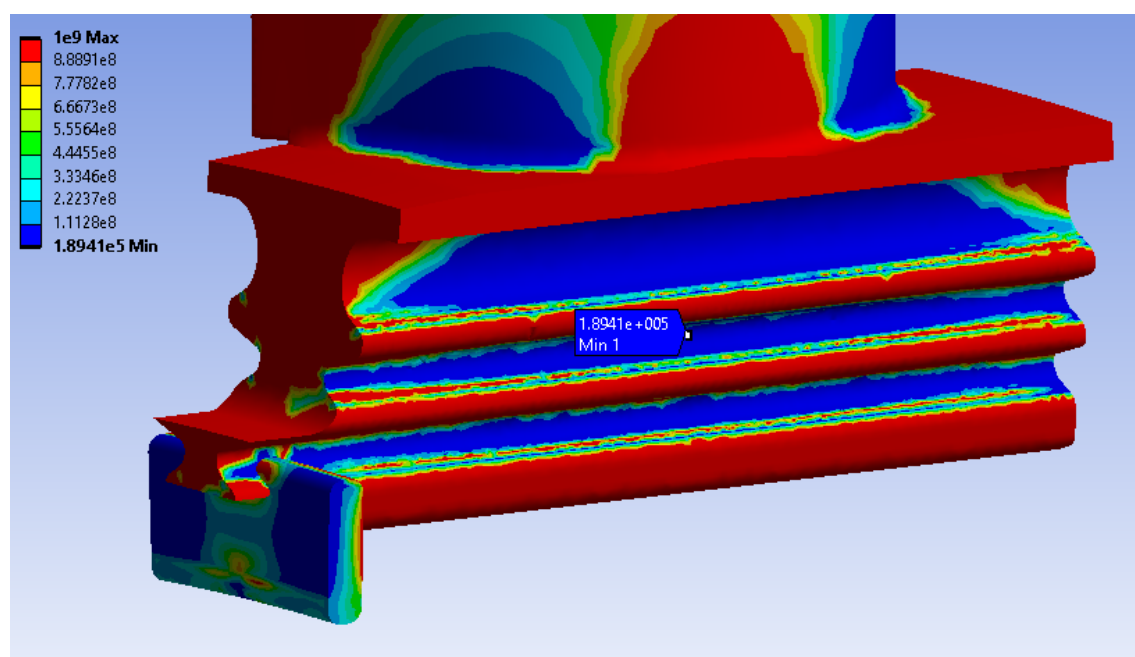
Rys. 8.31 przedstawia dwa wykresy: dla łopatki i wirnika. Ustawiono inne gradienty temperatur dla tych dwóch elementów, co wynika z tego, że łopatka jest omywana przez gorącą parę. Wirnik będzie nagrzewał się dłużej ze względu na dużą objętość i stosunkowo małą powierzchnię wymiany ciepła. Dotyczy to również okresu studzenia po odstawieniu. Przy uwzględnieniu prędkości obrotowej można założyć liniowy przyrost lub obniżenie prędkości obrotowej. Pomiędzy cyklami, wartość opisana na Rys. 8.32 z największej -314 rad/s nie spada do 0. Jest to spowodowane pracą na obracarce. Na końcu wprowadzono gradienty ciśnienia, które w tym przypadku odzwierciedlają działanie siły od przepływającej pary. Wzrost

ciśnienia jest nierównomierny, spadek liniowy – charakterystyka pochodzi z przykładowego projektu dla zrealizowanego już projektu modernizacji turbiny 13K215.

Na Rys. 8.34 przedstawiono maksymalne, minimalne i uśrednione naprężenia zredukowany von Misesa we wręcie łopatki. Rysunek ten uwzględnia zarówno siły pochodzące od siły odśrodkowej jak i naprężenia termiczne. Wartości maksymalne pojawiają się na elemencie blokującym osiowo łopatkę we wręcie i wynikają głównie z różnic rozszerzalności cieplnej materiałów łopatki, wirnika i wkładki blokującej.



Rys. 8.35. Minimalna wartość cykli analizy LCF dla wrębu łopatki



Rys. 8.36. Minimalna wartość cykli analizy LCF dla łopatki

Otrzymane wartości naprężeń dla trzech cykli wykorzystano do oprogramowaniu LIFE. Jest to program wewnętrzny firmy GE do wyliczania minimalnej liczby cykli do momentu uszkodzenia dla badanego elementu. Otrzymano 14242 cykli dla wirnika (Rys. 8.35) i aż 189410 cykli dla łopatki (Rys. 8.36). Kryterium dla tych parametrów to 10000 cykli, więc nie istnieje ryzyko uszkodzenia łopatki.

8.8. Rozwiązania finalne z uzasadnieniem wyboru

Odnosząc się do poszczególnych wyników analiz wytrzymałościowych, można odnieść wrażenie, że większość z proponowanych rozwiązań dla bandaża zostało wykluczonych przy analizie naprężeń głównych w nominalnych parametrach pracy. W rzeczywistości kolejno tworzone konstrukcje wynikały z poszukiwania optymalnego wariantu. Nie zmienia to jednak faktu, że niektóre z wcześniejszych propozycji można byłoby poprawić na tyle, aby spełnić kryteria przed nimi stawiane. Finalnie wybrana konstrukcja bandaża wyposażona w integralny kołek eliptyczny dla łopatki o długości 500mm jest wynikiem analizowania kolejnych wariantów i charakteru zachowywania się łopatki. Nie udało się znaleźć w dostępnej literaturze podobnego sposobu na utrzymywanie integralności bandaża, więc można stwierdzić, że propozycja opisana w tej rozprawie jest innowacyjna.

Skupiając się na bandażu, wykonano analizy dopuszczające luzy wynikające z procesu obróbki tego elementu. Maszyny obróbcze są bardzo dokładne a tolerancje wykonania łopatek bardzo rygorystyczne, dlatego też przyjęto luz na poziomie 0,05mm. Analiza ta udowodniła, że bandaż nawet z taką niedokładnością spełnia stawiane przed nim oczekiwania wytrzymałościowe. Element ten ma także znaczący wpływ na postacie drgań własnych, co zostało sprawdzone i w tym przypadku także udowodniono, że projekt łopatki o długości 500mm wyposażonej właśnie w taki bandaż jest poprawny.

Istotnym komponentem łopatki jest także jej stopka oraz wręb w wirniku. Sprawdzono cztery warianty, z czego wyeliminowano jeden. Stopka młotkowa została pominięta ze względu na dotychczasowe doświadczenia firmy GE Power. Wynikało z nich, że taka konstrukcja nie jest w stanie działać bezawaryjnie przy zestawieniu jej z tak długą łopatką pracującą w parametrach charakterystycznych dla ostatniego stopnia części SP turbiny 13K215. Drugą grupę stanowiły stopki typu jodełkowego. Dwie rozważane konstrukcje różniły się jedynie sposobem prowadzenia – jedna po łuku, druga prosto pod kątem 5° do teoretycznej osi turbiny. O ostatecznym wyborze zdecydowały nie wyniki analiz wytrzymałościowych a aspekty kosztowe, montażowe i czasochłonność wykonania. Łatwo się domyślić, że dużo łatwiej obrobić jest stopkę po linii prostej niż po łuku tym bardziej dopasować do wrębu. Dużą trudnością i czasowo kosztowną jest operacja obróbki wrębu w wirniku prowadzonego po łuku.

Przy zastosowanym typie bandaża łatwiej jest też zainstalować kolejne łopatki na wirniku w przypadku wprowadzania ich po prostej. Wyniki wytrzymałościowe dla obu tych rozwiązań były bardzo zbliżone. Zdecydowano, więc na użycie w finalnej konstrukcji stopki jodełkowej prowadzonej po linii prostej. Ostatnią propozycją była stopka palczasta kołkowana, ze względu na to, że takie rozwiązanie sprawia bardzo dużo trudności montażowych. Wiązą się one z rozwiercaniem otworów i pasowaniem w nich kołków. Rozważano taką opcję ze względu na używanie jej w przeszłości dla ostatniego stopnia części SP turbiny 13K215, czyli dokładnie tego, nad którym pracowano podczas prowadzenia niniejszych badań. Pomimo wad przedstawionych dla tego rozwiązania znaleziono dla niego miejsce do zastosowania. W przypadku prowadzenia prac serwisowych na wyżej wymienionych maszynach, łopatki wyposażone w stopki palczaste mogłyby stanowić mały pakiet modernizacyjny podnoszący sprawność turbiny poprzez wymianę zaledwie jednego stopnia.

9. Podsumowanie i wnioski

W rozprawie przedstawiono metodę procesu projektowania i weryfikacji łopatk wirnikowej. Przedstawiona została potrzeba sprawdzenia możliwości wykonania łopatek dłuższych niż dotychczas stosowane w firmie GE dla konkretnego typu turbin 13K215. Zabieg wydłużenia niesie ze sobą korzyści w postaci zwiększenia mocy modułu SP oraz turbiny. W rozprawie opisano w jaki sposób określono maksymalną długość nowoprojektowanej łopatki i na podstawie obliczeń przepływowych udowodniono zwiększenie mocy. Nowo zaprojektowane pióro łopatki o długości 500 mm zostało wyposażone w bandaż i stopkę. Stopka została zaprojektowana w oparciu dostępne rozwiązania firmy GE, aczkolwiek konieczne była jej adaptacja do wymagań opisywanej łopatki. Bandaż jest rozwiązaniem innowacyjnym pozwalającym utrzymanie integralności wieńca łopatek wirnikowych. Konstrukcja łopatki została zweryfikowana wytrzymałościowo, dynamicznie i przez analizę żywotności. Dla wymienionych analiz przedstawiono opracowane kryteria, przygotowane dla ostatniego stopnia modułu SP. Finalnie otrzymano nową łopatkę dłuższą o 100 mm od dotychczas dostępnej 400 mm, która jest możliwy do wdrożenia w nadchodzących projektach modernizacyjnych dla turbin 13K215, 13K200 i 13K210.

9.1. Zakres przeprowadzonych badań i analiz

Przebieg badań i analiz, jakie zostały zaprezentowane w niniejszej rozprawie opisuje poniższa lista:

- Dokonano przeglądu dotychczas dostępnych rozwiązań dla ostatniego stopnia modułu SP turbiny 13K215.
- Opisano modernizacje przeprowadzanych na turbinach 13K215.
- Sprawdzone geometryczną możliwość wykorzystania dłuższych łopatek w kadłubie SP.
- Opracowano koncepcję rozwiązań dla bandaża i stopki nowoprojektowanej łopatki 500 mm na podstawie dotychczasowych katalogów firmy GE oraz wiedzy zaczerpniętej z literatury.
- Opracowano metodę przygotowywania modelu obliczeniowego dla przepływowych obliczeń stacjonarnych stosując ANSYS CFX.
- Wprowadzono korekty kształtu profili łopatki pozwalające na zwiększenie mocy generowanej przez stopień i podniesienie jego sprawności.
- Dobrano materiały dla poszczególnych komponentów modelu obliczeniowego.
- Opracowano trzy warianty stopki łopatkowej, dwa do modernizacji całych układów łopatkowych oraz jeden pasujący do niezmodyfikowanych turbin 13K215.
- Opracowano siedem wariantów dla bandaża łopatki wirnikowej.

- Określono kryteria i wymagania jakie łopatka wirnikowa musi spełnić w celu weryfikacji konstrukcji i dopuszczenia do produkcji.
- Wykonano analizy wytrzymałościowe wyżej wymienionych wariantów konstrukcji łopatk wirnikowej.
- Przeprowadzono obliczenia dynamiczne łopatki i sprawdzono możliwość wystąpienia rezonansu.
- Wykonano analizę żywotności nowo zaprojektowanej łopatki wirnikowej na podstawie krzywych rozruchowych typowych dla turbin 13K215.

9.2. Wnioski i uwagi

Najważniejszym wnioskiem z rozprawy jest możliwość zastosowania wysokosprawnych łopatek ostatniego stopnia dłuższych niż 400 mm w części średnioprężnej turbiny 13K215, spełniających wymagania przepływowe i wytrzymałościowe.

Nowe element analizy:

- 1) Udowodniłem, że możliwe jest zaimplementowanie w części SP turbiny 13K215 wysokosprawnej 500 mm łopatki wirnikowej, która charakteryzuje się wystarczającą żywotnością i posiada właściwą charakterystykę dynamiczną.
- 2) Zaprojektowałem innowacyjne rozwiązanie bandaża łopatkowego, utrzymującego integralność wieńca wirnikowego i zapobiegającego nadmiernym odkształceniom łopatki w trakcie pracy.
- 3) Dobrałem i dostosowałem do potrzeb nowoprojektowanej łopatki wręb i stopkę upraszczającą montaż i spełniającą stawiane kryteria.
- 4) Zweryfikowałem wytrzymałość takiego rozwiązania oraz opisałem jego funkcjonalność (ułatwiony proces montażu i demontażu w porównaniu do pozostałych prezentowanych rozwiązań).
- 5) Udowodniłem, że łopatka pracująca dla parametrów termodynamicznych modułu SP turbiny 13K215, mająca znacznie większą wysokość od dotychczas dostępnych, nie musi posiadać rozwiązań tłumiących drgania, które znacząco obniżają jej sprawność.
- 6) Wynik badań prezentowanych w tej pracy prowadzą do wzbogacenia asortymentu oferowanego przez firmę GE Power. Zasięg proponowanego rozwiązania jest globalny.
- 7) Dodatkowo przygotowałem rozwiązanie dla niezmodernizowanych turbin 13K215, dla których zaprojektowano łopatkę wirnikową wyposażoną w stopkę taką jak posiada OEM. Pozwoli to podnieść sprawność turbiny oraz generowaną moc po wymianie jednego stopnia części SP.

9.3. Proponowany zakres dalszych badań

Dalsza weryfikacja zaproponowanego rozwiązania musi być sprawdzona eksperymentalnie na rzeczywistym obiekcie. Muszą być przeprowadzone testy na odwirowni wirnika. Taki test przeprowadza się w próżni przy prędkościach nominalnych oraz 10% wyższych od nominalnych.

Konieczne będzie przeprowadzenie niestacjonarnych obliczeń przepływowych stopnia CFX oraz analiza drgań wymuszonych ułopatkowanej tarczy po określeniu współczynników tłumienia.

Kolejnym etapem dalszych badań jest dopracowanie rozwiązania dla małych zakresów serwisowych turbin OEM, które nie zostały jeszcze poddane modernizacjom. Konieczność taka wynika z faktu, że łopatka ostatniego stopnia jest zainstalowana na niższej o 76 mm średnicy, więc konieczne będzie sprawdzenie i zoptymalizowanie kształtu pióra łopatk wirnikowej oraz przeprowadzenie sprawdzających obliczeń wytrzymałościowych i dynamicznych.

Mając gotową łopatkę wirnikową ostatniego stopnia należy zwrócić uwagę na łopatkę kierowniczą w celu zoptymalizowania jej pióra. Wdrożenie stopnia do układu łopatkowego modernizowanych w przyszłości turbin 13K215 także będzie kolejnym celem do zrealizowania.

Bibliografia

- [1] Choudhary A., Prasad E., *Steam Turbine Market by Design (Reaction and Impulse) and Application (Power generation, Petrochemical, Oil & Gas and Others): Global Opportunity Analysis and Industry Forecast, 2020–2027*, Market Research Report 2019. Allied Market Research, 2020.
- [2] Termuehlen H., Emsperger W., *Steam Turbine Technology in Clean and Efficient Coal-Fired Power Plants*, New York NY: ASME Press. pp. 60-62, 2003.
- [3] Kosman G., Rusin A., *Zagadnienia trwałości w budowie i eksploatacji maszyn energetycznych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej(1277), 1995.
- [4] Rajca S., Trzeczyski J., Grzesiczek E., *Assessment and forecast of HP and IP rotors' lifetime of 13K215 turbines planned to be operated up to 350 000 hours*. Energetyka, Listopad 2013.
- [5] Pr. zbiorowa Alstom Power, *Od ZAMECHu i DOLMELu do ALSTOM Power Sp. z o.o.* Warszawa-Elbląg-Wrocław, 2005.
- [6] Lewandowski D., *Historia i osiągnięcia Zakładów Mechanicznych ZAMECH im. gen. Karola Świerczewskiego*, https://www.elblag.eu/images/kapsu%C5%82a_v2b.pdf , Czerwiec 2020.
- [7] Zaryankin A. E., Cherkasov M. A., Krutitskii V. I., Lavyrev I. P., *The Application of the Baumann Stage in the Low-Pressure Cylinders of Condensing Turbines*, Thermal Engineering, Volume 66, Issue 9, pp.619-625, 2019.
- [8] Dominiczak K., Radulski W., Banaszkiwicz M., Mróz K., Bondyra R., *Thermal stress limiter for 13K215 steam turbine retrofit in Połaniec Power Plant*, Poland Journal of Power Technologies Vol 96 (4) 285–294, 2016.
- [9] Ewins D. J., *Control of vibration and resonance in aero engines and rotating machinery - An overview*, International Journal of Pressure Vessels and Piping., vol. 87, no. 9, pp. 504-510, 2010.
- [10] Janecki S., Krawczuk M., *Dynamics of steam turbine rotor blading. Part one: Single blades and packets*, Maszyny Przepływowe tom 22, Ossolineum 1998.
- [11] Rządowski R., *Dynamics of steam turbine rotor blading. Part two: Bladed discs*, Maszyny Przepływowe tom 22, Ossolineum 1998.
- [12] Pr. zbiorowa, *Steam Turbine Blade Failure Root Cause Analysis Guide*, EPRI, Palo Alto, CA: 1014137, 2008.
- [13] Pr. zbiorowa, *Alstom retrofit technology reaction type blading*, Opracowanie ALSTOM Power Sp. z o.o., Elbląg 2002.
- [14] Pr. zbiorowa, *Technologia ALSTOM Power Sp. z o.o. w zakresie turbin parowych*, Opracowanie ALSTOM Power Sp. z o.o., Elbląg 2001.
- [15] Sohre J. S., *Steam Turbine Blade Failures, Causes and Corrections*. Proceedings of the Fourth Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, College Station, Texas, 1975.
- [16] Sanders W.P., *Turbine Steam Path – Volumes 1 and 2: Maintenance & Repair*, Volumes IIIa and IIIb: Mechanical Design and Manufacture. PennWell, Tulsa, OK: 2004.
- [17] Nikiel T., *Turbiny parowe* (wyd. Wydanie czwarte). Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne. 1989.
- [18] Traupel W., *Thermische Turbomaschinen* (in German), Vol. II, 2nd edition, Springer-Verlag Berlin, 1968.

- [19] Naumann H.G., *Steam Turbine Blade Design Option: How to specify or upgrade*, Proceedings of Elelventh Turbomachinery Syposium, Texas A&M University, 1982.
- [20] McCloskey T.H., *Steam turbines*, Marcel Dekker, Inc 2003.
- [21] Mingyu Zhu, *Design and analysis of steam turbine blades*, Journal of Physics: Conference Series, 2019.
- [22] Stuck Z., Schurdak S., *Steam Turbine Blade Design*, Twelfth Annual Freshman Conference April 14, 2012.
- [23] Ashby A., Shercliff H., Cebon D., *Materials engineering, science, processing and design*, 2nd Edition North American Edition Oxford UK: Elsevier Ltd. pg. 276. 2007.
- [24] Walker P.J., Hesketh J.A., *Design of Low-Reaction Steam Turbine Blades*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering, pages: 157-174. 1998.
- [25] Dr Balhassn A., *Development of Non-Destructive Small Specimen Creep Testing Techniques*. 10.13140/RG.2.1.3286.3203., 2013.
- [26] Zachary J., Koza D., *Steam Turbines*. Power, Volume 150, Issue 9. pp. 40-52. 2006
- [27] Singh M.P., Lucas G.M., *Blade design and analysis for steam turbines*, The McGraw-Hill Companies Inc, New York United States of America, 2011.
- [28] Heinz P. Bloch, Murari P Singh, *Steam Turbines Design, Application, and Re-Rating* Mc Graw Hill publisher, PP 109-124, 188-218G, 2008.
- [29] Jansen M, Ulm W., *Modern blade design for improving steam turbine efficiency*, VDI Berichte, No. 1185, pp. 277. 291., 1995.
- [30] Kiyoshi Segawa, Yoshio Shikano, Kuniyoshi Tsubouchi and Naoaki Shibashita, "Development of a Highly Loaded Rotor Blade for Steam Turbines." JSME International Journal Series B, Vol. 45, No. 4, pp.881-890., 2002.
- [31] Rzadkowski R., Soliński M., Niestacjonarne siły aerodynamiczne działające na wirnik turbiny parowej, *Maszyny Przepływowe*, Tom 29, Wydawnictwo IMP PAN Gdańsk, 2007.
- [32] Rzadkowski R., Drewczyński M., Szczepanik R., Drgania wymuszone ułopatkowanych tarcz wirnikowych turbin gazowych i parowych, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, PIB, Radom 2012.
- [33] Shimoyama K. Yoshimzu S, Jeong S. Obayashi S, Yokono Y., *Multi-objective design optimization for a steam turbine stator blade using LES and GA*. J Comput Sci Technol 2011 :5:134-47, 2011.
- [34] Mohan R.S., Sarkar A., Sekhar A.S., *Vibration analysis of a steam turbine blade*, Proc. 43rd Int. Cong. Expo. on Noise Control Engineering: Improving the World Through Noise Control., Internoise 2014 (J. Davy, T. McMin, N. Broner, Ch. Don, L. Dowsett, M. Burgess, Eds.), Melbourne, 16–19 Nov. 2014.
- [35] Heidari M., Amini K.: *Structural modification of a steam turbine blade*, Proc. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 203, 012007, 2017.
- [36] Hideo Nomoto, Yoshikazu Kuroki, Masafumi Fukuda, and Shinya Fujitsuka, *Recent Development of Steam Turbines with High Steam Temperatures*, JSME International Journal Series B, Vol. 49, No. 2, pp.218-223., 2006.
- [37] Kosowski K., *Dobór korzystnych wartości podstawowych parametrów projektowych stopni turbin cieplnych. Uogólniona metoda projektowania stopni turbinowych*. (Rozprawa habilitacyjna). Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1995.

- [38] Chmielniak T., *Theory of Profiles and Cascades*, Vol. 4, Ossolineum, Wrocław, 1989.
- [39] Denton J.D., *Loss mechanisms in turbomachines*, Journal of Turbomachinery 115, pp. 621-656, 1993.
- [40] Wu, Chung-Hua and Lincoln Wolfenstein, *Application of Radial-Equilibrium Condition to Axial-Flow Compressor and Turbine Design*, NACA TN No.1795, 1949.
- [41] Dixon S.L., Hall C.A., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (Seventh Edition), 2014.
- [42] <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-blademodeler>
- [43] <https://www.ansys.com>
- [44] Rusanov A.V., Paschenko N.W., Kosianova A.I., *Method for analytical profiling of axial turbine blade rows*, East Eur. J. Power Technol. 2(2009), 7, 32–37 (in Russian), 2009.
- [45] Eiseman P., *Grid generation for fluid mechanics*, Annual Review for Fluid Mechanics 17, pp. 487-522, 1985.
- [46] Thompson J.F., Soni B., Weatherhill N., *Handbook of grid generation*, CRC Press, 1998.
- [47] Marszałek P., Szyrejko C., Knitter D., Kozłów P., Szostak M., Badur J., Karcz M., Kucharski R., Kowalczyk S., Wiśniewski A., *Kompleksowa analiza wylotu wysokoobrotowej turbiny parowej w zmiennych warunkach pracy*, Zbiór Prac VIII Konferencji Naukowo-Technicznej – Elektrownie Ciepłne, Słok 2007.
- [48] Lampart P., Ershov S., *3D shape optimisation of turbomachinery blading*, TASK Quart. 6(2002), 1, 113–125, 2002.
- [49] <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx>
- [50] <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node34.htm>
- [51] ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 14.0. 2011.
- [52] Jones W.P., Launder B.E., *The calculation of low-Reynolds number phenomena with a two-equation model of turbulence*, International Journal of Heat and Mass Transfer 16, pp. 301-314, 1973.
- [53] Launder B.E., Sharma B.I., *Application of energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc*, Letters Heat and Mass Transfer 1(2), pp. 131-138, 1974.
- [54] Wilcox D.C., *Reassessment of the scale determining equation for advance turbulence modes*, AIAA Journal 26(11), pp.1299-1310, 1988.
- [55] Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T.J., *Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development*, NASA Technical Memorandum 110446, 1997.
- [56] Ahmed M. Nagib Elmekawy, Mohey Eldeen H.H. Ali, *Computational modeling of non-equilibrium condensing steam flows in low-pressure steam turbines*, Results in Engineering, Volume 5, 2020.
- [57] Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T., *Turbulence Modeling Validation*, AIAA Paper 97-2121), 1997.
- [58] Menter F.R., *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, AIAA Journal 32(8) pp.1598-1605, 1994.
- [59] Chattopadhyay A., Pagaldipti N., Chang K. T., *A design optimization procedure for efficient turbine airfoil design*, Department of Mechanical Engineering, Arizona State University Tempe, AZ 85287-6106, U.S.A, Vol. 26, 1993.

- [60] STD0028308 – *RS47R L-1 Blade MI assesment*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power, 2018.
- [61] STD0028306 – *RS47R L-0 Blade MI assesment*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power, 2018.
- [62] Perycz, S., *Turbiny parowe i gazowe*. Wrocław: Zakład Narodowy im. Ossolińskich. PN-IEC 45-1: Turbiny parowe – Wymagania, 1994.
- [63] Gardzielewicz A., *Current problems of design, construction and heat diagnostics of steam turbines*, D.Sc. Dissertation, Technical University of Gdańsk, Zeszyty Naukowe IMP PAN 502/1461/99, 1999.
- [64] <https://www.3ds.com/products-services/catia/>
- [65] Kosowski K., Domachowski Z., Próchnicki W., Kosowski A., Stępień R., Piwowarski M., Włodarski W., Ghaemi H., Tucki K., Gardzielewicz A., Lampart, Głuch J., Łuniewicz B., Szyrejko C., Obrzut D., Banaszekiewicz M., Topolski J., Kietliński K., Ferdyn Z., *Steam and Gas Turbines Part Two Principles of Turbine Operations*, ISBN:978-83-925959-3-9, 2007.
- [66] Lampart P., *Tip leakage/main flow interaction in multi stage HP turbines with short height bladeing*, ASME Paper GT2004-53882, 2004.
- [67] Praisner T. J., Smith C. R., *Turbomachinery*, ASME J. 128 755, 2006.
- [68] Świryczuk J., *Development of Vortex Structures in a Turbine Stage Rotor Passage*, TASK QUARTERLY 12 No 3, 147–158, 2008.
- [69] Chrzanowski W., *Turbiny Parowe*, Biblioteka Dzieł Technicznych tom IV, 1920.
- [70] HTGD666276 - *Designation of the rear stage blades and fir-tree roots of all LT-modules*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2015.
- [71] Dawes B., *Steady and Unsteady Computations of Fluid-Flow Machinery Blading*, Proceedings of IX Fluid Flow Mechanics Summer School, Olsztyn, 2003.
- [72] Ferziger J.H., Peric M., *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer-Verlag, 1996.
- [73] Ratańczyk S., 8114005 – *Katalog wrębów łopatkowych*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 1961.
- [74] Lenhardt Ch. H., Grant C. Balan Ch., *Rotor Tip Shroud Damper Including Damper Wires*, United States Patent 5,201,850, 1993.
- [75] Riaz M., STDP002 rev 7- *Low Pressure Bucket Design*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2018.
- [76] Reddy A.S., Ahmedi M.D.I., Kumar T.S., Reddy A.V.K., Bharathi W.P., *Analysis of steam turbines*, Int Refereed J Eng Sci 2014;3:32-48, 2014.
- [77] STD0014502 - *LSB FE Assessment Methodology*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2010.
- [78] STD0007537 - *CAE Meshing Methodology for Last Stage Blade*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2010.
- [79] Masserey P. A., STD0000298 - *Design rules for last stage blade (LSB)*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2015.
- [80] STD0029310 - *Amendment of STD0000298 rev. E, Design rules for Last Stage Blade (LSB)*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2018.
- [81] Denk M., STD0013512 - *LCF assesment of last stages blades*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2012.

- [82] Kocańda S., Szala J., *Podstawy obliczeń zmęzeniowych*, Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1985.
- [83] Denk M., STD0020284, *MoM – Influence of cyclic softening evolution on LCF life*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2013.
- [84] Masserey P-A., STD0000648 - *Design Rules for penultimate blade*, Dokument wewnętrzny firmy GE Power. 2015.
- [85] Dokumaci E., Thomas J., Carnegie W., *Matrix Displacement Analysis of Coupled Bending — Bending Vibrations of Pretwisted Blading*, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 9, 1967.
- [86] Krupka R., Baumanie A., *Bending — Bending Mode of a Rotating Tapered Twisted Blade Including Rotatory Inertia and Shear Deformation*, Journal of Engineering for Industry, ASME, 1969.
- [87] Mazurkiewicz M., *Obliczanie wytrzymałości i drgań własnych łopatek wirnikowych maszyn przepływowych metodą elementów skończonych*, praca doktorska, IMP PAN, Gdańsk 1979.

Spis rysunków

Rys. 2.1. Przekrój osiowy turbiny TK-200	17
Rys. 2.2. Przekrój osiowy turbiny 13K215 po modernizacji części NP.....	18
Rys. 2.3. Zakres retrofitu turbiny 13K215.	20
Rys. 3.1. Zilustrowanie siły odśrodkowej	22
Rys. 3.2. Zilustrowanie działania siły odśrodkowej zginającej	23
Rys. 3.3. Zdjęcie pękniętej (uszkodzonej) łopatki turbiny parowej w wyniku pełzania [25].....	24
Rys. 3.4. Rozwiązanie dla ostatnich 3 stopni dla turbiny 13K200 po modernizacji – Obecny limit projektowy.	27
Rys. 3.5. Rozwiązanie dla ostatnich 3 stopni dla turbiny 13K200 po modernizacji – Koncepcyjny cel projektowy.....	27
Rys. 3.6. Porównanie projektowanych układów przepływowych ze standardową łopatką 322mm (kolor czarny) oraz nowoprojektowaną łopatką 444mm (kolor czerwony)	28
Rys. 3.7. Wykres interferencyjny dla łopatki 444 mm.....	30
Rys. 3.8. Widok na bandaż łopatki 444mm po testach na odwirowni.	30
Rys. 3.9. Zestawienie różnych rozwiązań wylotów dla części średnioprężnej. Od lewej: łopatka 322 mm, łopatka 444,4 mm która została wycofana z asortymentu, oraz dwa nowe produkty łopatka 358 mm i 400 mm	31
Rys. 4.1. Widok na ostatni stopień części średnioprężnej turbiny 13K215 z parametrami geometrycznymi łopatki wirnikowej	32
Rys. 4.2. Szacunkowy przyrost mocy w funkcji wysokości łopatki wylotowej części średnioprężnej turbiny 13K215 po modernizacji układu łopatkowego.	34
Rys. 5.1. Składowe równania prędkości.	36
Rys. 5.2. Przykładowa geometria stopnia turbiny parowej.....	39
Rys. 5.3. Przykładowe trójkąty prędkości.....	40
Rys. 5.4. Wykres h-s ekspansji pary w stopniu (sprawność całkowita do statycznej).....	41
Rys. 5.5. Rodzaje strat występujących w stopniu turbinowym.....	42
Rys. 5.6. Przykład uszczelnień nad bandażowych	43
Rys. 5.7. Efekt krawędzi spływu – powstawanie wirów	44
Rys. 6.1. Schemat logiczny procesu obliczeniowego dla łopatki ostatniego stopnia części SP turbiny 13K215	47
Rys. 6.2. Schemat blokowy prowadzonych obliczeń ANSYS Workbench 2019.....	48
Rys. 6.3. Przekrój osiowy pokazujący układ łopatkowy turbiny 13K215 przed modernizacją. ...	49

Rys. 6.4. Po lewej - widok na część SP; po prawej - przekrój osiowy modułu średniego ciśnienia turbiny 13K215 po modernizacji. Sekcja zawiera aktualną najdłuższą w katalogu GE konstrukcję łopatki ostatniego stopnia - 400 mm.	50
Rys. 6.5. Lokalizacje występowania ograniczeń geometrycznych.....	51
Rys. 6.6. Przyrost powierzchni wylotowej modułu SP turbiny 13K215.....	52
Rys. 6.7. Metoda budowania prostych tworzących powierzchnie wylotową dyfuzora	53
Rys. 6.8. Dopuszczalne długości łopatek dla dwóch wariantów (widoki poglądowe przy zastosowaniu stopki młotkowej).....	54
Rys. 6.9. Rozwiązania tłumiące drgania a) łopatka wyposażona w otwory pod pierścienie z drutu tłumiącego b) łopatka wyposażona w tzw. „Snubber”	55
Rys. 6.10. Rozwiązania tłumiące drgania za pomocą podkładki ze sprężyną płaską instalowaną a) pod podstawą pióra b) na spodzie wrębu wirnikowego	56
Rys. 6.11. Proponowane rozwiązania bandaża dla łopatki 500 mm: a) bandaż prosty; b) wyposażony w dwa druty tłumiące; c) wyposażony w kołki trapezoidalne w kierunku skośnym; d) wyposażony w kołki okrągłe prowadzone w kierunku skośnym; e) wyposażony kołek okrągły prowadzony równoległe do osi turbiny; f) kombi – kołek nieprzelotowy i drut tłumiący; g) bandaż z poszerzonym łącznikiem liczony w dwóch wariantach (kołek integralny i kołek wsuwany podczas montażu).....	57
Rys. 7.1. Model szkieletowy wykonany w Catia V5.....	60
Rys. 7.2. Definicja projektu, ustawienia podstawowe oraz wizualizacja zaimportowanego modelu w programie BladeGen - łopatka wirnikowa	61
Rys. 7.3. Definicja projektu, ustawienia podstawowe oraz wizualizacja zaimportowanego modelu w programie BladeGen - łopatka kierownicza	61
Rys. 7.4. Dyskretyzowane przekroje modeli łopatki kierowniczej (po lewej) i wirnikowej (po prawej)	64
Rys. 7.5. Dyskretyzowane modele przecieków pod i nad bandażowych: dla łopatki kierowniczej (po lewej stronie) dla łopatki wirnikowej (po prawej)	64
Rys. 7.6. Wizualizacja modelu obliczeniowego dla nowoprojektowanego ostatniego stopnia turbiny 13K215.....	66
Rys. 7.7. Schemat algorytmu modernizacyjnego	68
Rys. 7.8. Odrywanie się strugi przepływającej pary od pióra łopatki 500mm. Zilustrowane za pomocą wygenerowania izo-powierzchni reprezentującej prędkości ujemne w kierunku osiowym.	70
Rys. 7.9. Odrywanie się strugi przepływającej pary od pióra łopatki 500mm. Przykładowe przekroje przez pióro łopatki położone na jej 0,7 i 0,9 wysokości.....	70

Rys. 7.10. Przykładowe przekroje (6 i 11) łopatk wirnikowej ze wskazaniem wymiaru do przeprowadzania modyfikacji	71
Rys. 7.11. Ciśnienie w przestrzeni między domenami stacjonarną i wirującą w odniesieniu do wartości z projektu referencyjnego	75
Rys. 7.12. Obciążenia profili na 40, 65 i 85% wysokości łopatk – profil bazowy.....	76
Rys. 7.13. Mapy rozkładu ciśnienia w przekrojach na 40, 65 i 80% wysokości łopatk – profil bazowy	77
Rys. 7.14. Bezwzględna i względna wartość liczby Macha: a) osiowo wzdłuż profilu gdzie 1 – krawędź natarcia 2 – krawędź spływu; b) promieniowo dla krawędzi spływu gdzie 0 – najmniejszy promień (przy stopce), 1 – najwyższy (przy bandażu).....	78
Rys. 7.15. Porównanie profili tworzących pióro łopatk przed i po wprowadzeniu zmian. Przekrój 1 ulokowany najbliżej stopki, przekrój 11 najbliżej bandażu.	79
Rys. 7.16. Porównanie izopowierzchni reprezentujących prędkości ujemne w kierunku osiowym dla łopatek przed i po wprowadzeniu korekt.....	80
Rys. 7.17. Obciążenia profili na 40, 65 i 85% wysokości łopatk	81
Rys. 7.18. Mapy rozkładu ciśnienia w przekrojach na 40, 65 i 80% wysokości łopatk	81
Rys. 7.19. Linie strumienia przepływającego czynnika. Przykładowe przekroje przez pióro łopatk położone na jej 0,4 i 0,65 i 0,85 wysokości.	82
Rys. 7.20. Współczynniki spadku ciśnienia całkowitego w stopniu	83
Rys. 7.21. Sprawności łopatk wirnikowej dla trzech wariantów obciążenia	83
Rys. 7.22. Rozkład ciśnienia całkowitego wzdłuż uszczelnienia nad bandażowego.....	84
Rys. 7.23. Rozkład ciśnienia całkowitego wzdłuż uszczelnienia nad bandażowego.....	84
Rys. 8.1. Elementy składowe oraz orientacja modelu obliczeniowego.....	87
Rys. 8.2. Zastosowanie cyklicznej symetrii dla odwzorowania interakcji między bandażami sąsiednich łopatek.....	87
Rys. 8.3. Rodzaje stopek łopatek turbin parowych 1) stopka młotkowa dwuzaczepowa, 2) stopka kołkowana 3) stopka jodełkowa.	88
Rys. 8.4. Nowo zaprojektowana stopka dla łopatk 500mm – wariant 1 - ze stopką jodełkową prostą, wariant 2 ze stopką jodełkową prowadzoną po łuku.	90
Rys. 8.5. Stopka dla łopatk 500mm – wariant 3 – stopka palczasta kołkowana stosowana w rozwiązaniu OEM.....	91
Rys. 8.6. Przykładowe rodzaje bandaży łopatkowych: 1) w kształcie równoległoboku, 2) zamkowy.....	92
Rys. 8.7. Rozwiązanie z dwoma drutami tłumiącymi wzdłuż przedniej i tylnej ścianki bandaża [74].	93

Rys. 8.8. Niektóre z rozważanych rozwiązań konstrukcji bandaża.....	94
Rys. 8.9. Widok na wieniec wirnikowy z góry.	94
Rys. 8.10. Złożenie łopatki z tarczą wirnika	95
Rys. 8.11. Zastosowanie cyklicznej symetrii dla odwzorowania interakcji między sektorem wirnika dla łopatki z wrębem jodełkowym prowadzonym po łuku.	96
Rys. 8.12. Warunki brzegowe zastosowane w modelu obliczeniowym	97
Rys. 8.13. Model po dyskretyzacji według zaleceń z tabeli 9.3	98
Rys. 8.14. Model z zastosowaniem stopki palczastej kołkowanej	100
Rys. 8.15. Uplastycznienie wzdłuż płaszczyzny tnącej zaczepu wrębu wirnikowego.....	102
Rys. 8.16. Naprężenia główne w okolicach bandaża.....	105
Rys. 8.17. Przemieszczenia łopatki w obszarze bandaża.....	105
Rys. 8.18. Naprężenia von Misesa dla zaczepów stopki łopatki.....	108
Rys. 8.19. Mapa naprężeń von Mises'a dla zaczepów wrębu w wirniku	108
Rys. 8.20. Uplastycznienie zaczepu wrębu wirnikowego.	109
Rys. 8.21. Naprężenia głównego dla poszczególnych elementów łopatki ze stopką palczastą.....	110
Rys. 8.22. Lokalizacja maksymalnego naprężenia głównego dla rozwiązania z kołkiem o przekroju trapezu.	111
Rys. 8.23. Naprężenia zredukowane von Misesa dla rozwiązania z kołkiem o przekroju trapezu.	112
Rys. 8.24. Naprężenia zredukowane von Misesa dla rozwiązania z kołkiem okrągłym.	112
Rys. 8.25. Lokalizacja maksymalnych naprężeń głównych dla rozwiązania z kołkiem prostym prowadzonym równoległe do osi turbiny	113
Rys. 8.26. Lokalizacja maksymalnych naprężeń głównych w bandażu dla rozwiązania z kołkiem eliptycznym zintegrowanym.	114
Rys. 8.27. Wykres interferencyjny dla rozwiązania z kołkiem eliptycznym.	115
Rys. 8.28. Rozkład naprężeń dla pierwszej formy drgań w 4 średnicy węzłowej (187.83Hz) ...	116
Rys. 8.29. Pierwsza (a), druga (b), trzecia (c) i czwarta (d) postać drgań własnych ułopatkowanego wieńca wirnikowego	117
Rys. 8.30. Wykres interferencyjny dla rozwiązania z kołkiem eliptycznym, stopka palczasta kołkowana	117
Rys. 8.31. Gradienty temperatury dla cykli pracy modelu: u góry dla łopatki; u dołu dla wirnika.	118
Rys. 8.32. Gradienty prędkości dla cykli pracy modelu.....	119
Rys. 8.33. Gradienty ciśnienia dla cykli pracy modelu.	119

Rys. 8.34. Naprężenia zredukowane von Mises'a: zielony – wartości maksymalne, niebieski – wartości uśrednione, czerwony – wartości minimalne	119
Rys. 8.35. Minimalna wartość cykli analizy LCF dla wrębu łopatki.....	120
Rys. 8.36. Minimalna wartość cykli analizy LCF dla łopatki	120

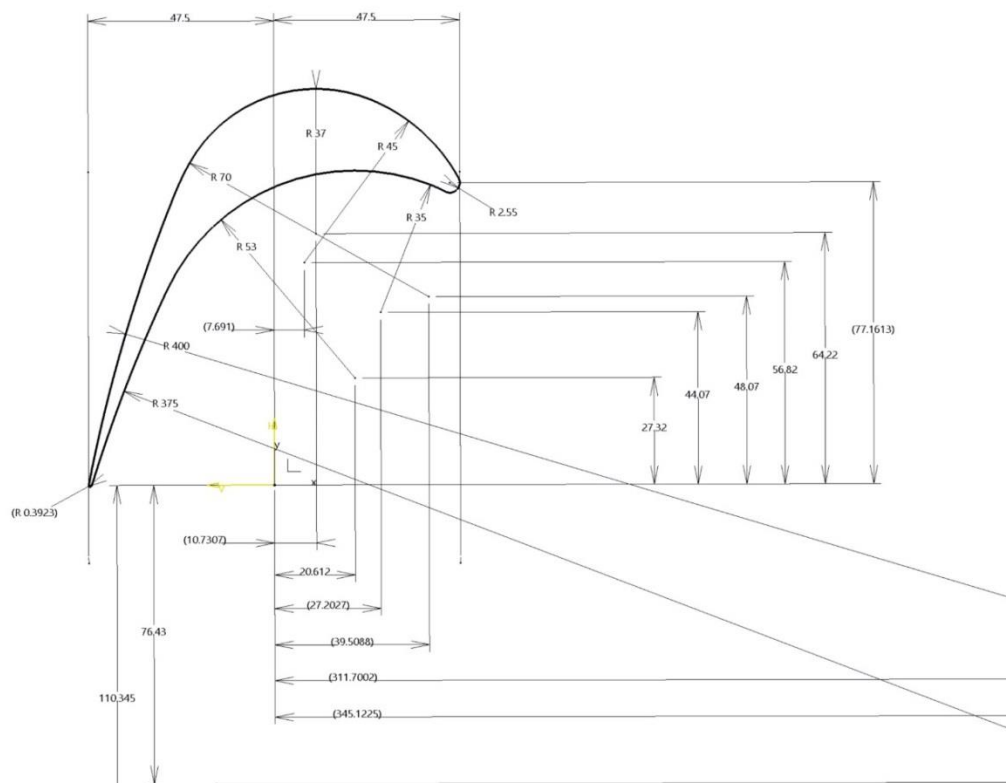
Spis tabel

Tab. 2.1. Parametry znamionowe i turbiny 13K215 po modernizacjach	19
Tab. 3.1. ALPRO/HT160 Obliczenia sprawności	29
Tab. 3.2. ALPRO/HT160 Obliczenia mocy turbiny dla wszystkich aktualnie dostępnych rozwiązań z katalogu GE	31
Tab. 4.1. Prędkość wylotowa i straty dla poszczególnych typów wylotów.....	33
Tab. 4.2. Moc i jednostkowe zużycie ciepła turbiny dla poszczególnych typów łopatek.	33
Tab. 7.1. ALPRO/HT160 Parametry termodynamiczne dla jednego z projektów modernizacyjnych realizowanych w firmie GE Power	65
Tab. 7.2. Parametry wejściowe w ANSYS CFX.	66
Tab. 7.3. Ustawienia modelu obliczeniowego w ANSYS CFX.....	68
Tab. 7.4. Dopuszczalny przyrost przyjętych zmiennych w procesie optymalizacji.	72
Tab. 7.5. Strumień masowy dla poszczególnych wariantów obliczeń przepływowych.	72
Tab. 7.6. Zestawienie parametrów łopatki 400 mm z poszczególnymi wariantami (wg liczby łopatek w wieńcu)	74
Tab. 7.7. Parametry analizy przepływowej łopatki aktualnie dostępnej i po modernizacji	85
Tab. 8.1. Własności materiałowe zastosowanych w modelu obliczeniowym materiałów.	96
Tab. 8.2. Wartości sił oddziałujących na profil łopatki.....	98
Tab. 8.3. Wymagana dokładność dyskretyzacji poszczególnych obszarów modelu łopatki.....	99
Tab. 8.4. Dopuszczalne naprężenia lokalne dla łopatki ostatniego stopnia.....	101
Tab. 8.5. Dopuszczalne naprężenia lokalne dla wrębu w wirniku.....	102
Tab. 8.6. Dopuszczalne marginesy dla częstotliwości rezonansowych.....	104
Tab. 8.7. Maksymalne naprężenia główne w elementach nowoprojektowanej łopatki (stopka - wariant I i II).....	107
Tab. 8.8. Maksymalne naprężenia główne w elementach nowoprojektowanej łopatki (stopka - wariant III)	110
Tab. 8.9. Porównanie wyników analizy częstotliwościowej z wymaganymi kryteriami	116

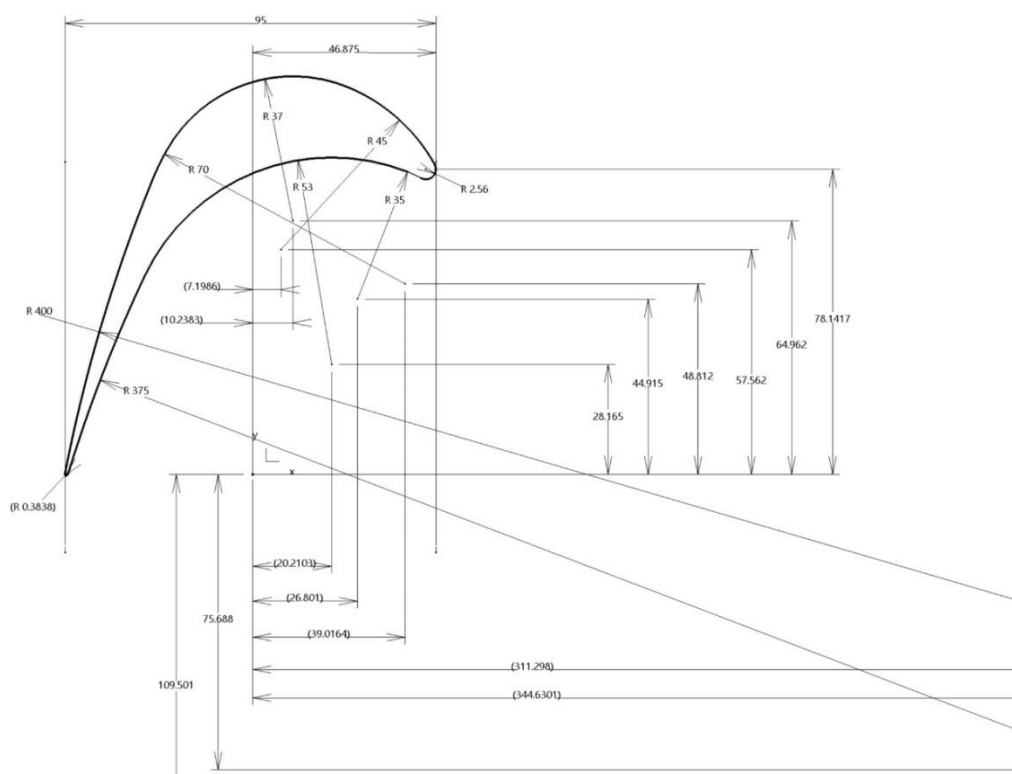
Załączniki

Załącznik I. Wstępne szkice profilu łopatkı kierowniczej

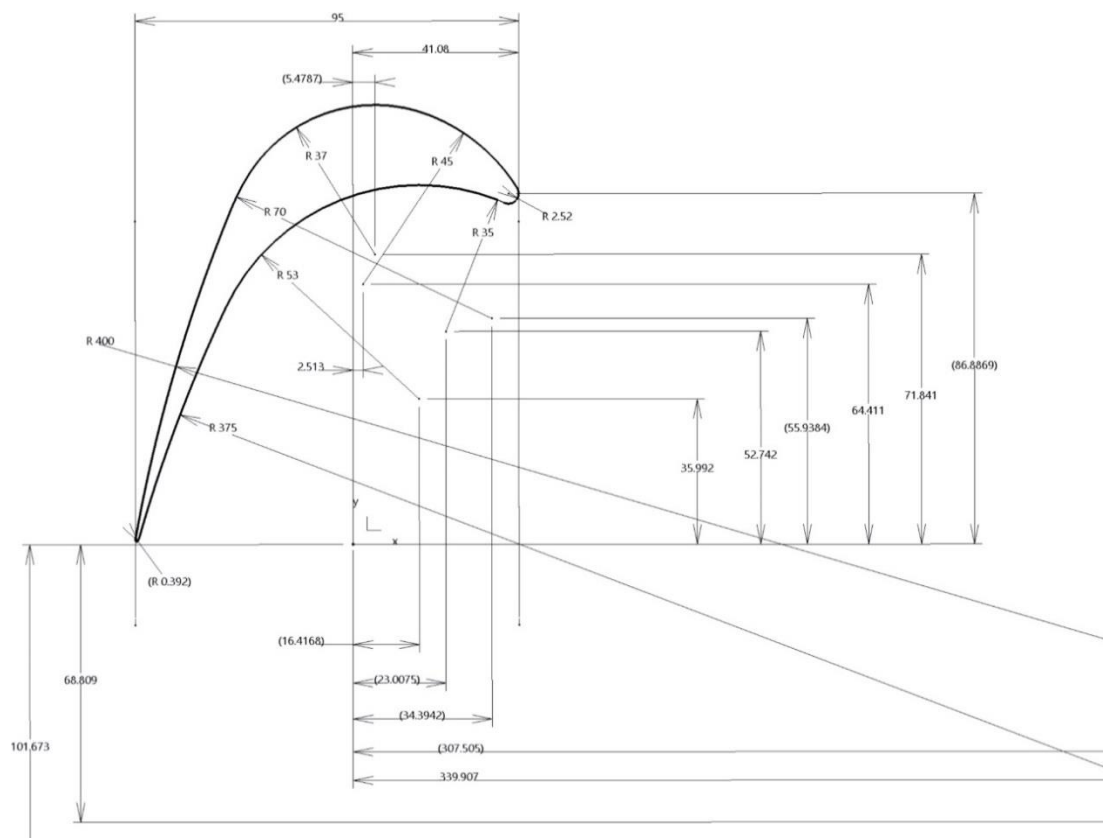
0 wysokości łopatkı (podstawa)



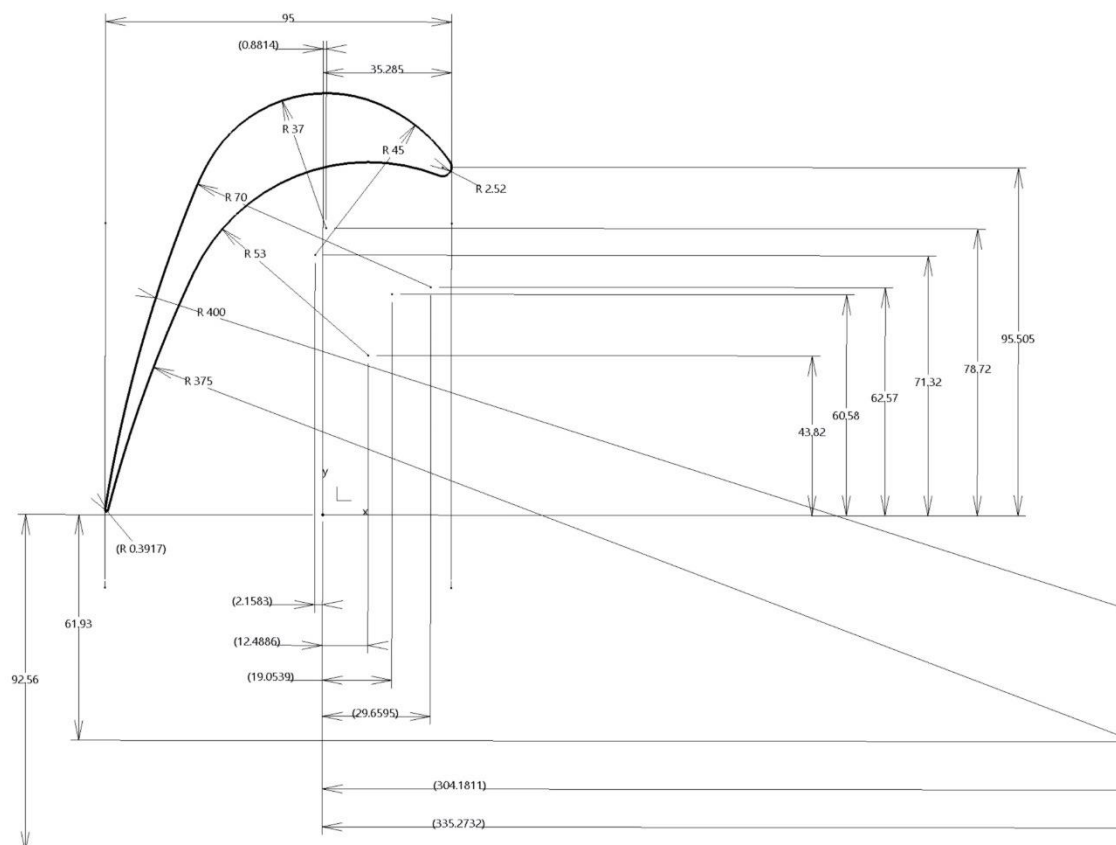
0,05 wysokości łopatkı



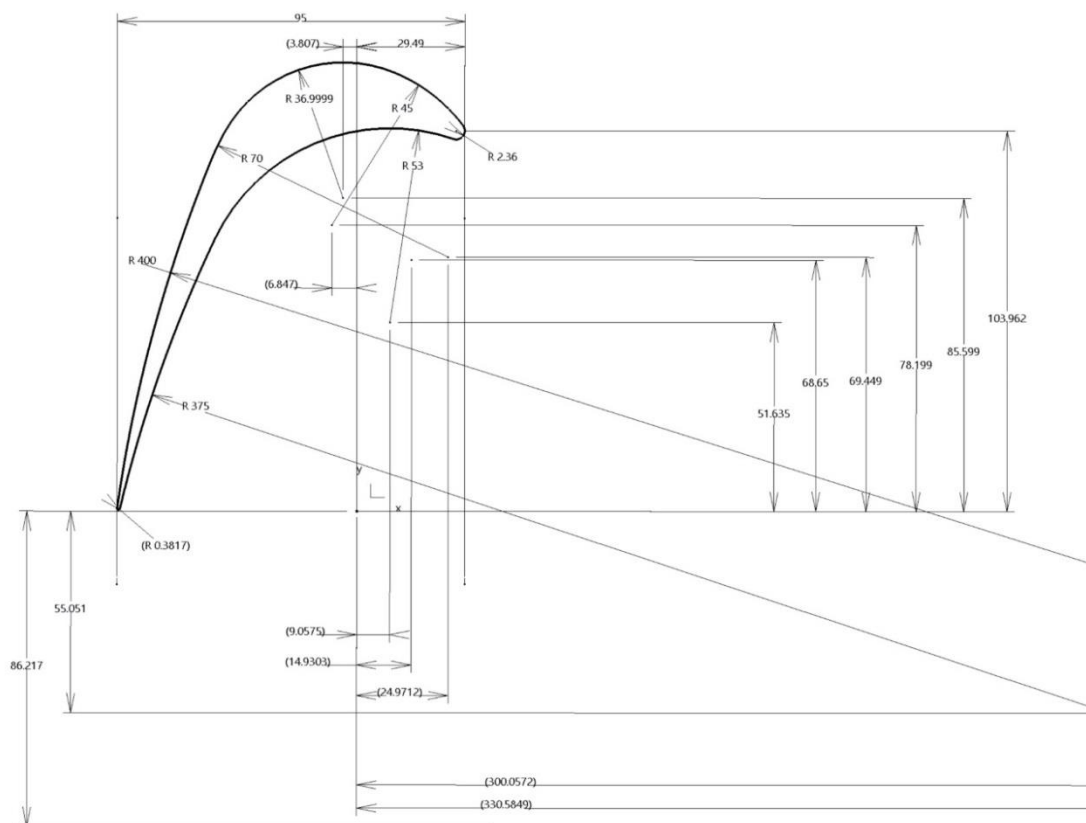
0,25 wysokości łopatki



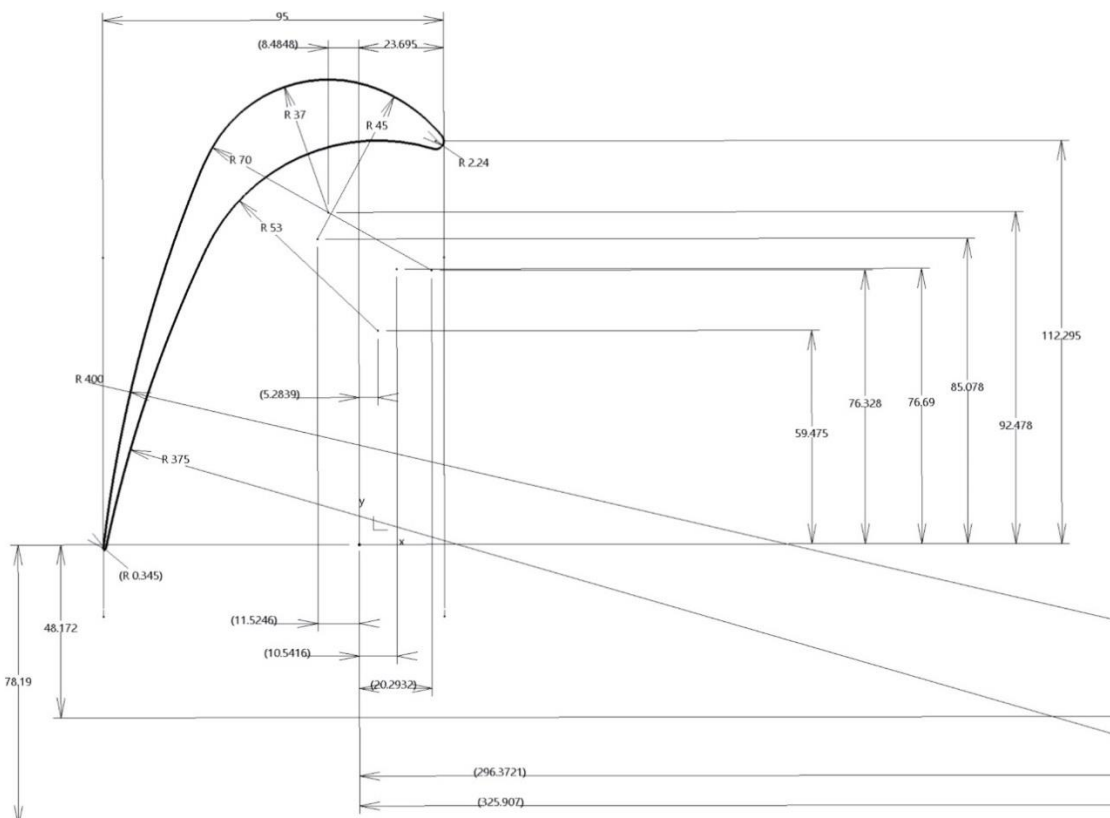
0,45 wysokości łopatki



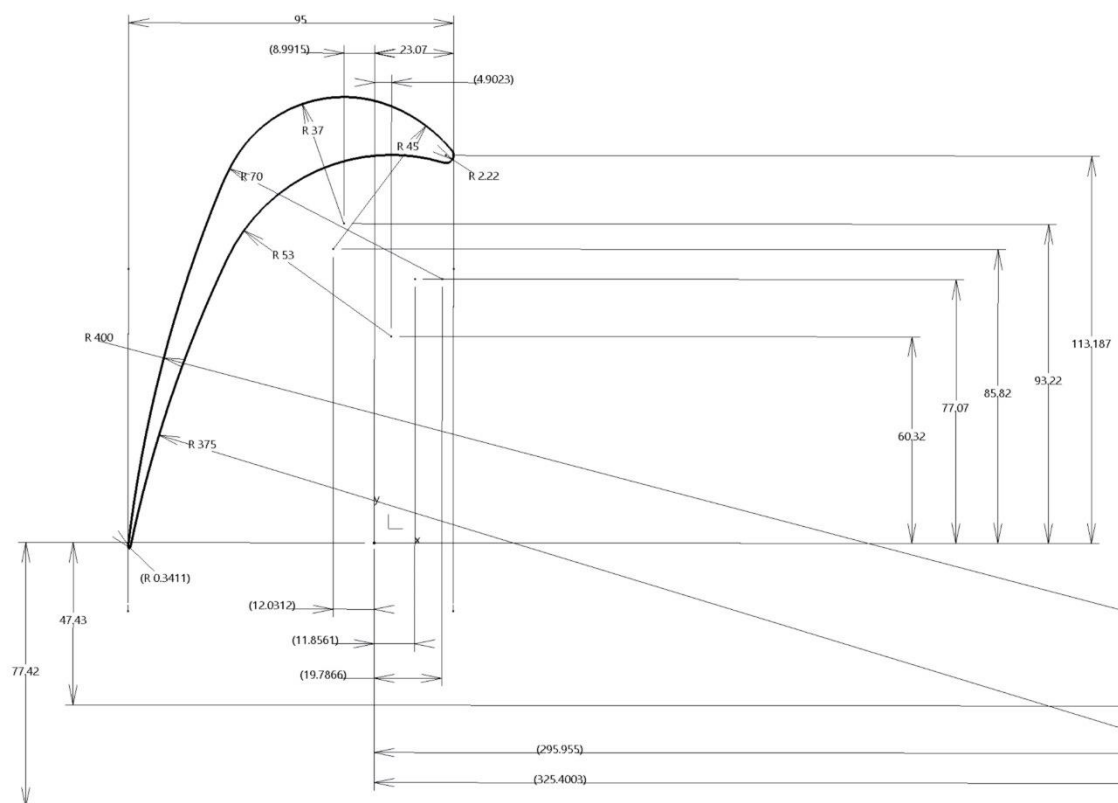
0,75 wysokości łopatki



0,95 wysokości łopatki

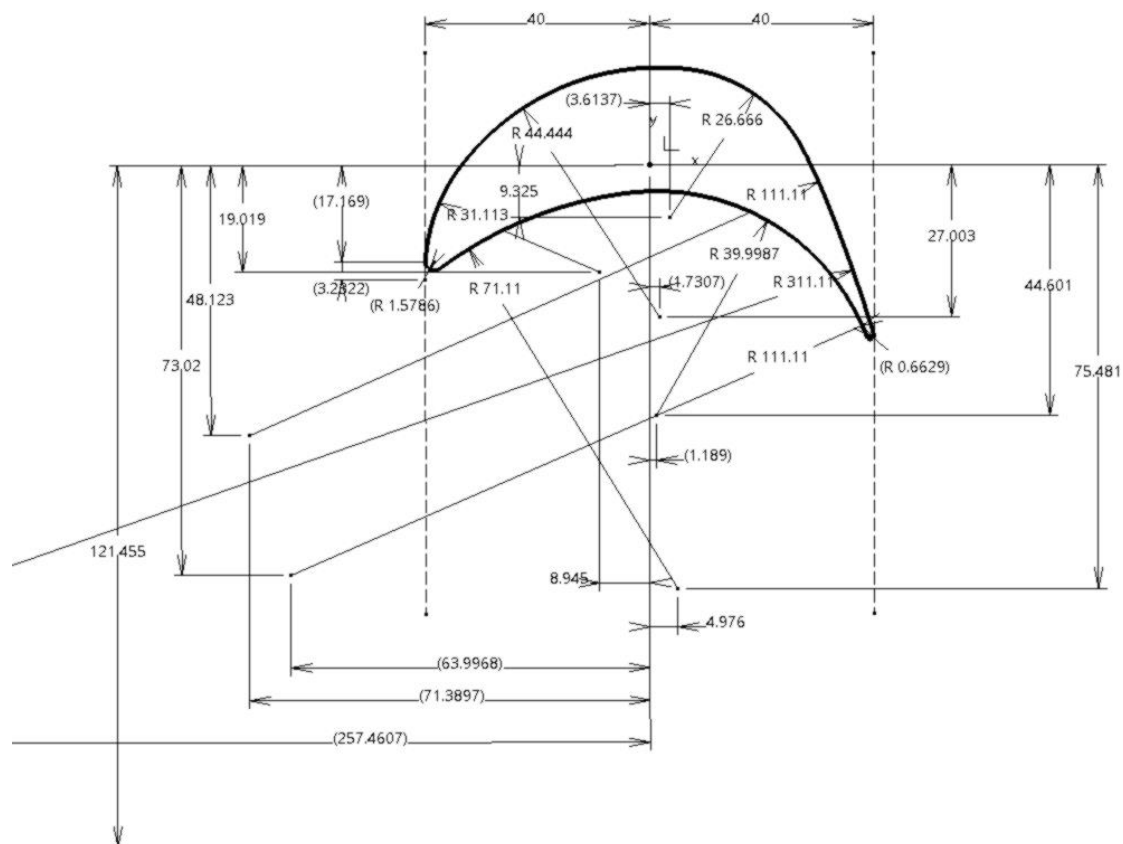


1 wysokości łopatk

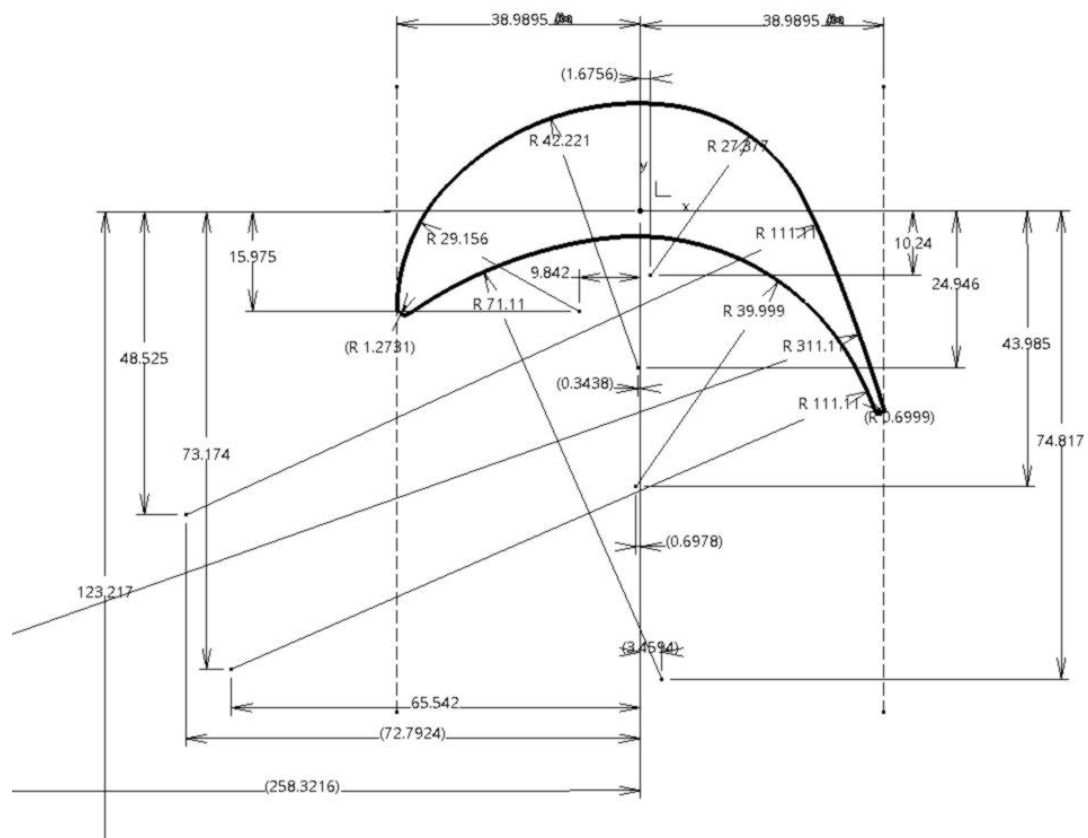


Załącznik II. Wstępne szkice profilu łopatk wirnikowej

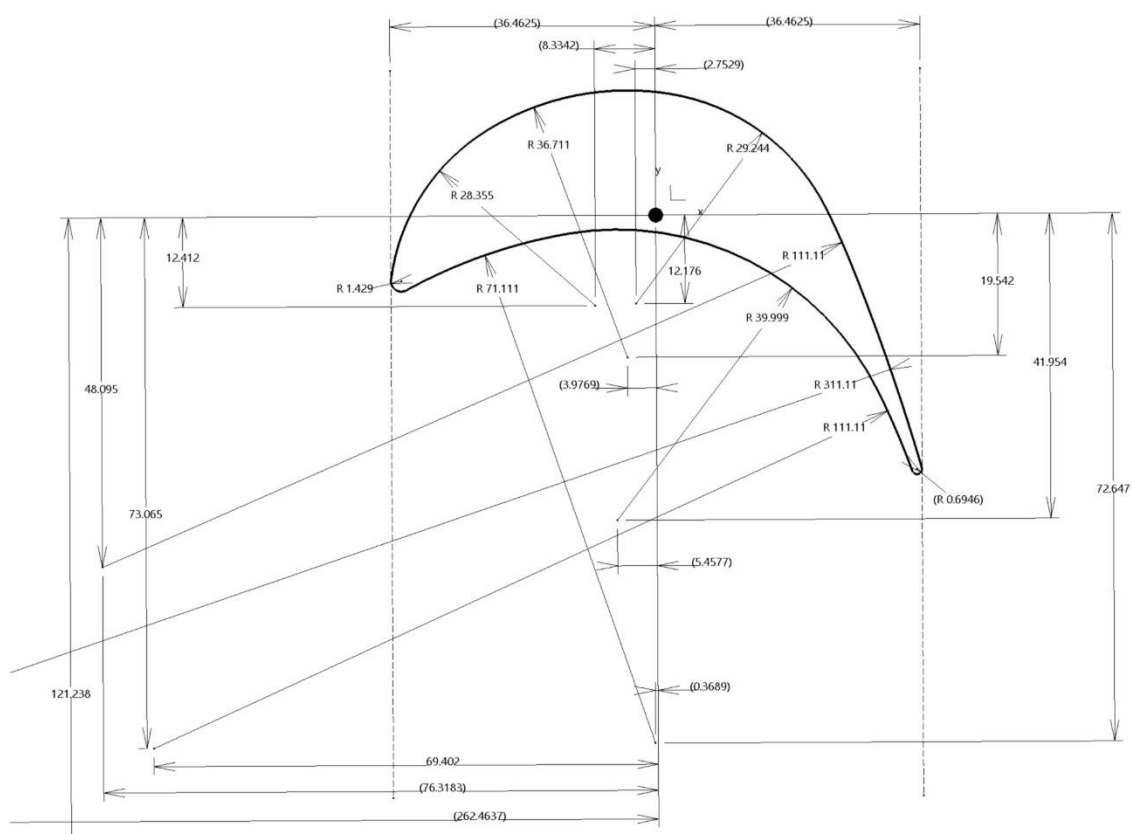
0 wysokości łopatk (podstawa)



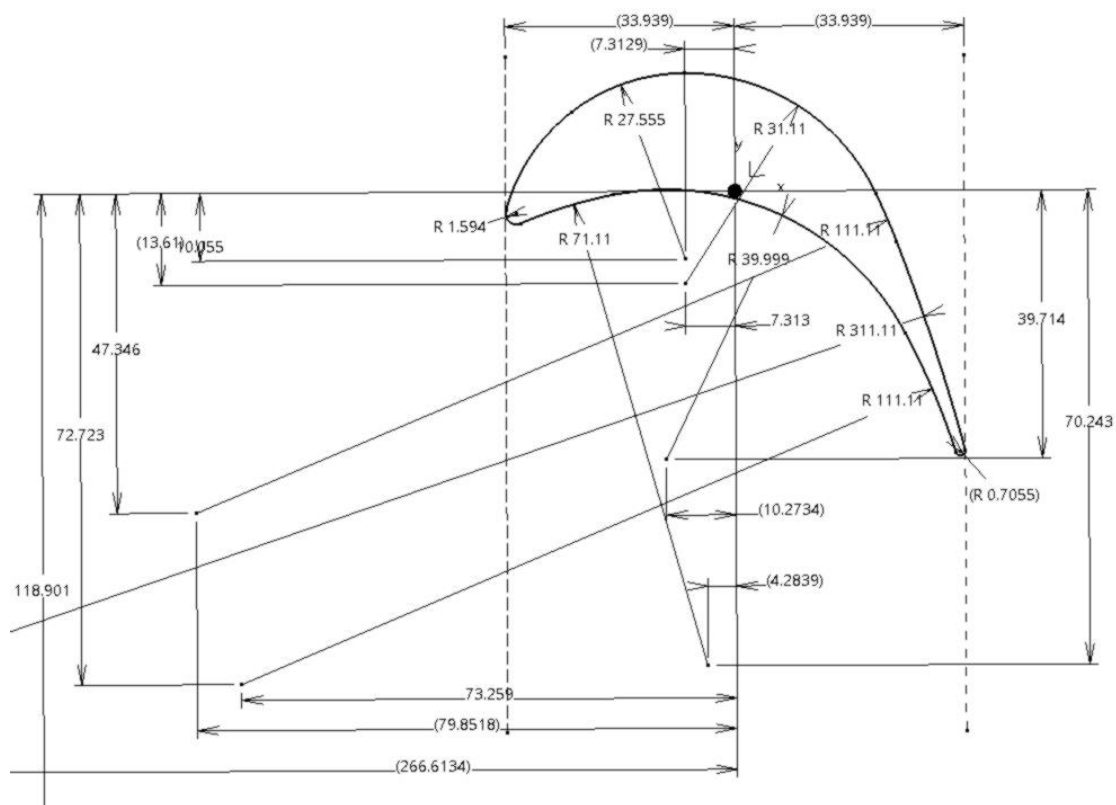
0,05 wysokości łopatk



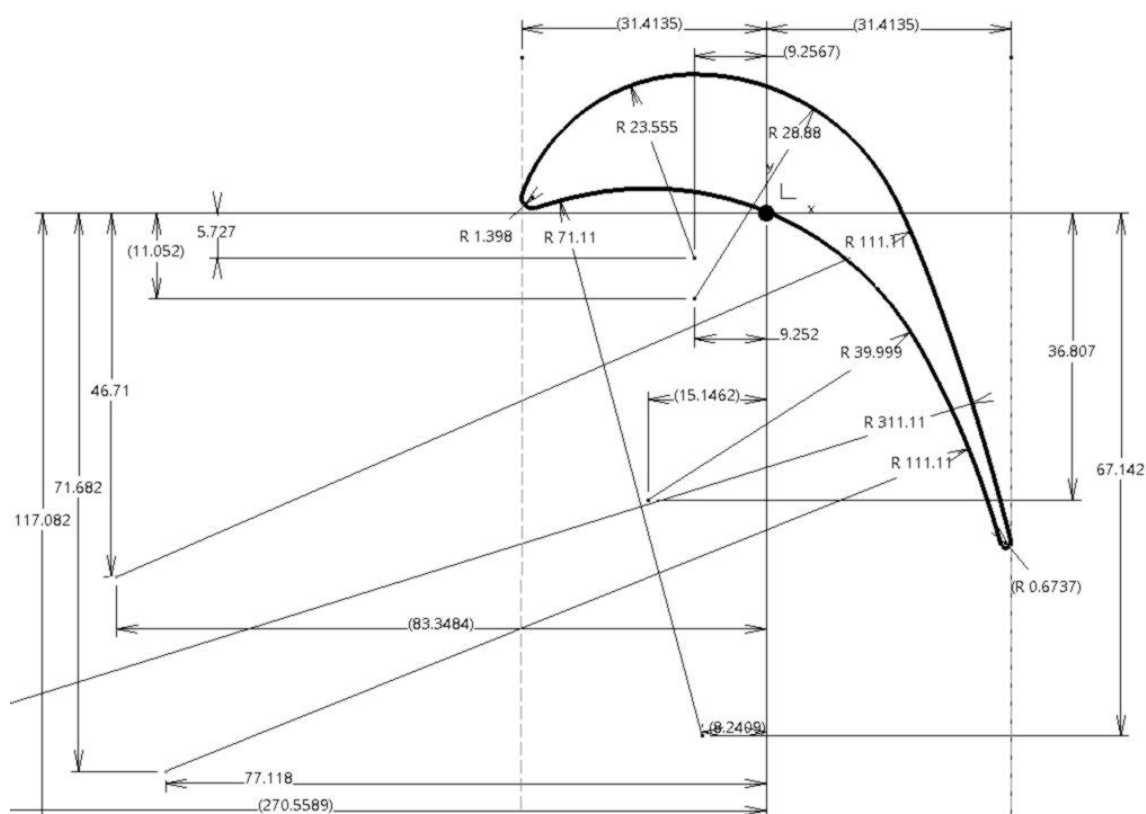
0,15 wysokości łopatkowej



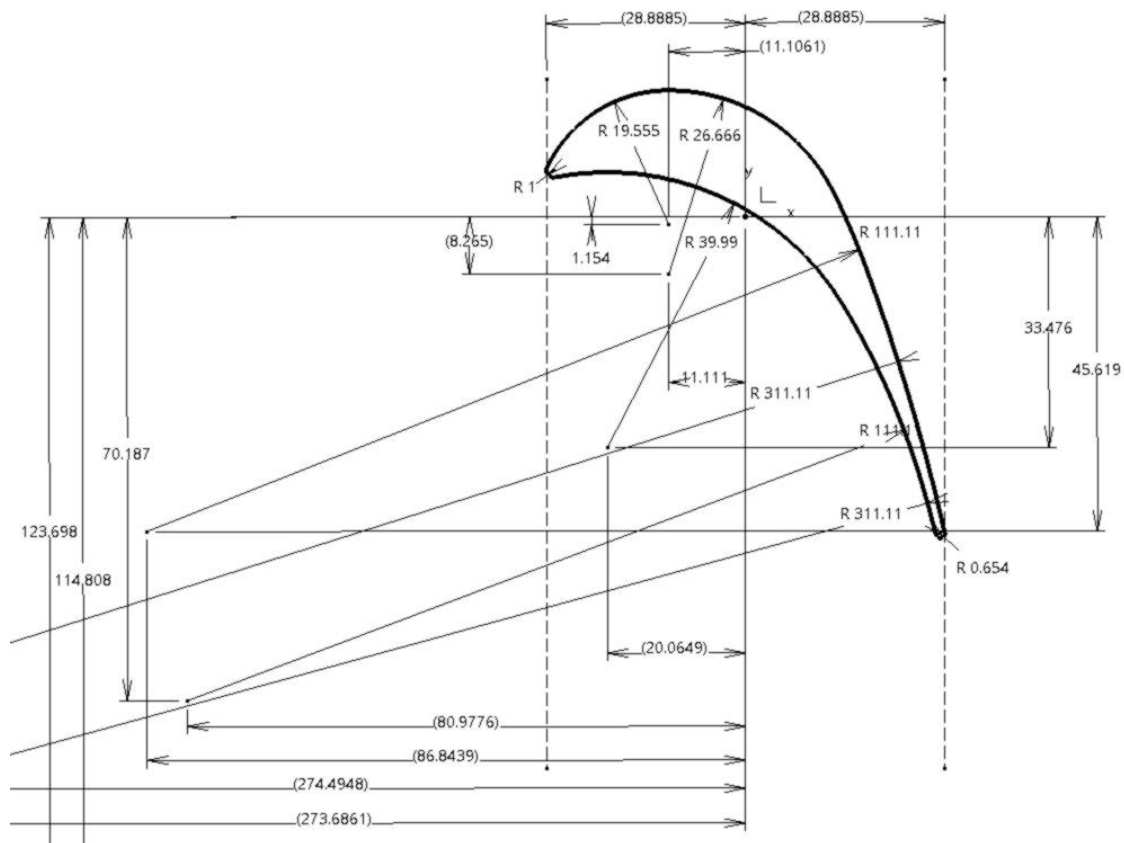
0,25 wysokości łopatkowej



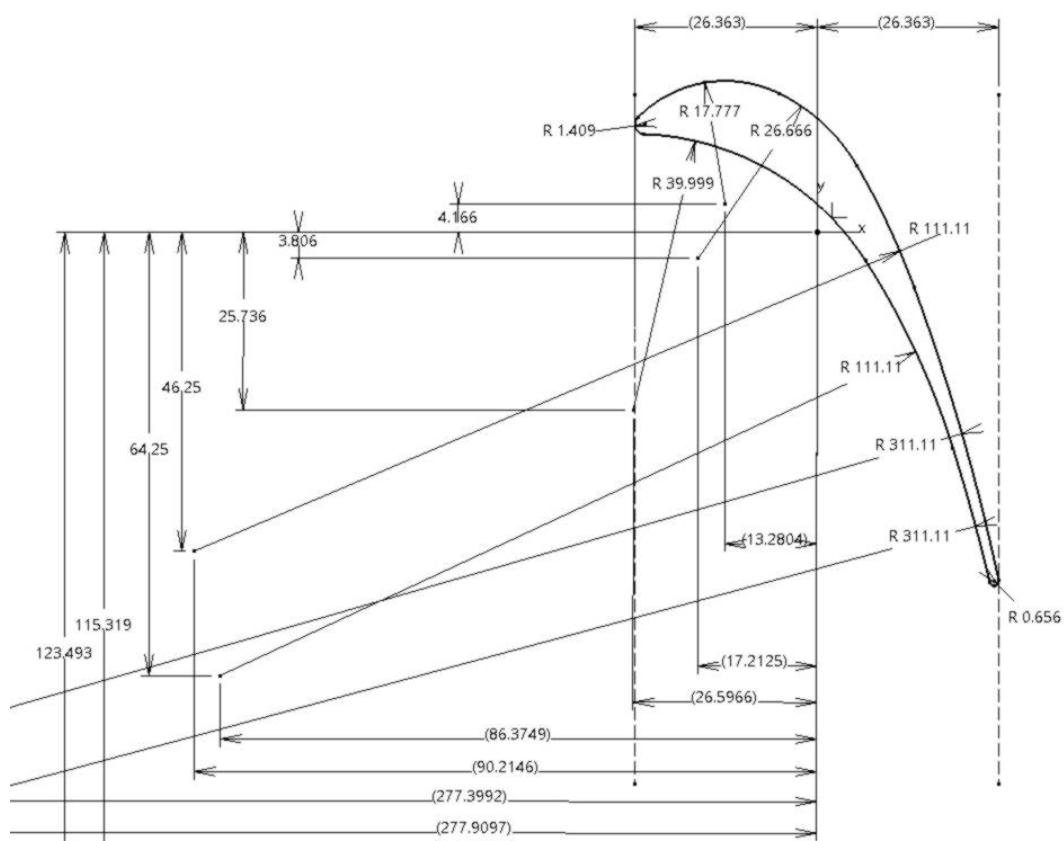
0,4 wysokości łopatk



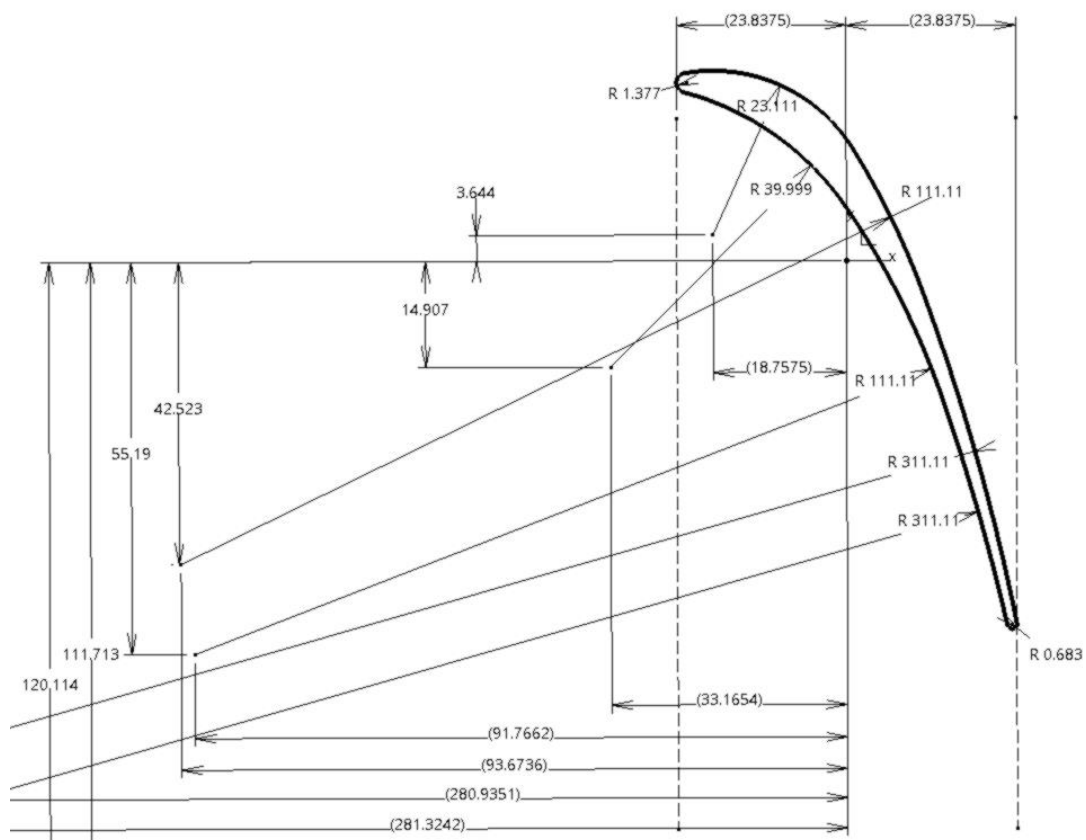
0,5 wysokości łopatk



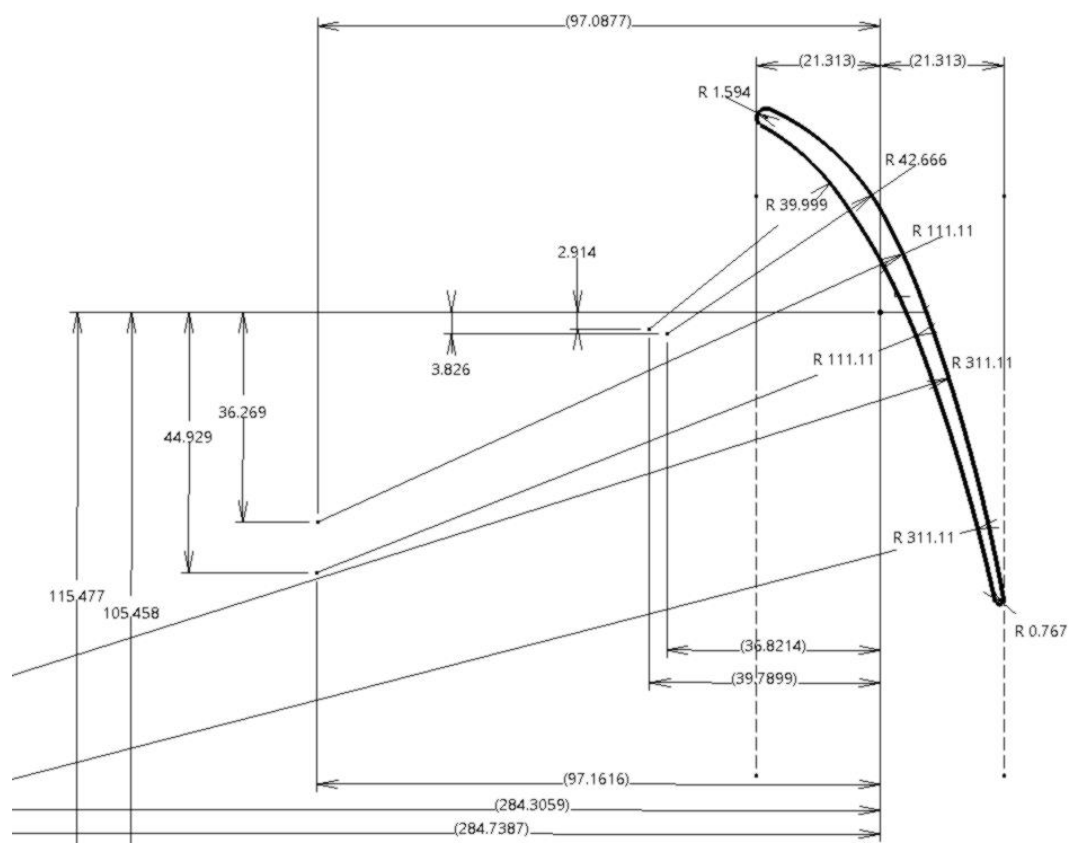
0,6 wysokości łopatk



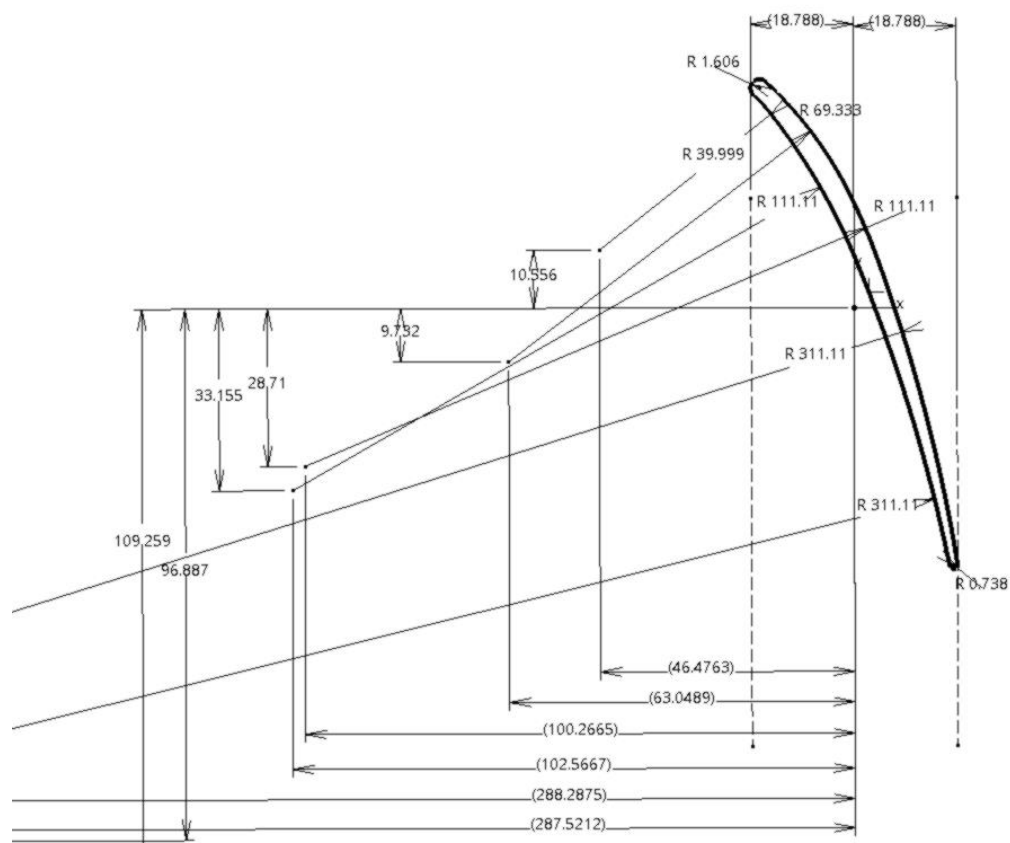
0,725 wysokości łopatk



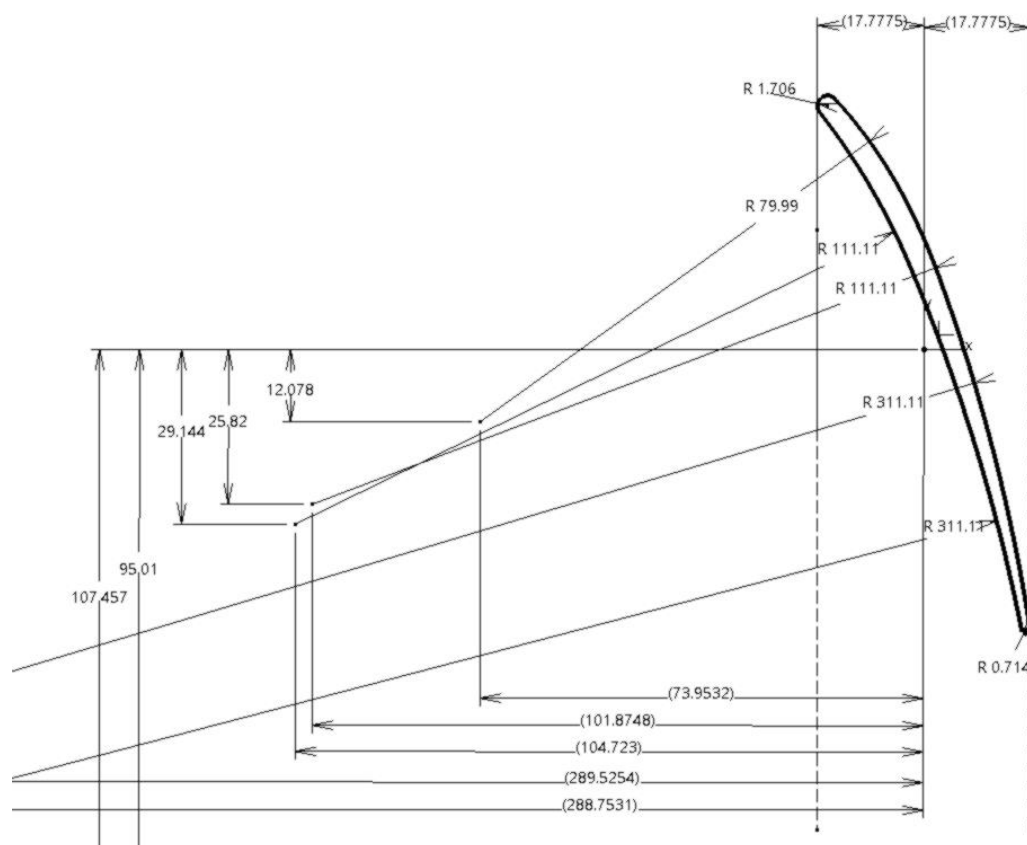
0,85 wysokości łopatki



0,95 wysokości łopatki

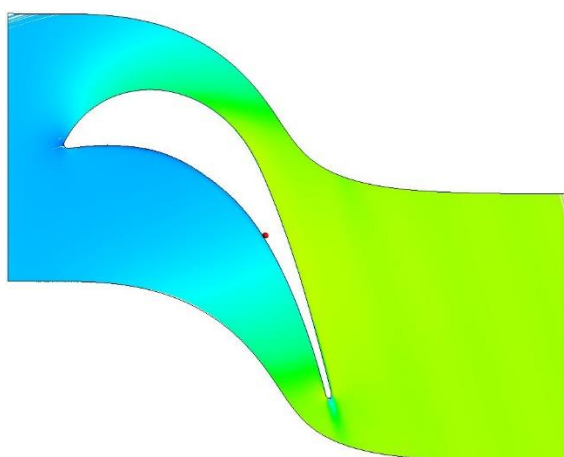


1 wysokości łopatki

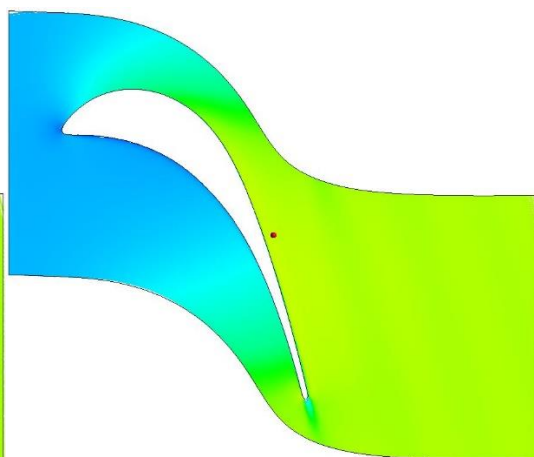


Załącznik III. Zjawisko oderwania strugi.

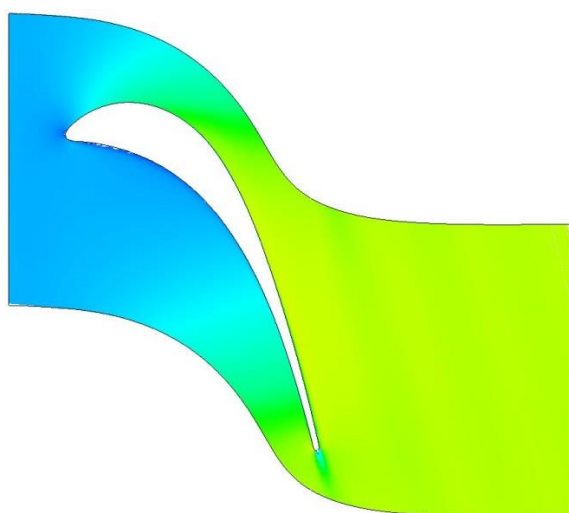
0,5 wysokości łopatki



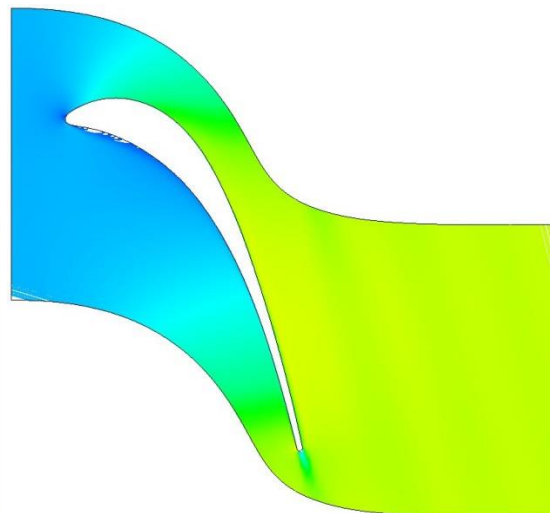
0,55 wysokości łopatki



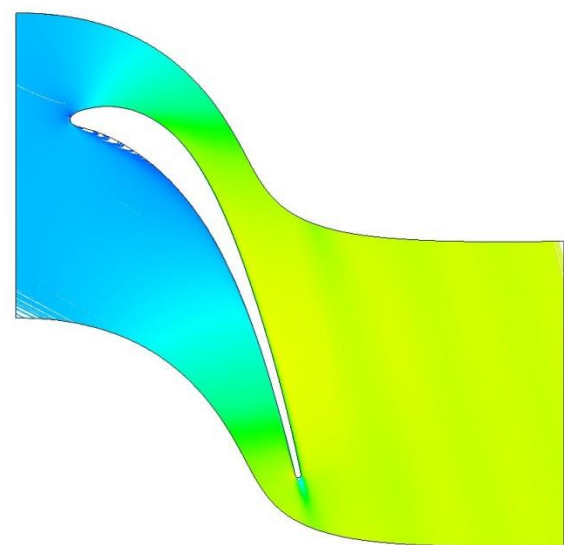
0,6 wysokości łopatki



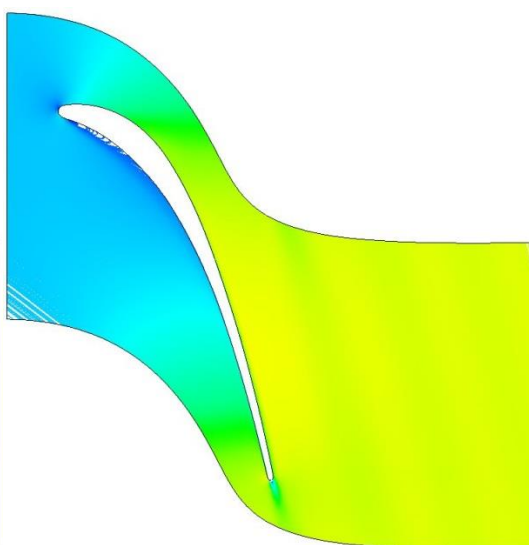
0,65 wysokości łopatki



0,7 wysokości łopatki

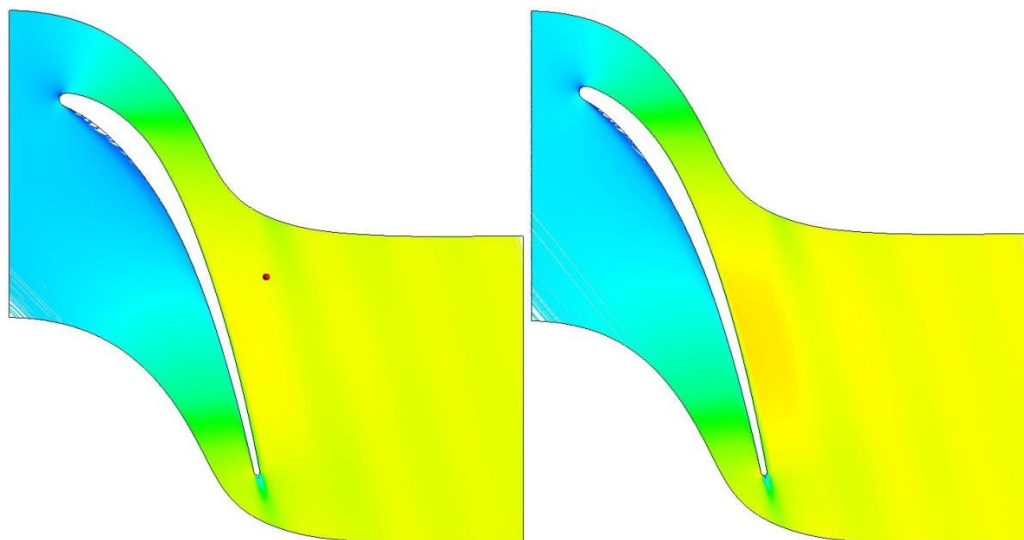


0,75 wysokości łopatki



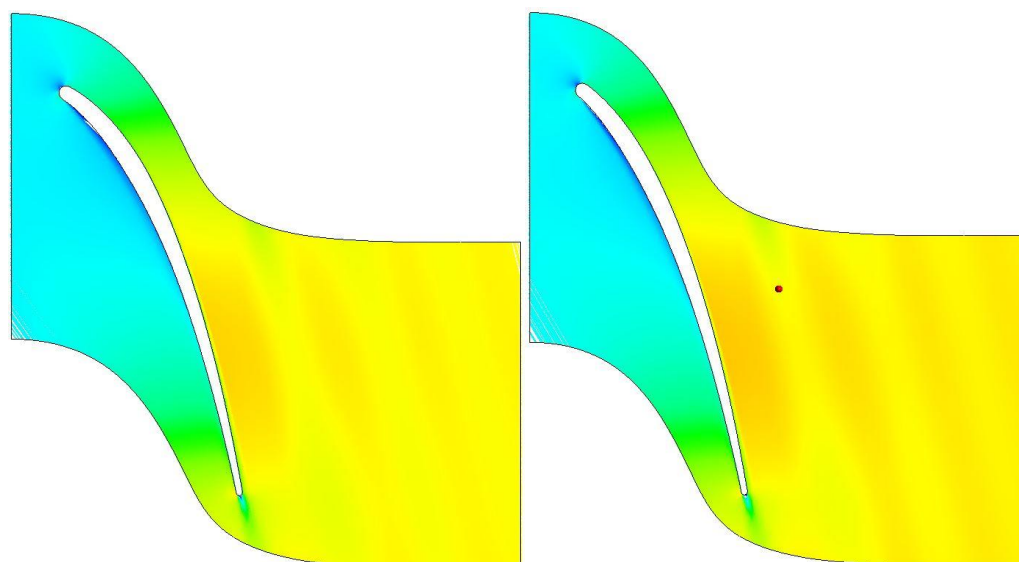
0,8 wysokości łopatki

0,85 wysokości łopatki

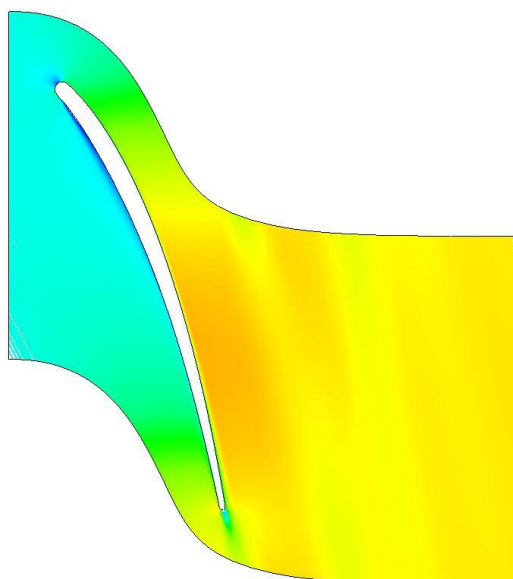


0,9 wysokości łopatki

0,95 wysokości łopatki

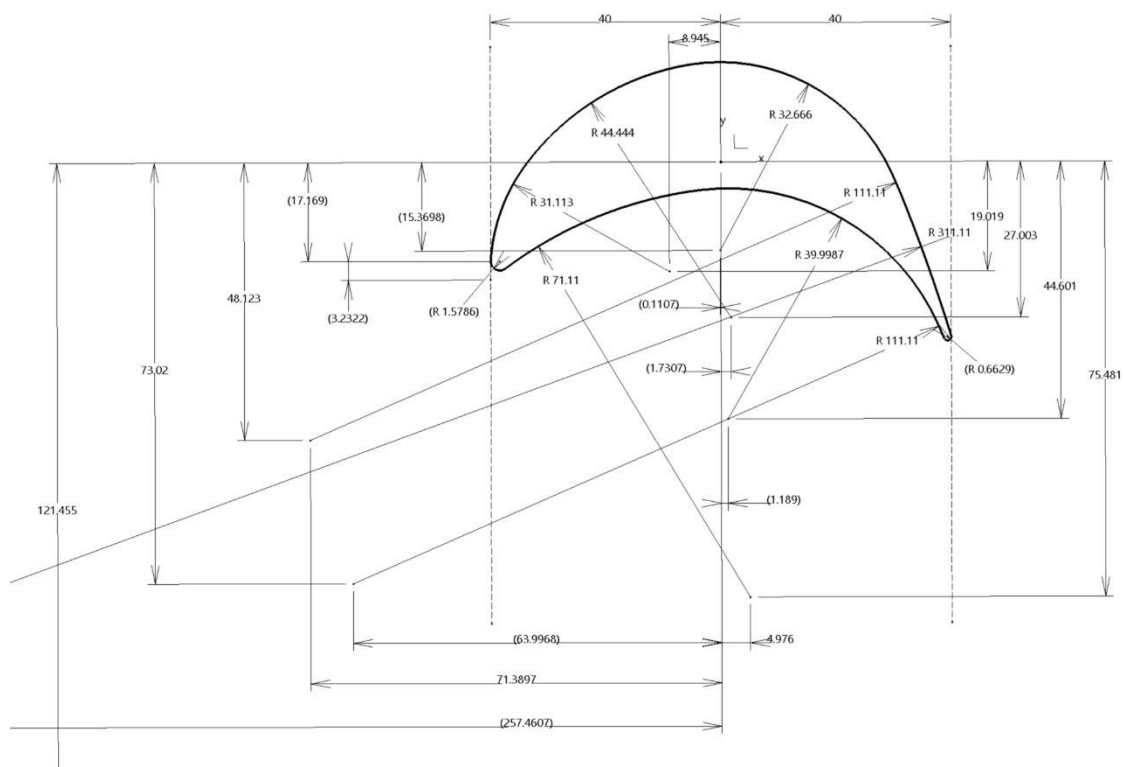


0,99 wysokości łopatki

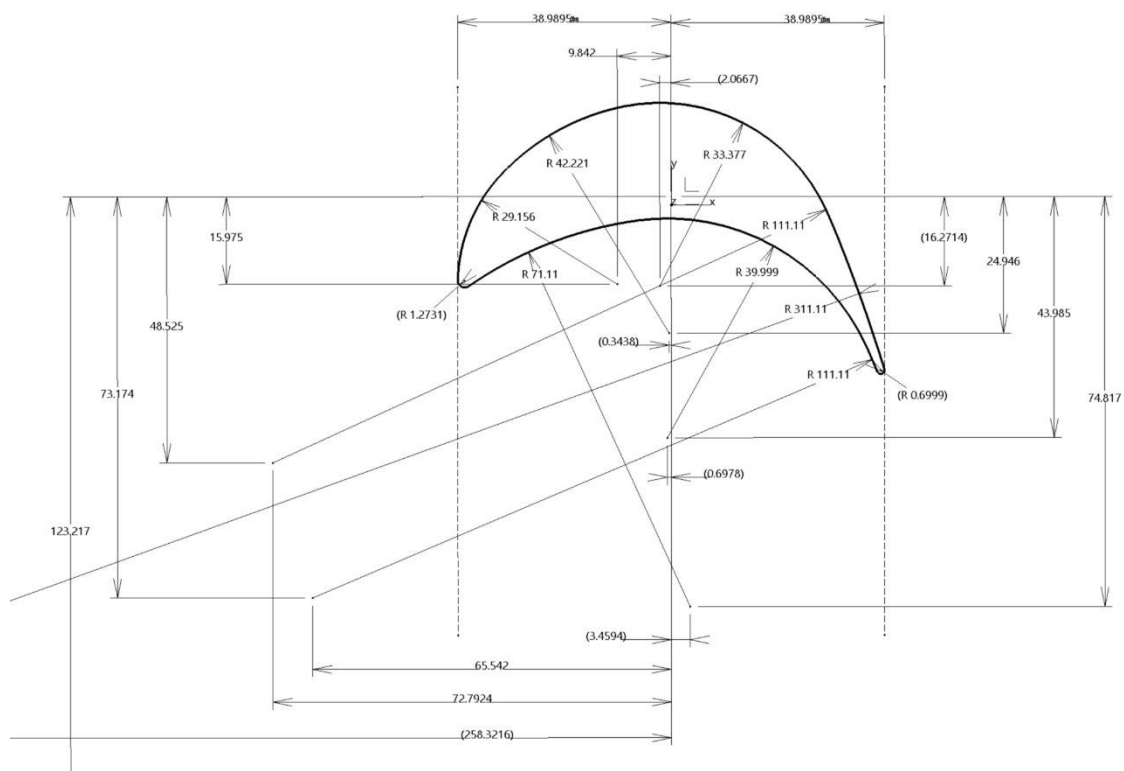


Załącznik IV. Zmodernizowane profile łopatki wirnikowej

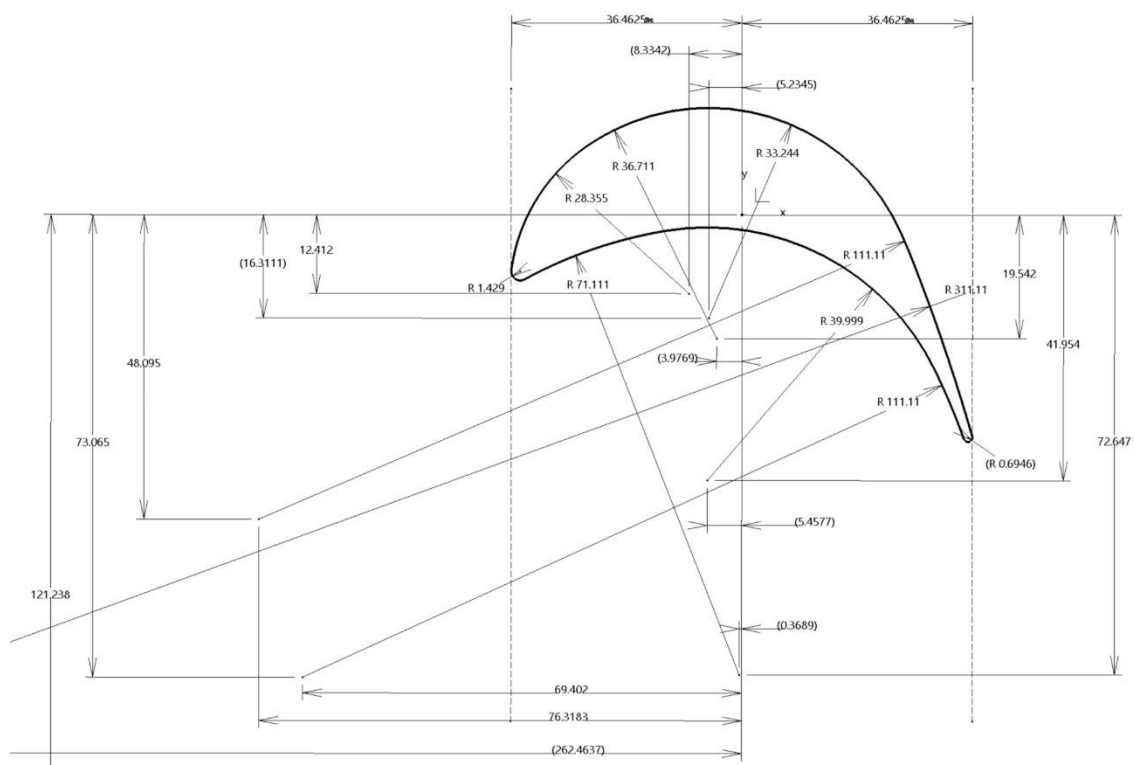
0 wysokości łopatki (podstawa)



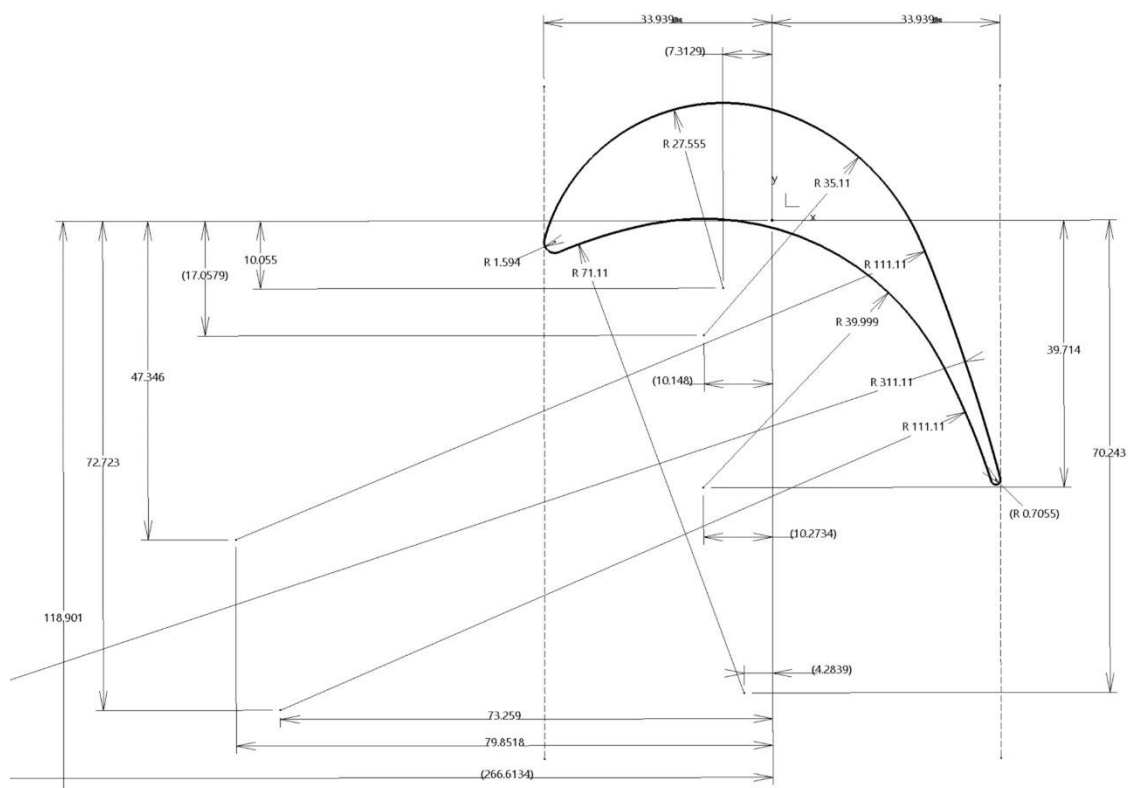
0,05 wysokości łopatki



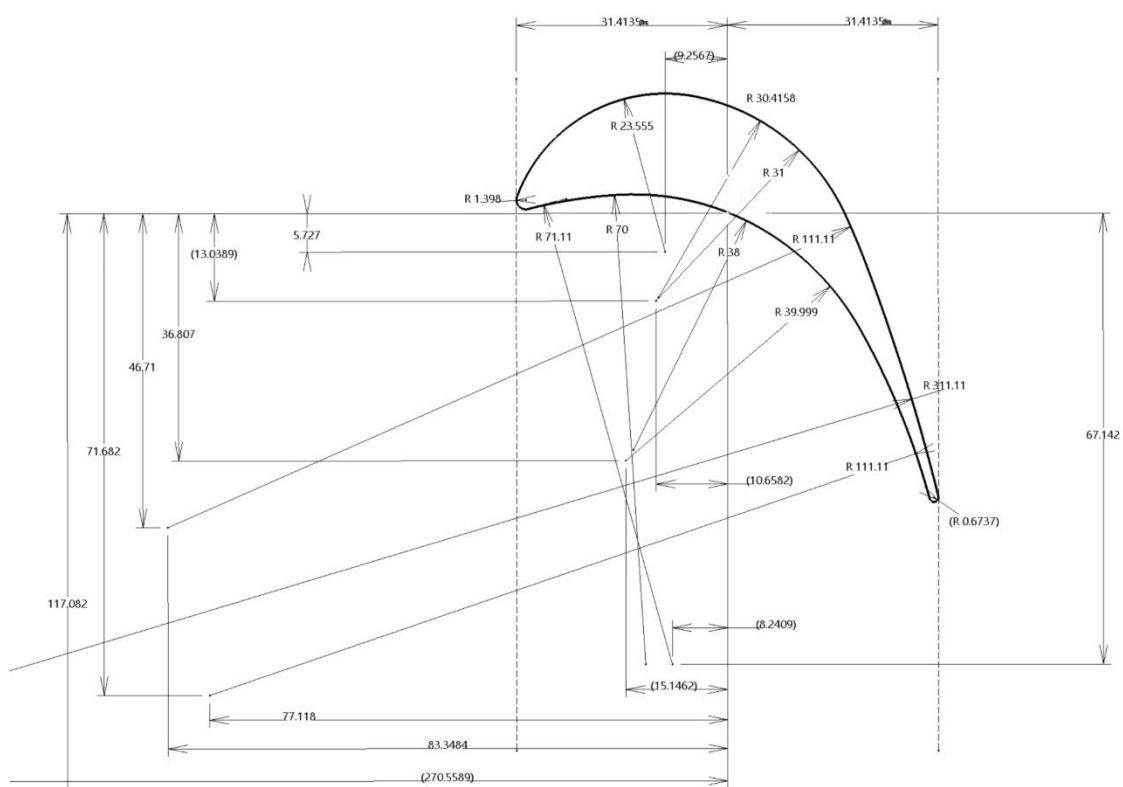
0,15 wysokości łopatk



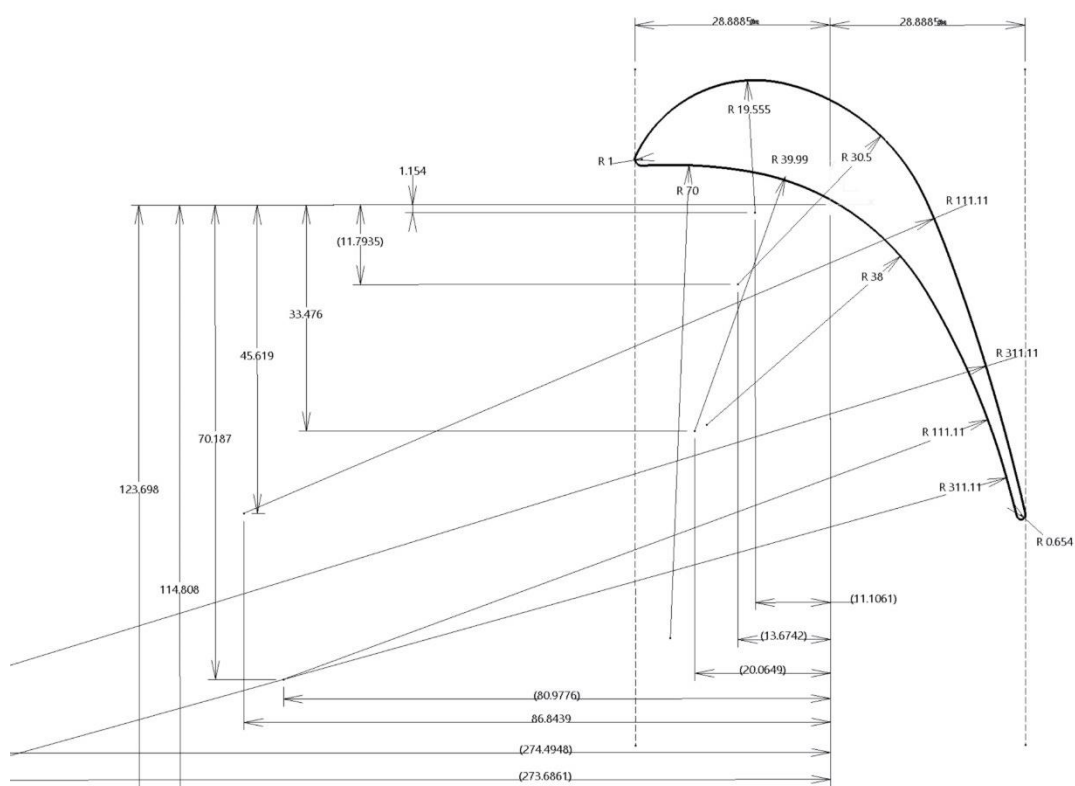
0,25 wysokości łopatk



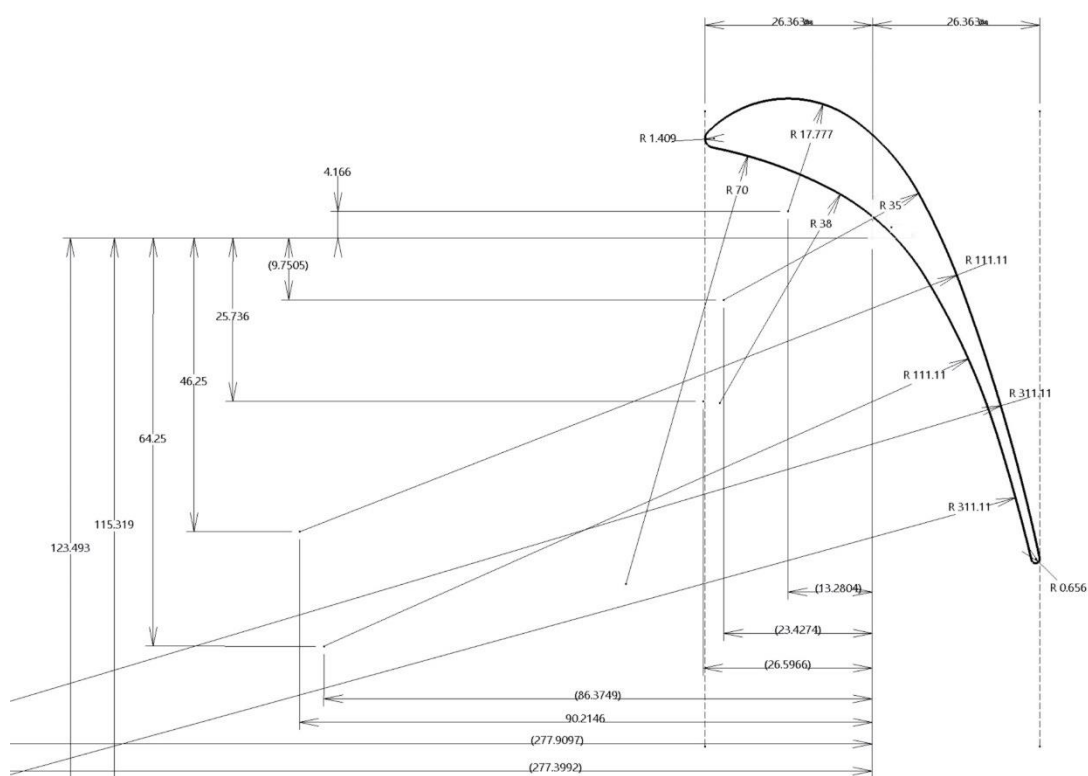
0,4 wysokości łopatk



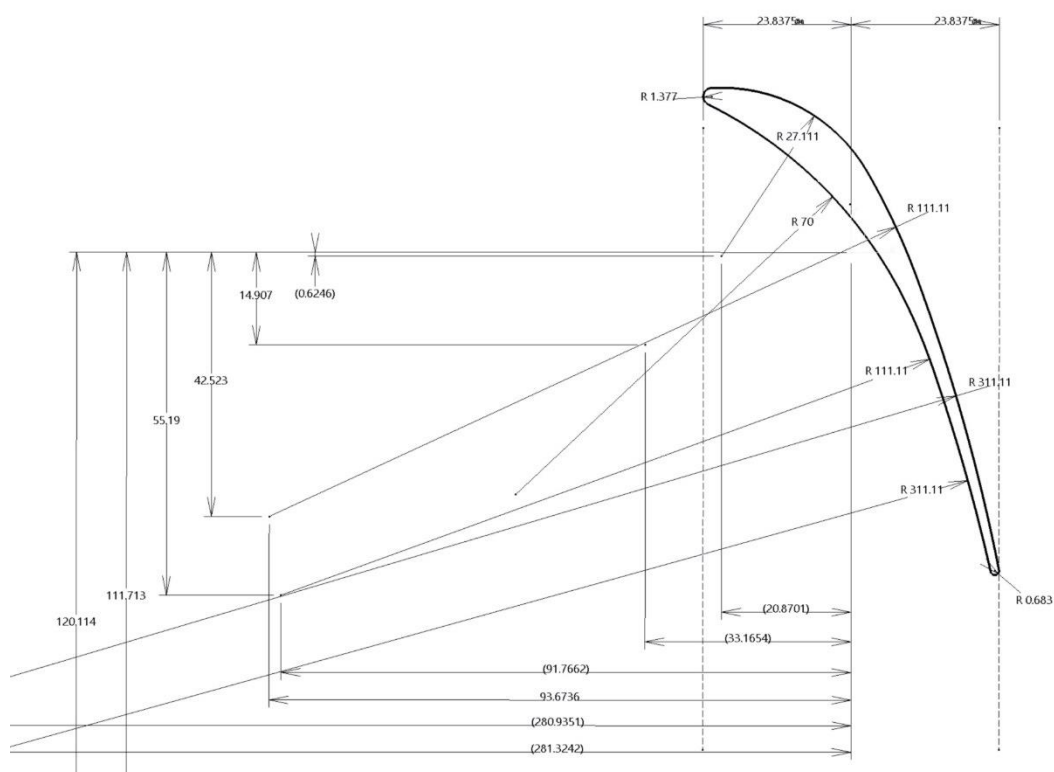
0,5 wysokości łopatk



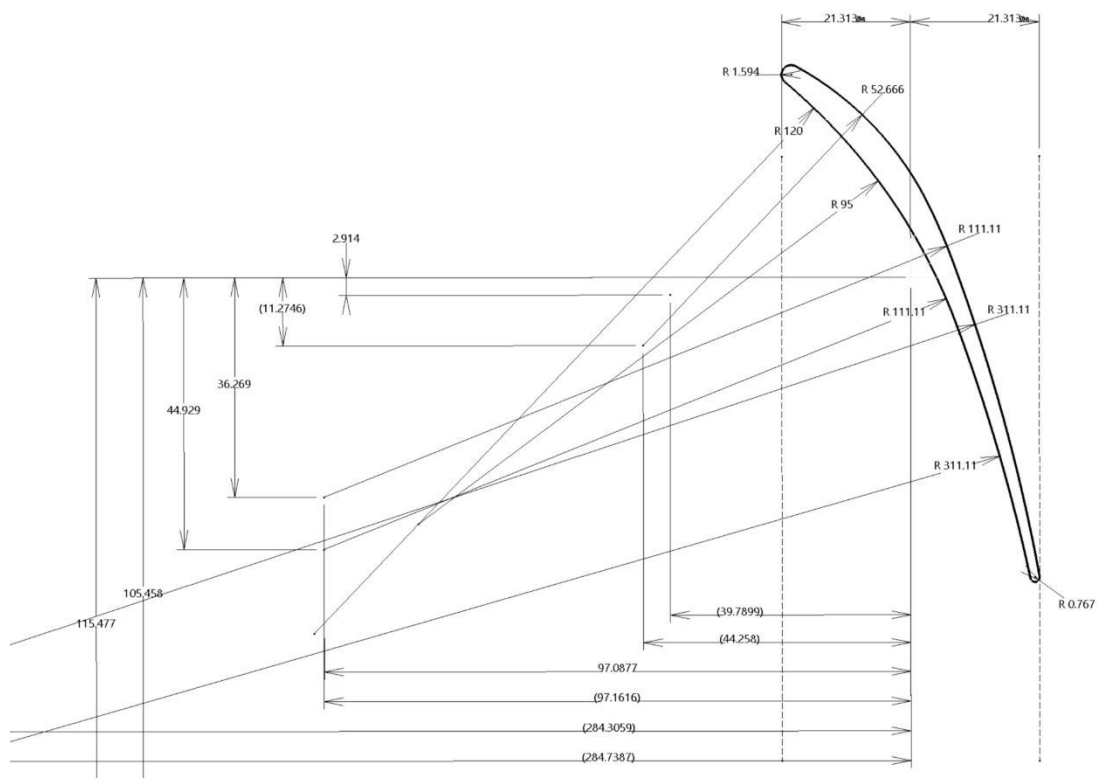
0,6 wysokości łopatki



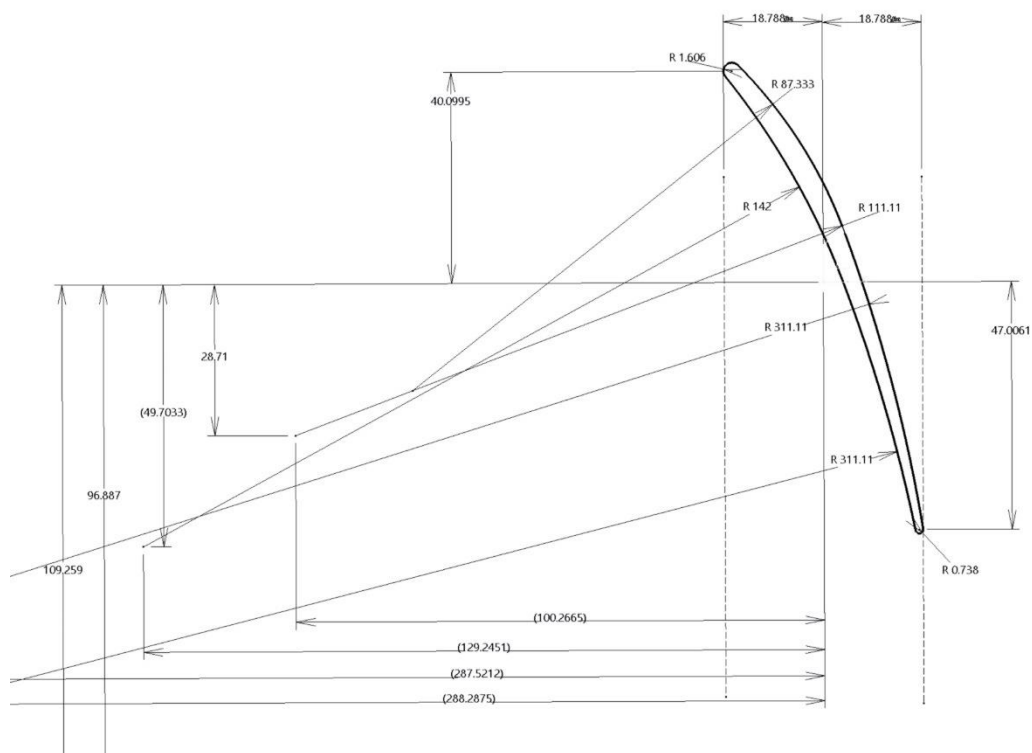
0,725 wysokości łopatki



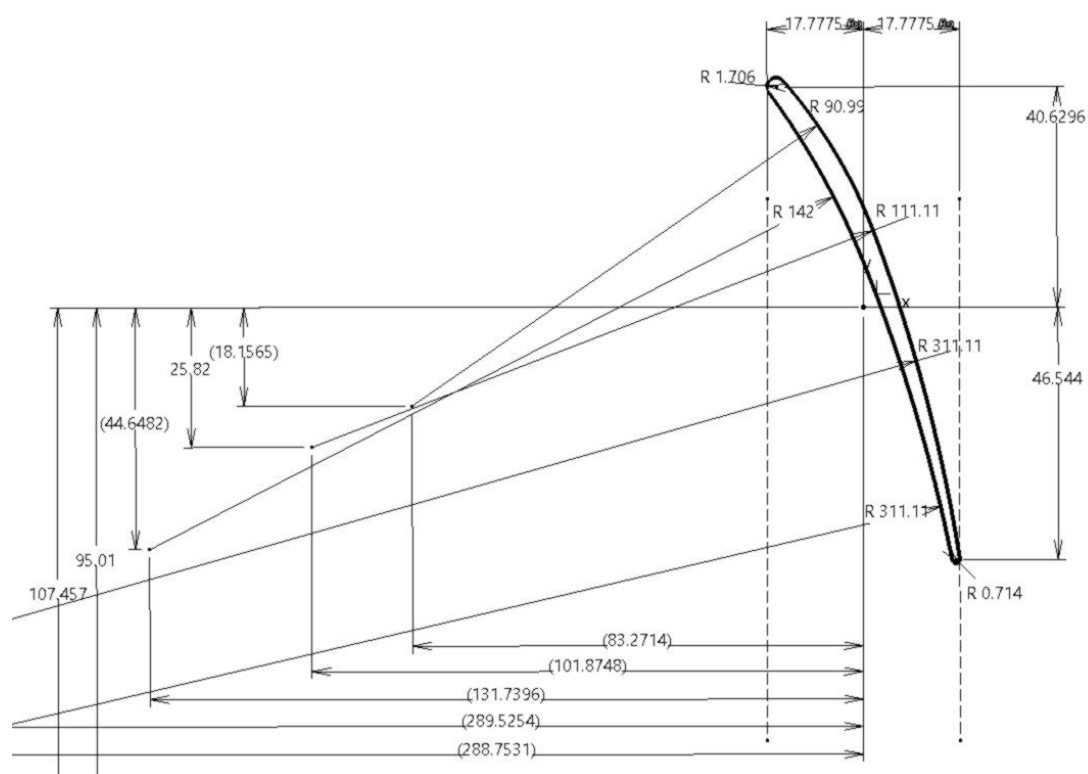
0,85 wysokości łopatk



0,95 wysokości łopatk



1 wysokości łopatk



Załącznik V. Parametry termodynamiczne – porównanie

Parametr	Łopaska 500mm profil bazowy				Łopaska 500mm profil zmodyfikowany			
	Wariant 0	Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3	Wariant 0	Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3
Ciśnienie całkowite na wlocie [Pa]	224133	202619	212958	229943	223875	202422	212723	229735
Ciśnienie statyczne na wylocie [Pa]	162814	163010	162885	162797	162817	163018	162891	162799
Ciśnienie statyczne w przestrzeni między łopatkami [Pa]	186664	179147	183712	190189	186329	178916	183429	189907
Współczynnik ekspansji pary	1,3839	1,2409	1,3116	1,4199	1,3823	1,2393	1,3099	1,4188
Temperatura na wlocie [K]	485,591	486,047	485,807	485,492	485,586	486,044	485,803	485,488
Temperatura w przestrzeni między łopatkami [K]	466,219	472,178	469,193	464,742	466,133	472,137	469,134	464,655
Temperatura na wylocie [K]	451,409	462,755	457,031	448,674	451,52	462,831	457,121	448,763
Entropia na wlocie [J/(kg*K)]	7506,13	7556,04	7531,38	7493,51	7506,66	7556,49	7531,89	7493,92
Entropia w przestrzeni między łopatkami [J/(kg*K)]	7508,63	7558,07	7533,8	7496,54	7509,48	7558,52	7534,31	7496,96
Entalpia 1 [kJ/kg]	2894,77	2896,61	2895,68	2894,31	2894,77	2896,61	2895,69	2894,31
Entalpia 2 [kJ/kg]	2857,44	2869,85	2869,65	2854,35	2857,15	2869,78	2863,55	2854,19
Entalpia 3 [kJ/kg]	28290	28517,30	2840,27	2823,5	2829,22	2851,88	2840,45	2823,68
Sprawność profilu [%]	94,166	92,095	93,822	94,226	94,299	92,129	94,023	94,275