



Politechnika
Śląska

Politechnika Śląska w Gliwicach
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Dyscyplina naukowa:
Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

**DOBÓR SPOSOBÓW EKSPLOATACJI ORAZ PLANOWANIE
BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH ELEMENTÓW TURBIN
PRACUJĄCYCH W ELASTYCZNYCH WARUNKACH
PRACY W OPARCIU O ANALIZĘ RYZYKA**

mgr inż. Martyna Tomala

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Rusin
Promotor pomocniczy: dr inż. Adam Wojaczek

Gliwice, 2022

PODZIĘKOWANIA

Pragnę złożyć serdeczne podziękowania dla mojego promotora Prof. dr hab. inż. Andrzeja Rusina. Bez pomocy Pana Profesora rozprawa doktorska nie mogłaby powstać. Jestem niezmiernie wdzięczna za przekazaną wiedzę i opiekę podczas studiów doktoranckich. Doświadczenie i umiejętności, które zdobyłam będą fundamentem mojej dalszej pracy, a Pan Profesor pozostanie moim największym autorytetem w dalszym rozwoju naukowym i zawodowym.

Chciałabym również podziękować Panu dr inż. Adamowi Wajaczkowi, który pełnił rolę promotora pomocniczego. Dzięki pomocy Pana Doktora udało się zrealizować badania eksperymentalne. Otrzymane wskazówki w nieoceniony sposób pogłębiły moją wiedzę w zakresie prowadzenia badań materiałowych.

Dziękuję również moim Rodzicom, którzy od najmłodszych lat wspierali mnie na każdym poziomie edukacji oraz narzeczonemu za motywację w chwilach zwątpienia.

STRESZCZENIE

Ze względu na konieczność transformacji polskiego systemu energetycznego obserwuje się zmianę sposobu wykorzystania długo eksploatowanych bloków węglowych. Coraz większa ilość źródeł odnawialnych charakteryzujących się niskimi wartościami współczynników dyspozycyjności oraz ich pierwszeństwo w dostępie do sieci sprawia, że istniejące jednostki klasy 200 MW zmuszone są do dostosowania generacji energii do aktualnego zapotrzebowania. Zmienia się zatem ich reżim eksploatacji w kierunku trybu regulacyjnego charakteryzującego się dużą cyklicznością. Jednym z elementów krytycznych bloku węglowego jest turbina parowa, dla której wzrost elastyczności pracy prowadzi do intensyfikacji procesów degradacji materiału, a w konsekwencji do poważnych awarii. W pracy doktorskiej podjęto próbę doboru warunków eksploatacji i planowania badań diagnostycznych dla poszczególnych elementów turbin tak, aby zapewnić bezpieczeństwo dalszego funkcjonowania oraz utrzymać produkcję energii do czasu rozwoju nowych źródeł.

Skutkami pracy turbin parowych w trybie regulacyjnym jest wzrost tempa propagacji pęknięć oraz rozwój zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego. Aby dokonać oceny skutków elastycznej eksploatacji przeprowadzono obliczenia propagacji pęknięć w otworze centralnym wirników oraz utraty trwałości powodowanej zużyciem zmęczeniowo-pełzaniowego w rowkach cieplnych. Aby uwzględnić losowy charakter zjawisk zastosowano metodę Monte Carlo. Na podstawie uzyskanych wyników dokonano oszacowania prawdopodobieństwa zniszczenia w zakładanym okresie wynoszącym 13 lub 20 lat.

Zarówno propagacja pęknięć jak i wzrost zużycia są silnie zależne od poziomu naprężenia w wirniku podczas stanów nieustalonych, zwłaszcza rozruchów. Z tego względu, aby zapewnić równocześnie wymogi związane ze wzrostem elastyczności pracy jednostki, jak i bezpieczeństwem eksploatacji, proces nagrzewania powinien być optymalizowany. Statyczna optymalizacja rozruchu polega na modyfikacji istniejących charakterystyk rozruchowych. Dynamiczna z kolei polega na doborze przyrostu temperatury pary w czasie rzeczywistym z równoczesnym monitorowaniem poziomu naprężenia. Na potrzeby opracowania systemu dynamicznej optymalizacji rozruchu turbiny opracowano algorytm bieżącej kontroli naprężeń dla elementów krytycznych, do których należały wirniki części wysoko i średnioprężnej, kadłub wewnętrzny oraz zawór odcinający. Zaproponowano zastosowanie koncepcji temperatury modyfikowanej pary oraz dedykowanego współczynnika korygującego, które pozwalają na uwzględnienie w obliczeniach zmienności współczynnika wnikania ciepła. Dzięki temu algorytm oparty na funkcjach Green'a pozwala na wyznaczenie naprężeń podczas eksploatacji turbiny w czasie rzeczywistym, szczególnie w okresie trwania stanów nieustalonych. Uzyskano zadowalającą zgodność wyników analitycznych z metodą elementów skończonych oraz uniwersalność działania dla różnych typów rozruchów. System bieżącej kontroli naprężeń może zostać również wykorzystywana do ciągłego śledzenia poziomu zużycia poszczególnych elementów, poprzez wykorzystanie algorytmu kropli deszczu do zliczania cykli zmęczeniowych oraz parametru Larsona-Millera do określenia trwałości pełzaniowej, a następnie jej ubytku.

Ze względu na podwyższone ryzyko awarii związanej z propagacją pęknięć w wirnikach turbiny, przeprowadzono badania anizotropii własności stali wirnikowej pod kątem temperatury przejścia krucho-plastycznego oraz odporności na kruche pękanie. Próbki

materiału pochodziły z tarczy stopnia regulacyjnego wycofanego z eksploatacji wirnika części wysokoprężnej. Wykonano próbę udarności metali metodą Charpy'ego oraz mikropróbę tłoczenia (SPT) dla materiału pobranego w kierunkach promieniowym i obwodowym. Otrzymane wyniki wskazują na lepsze własności dla próbek obwodowych, jednak różnice są na tyle małe, że nie stwierdzono istotnej anizotropii.

Do określenia optymalnego czasu przeprowadzenia działań prewencyjnych, polegających na wykonaniu badań diagnostycznych oraz naprawy korekcyjnej zaproponowano wykorzystanie wskaźnika NPV. We wskaźniku uwzględniono koszty obsługi prewencyjnej, uniknięte dzięki niej ryzyko awarii turbiny oraz ryzyka awarii przed i po przeprowadzeniu naprawy.

Podsumowaniem badań było stworzenie strategii dalszej eksploatacji i obsługi dla poszczególnych elementów krytycznych w obiektach energetycznych. Szczegółową analizę przeprowadzono dla wirnika części wysokoprężnej turbiny. Dla założonego scenariusza dalszej pracy bloku energetycznego, dobrano dopuszczalne wartości naprężeń podczas rozruchów, zapewniające utrzymanie niskiego poziomu ryzyka w okresie kolejnych 13 lat. Dla dłuższego okresu 20 lat, zaproponowano wykorzystanie wskaźnika NPV w celu wyznaczenia korzystnego czasu przeprowadzenia działań prewencyjnych. Do zapewnienia wymaganego poziomu naprężenia wykorzystano proces optymalizacji nagrzewania, który pełnił rolę systemu sterowania naprężeniami równocześnie dla dwóch obszarów zagrożonych (otworu centralnego i rowka termicznego).

ABSTRACT

Due to the necessity to transform the Polish energy system, a change in the operation of coal-fired units with the long in-service time is observed. The increasing number of renewable sources characterized by low availability coefficients and their priority of energy generation mean, that the existing 200 MW units are forced to balance the current demand for electricity. Therefore, their operation regime is changing towards a regulatory mode characterized by high cyclicity. One of the critical elements of a coal-fired power plant is a steam turbine, for which an increase in work flexibility leads to the intensification of material degradation processes and, consequently, to serious failures. In the doctoral thesis, an attempt was made to select the operating conditions and plan diagnostic tests for individual turbine components so as to ensure the safety of further operation and maintain energy production until the development of new sources.

The consequences of the cyclic operation of steam turbines are the increase in the crack propagation rate and the development of fatigue-creep wear. In order to assess the effects of flexible work regime, calculations of the crack propagation in the rotors central bore and the life-consumption processes in the heat grooves were carried out. To take into account the random nature of the phenomena, the Monte Carlo method was used. Based on the obtained results, the probability of failure was estimated in the assumed period of 13 or 20 years.

Both the crack propagation and the life-consumption processes are strongly dependent on the stress level in the rotor during transient states, especially start-ups. For this reason, in order to ensure the requirements related to the flexibility of the unit's operation and operational safety, the heating process should be optimized. Static optimization consists in modifying the existing start-up curves. The dynamic one, in turn, consists in selecting the temperature rise of the steam in real time with simultaneous monitoring of the stress level. For the purpose of developing a dynamic turbine start-up optimization system, an algorithm of the current stress calculation was developed for critical elements, which included the rotors high and intermediate pressure parts, the turbine inner casing and the cut-off valve. It was proposed to use the concept of the modified steam temperature and a dedicated correction coefficient, which allow for taking into account the variability of the heat transfer coefficient in the calculations. Due to this solution, the algorithm based on Green's functions enable determine the stresses during the turbine operation in real time, especially during the transient states. Satisfactory compliance of the analytical results with the finite element method and universal functioning for various types of start-ups were obtained. The stress monitoring system can also be used to online control of the wear level of individual elements by using the rainflow algorithm to count fatigue cycles and the Larson-Miller parameter to determine the creep lifetime and its subsequent loss.

Because of the increased failure risk related to the crack propagation in the turbine rotors, the anisotropy research for the rotor steel was carried out. Steel properties taking into consideration were brittle-plastic transition temperature and fracture toughness. Material samples were prepared from the first disc of withdrawn high pressure rotor. The Charpy test and the small punch test (SPT) were performed for the specimens collected in the radial and

circumferential directions. The obtained results indicate better properties for circumferential samples, but the differences are so small that no significant anisotropy was found.

The NPV index was proposed to determine the optimal intervals for carrying out preventive activities, such as the diagnostic tests and corrective repair. The index takes into account the costs of preventive maintenance, the avoided risk of turbine failure and the risk of failure before and after the repair.

The summary of the research was the development of a strategy for further operation and maintenance for individual critical elements in energy units. Detailed analysis was performed for the rotor high-pressure part. For the assumed scenario of further operation of the power unit, the permissible stress values during start-up were selected, ensuring the maintenance of a low risk level for the next 13 years. For a longer period of 20 years, it has been proposed to use the NPV index to determine the best time for carrying out preventive activities. To ensure the required level of stress, the dynamic heating optimization process was used as a stress control system simultaneously for two risk areas (the rotor central bore and the thermal groove).

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	10
1. WSTĘP	13
1.1. Charakterystyka pracy Krajowego Systemu Elektroenergetycznego.....	13
1.1.1. Stan obecny struktury systemu, produkcja energii elektrycznej	13
1.1.2. Prognozy rozwoju systemu, prognozy zapotrzebowania na energię i moc.....	19
1.2. Motywacja podjętych badań.....	26
1.3. Przegląd literatury	27
1.4. Cel i zakres podjętych badań.....	29
2. CHARAKTRYSTYKA PRACY BLOKÓW ENERGETYCZNYCH.....	30
2.1. Bloki energetyczne w systemie	30
2.1.1. Jednostki wytwórcze centralnie dysponowane.....	30
2.1.2. Rola turbin parowych w regulacji mocy i częstotliwości sieci elektroenergetycznej.....	35
2.2. Warunki pracy i trendy ich zmian	36
2.2.1. Zmienne warunki pracy i praca w stanie quasi-ustalonym	36
2.2.2. Praca w trybie regulacyjnym	39
2.3. Aktualne sposoby eksploatacji turbin.....	41
2.3.1. Rozruchy ze stanów zimnych, ciepłych i gorących.....	41
2.3.2. Zmiana mocy i praca z minimalnym obciążeniem.....	45
3. AWARYJNOŚĆ I PROBLEMY EKSPLOATACYJNE TURBIN PAROWYCH	49
3.1. Awaryjność maszyn i urządzeń oraz jej przyczyny	49
3.2. Uszkodzenia i problemy eksploatacyjne w obrębie turbiny parowej.....	54
3.2.1. Awarie turbozespołu.....	55
3.2.2. Awarie układu olejowego turbiny	57
3.2.3. Osady w układzie przepływowym turbiny	58
4. OCENA SKUTKÓW ZWIĘKSZONEJ ELASTYCZNOŚCI PRACY TURBIN	60
4.1. Modelowanie propagacji pęknięć.....	60
4.1.1. Propagacja pęknięć w warunkach zmęczenia i pełzania	60
4.1.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia	64
4.1.3. Wyniki obliczeń propagacji pęknięć oraz prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek pęknięcia	65
4.2. Modelowanie zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego.....	78
4.2.1. Zużycie zmęczeniowe i pełzaniowe	78

4.2.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek zużycia.....	79
4.2.3. Wyniki obliczeń zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego oraz prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek zużycia	80
5. OPTIMALIZACJA ROZRUCHU TURBINY PAROWEJ.....	87
5.1. Optymalizacja charakterystyki rozruchowej turbiny ze stanu zimnego.....	87
5.2. Przegląd algorytmów bieżącej kontroli naprężeń.....	90
5.3. Opis proponowanego algorytmu bieżącej kontroli naprężeń	93
5.4. Monitorowane obszary turbiny parowej.....	95
5.4.1. Wirnik części wysokoprężnej.....	95
5.4.2. Wirnik części średnioprężnej	102
5.4.3. Kadłub wewnętrzny.....	109
5.4.4. Zawór odcinający	115
5.4.5. Ocena poprawności funkcjonowania algorytmu bieżącej kontroli naprężeń	120
5.5. Monitorowanie zużycia elementów turbiny w trybie online	121
5.5.1. Bieżąca kontrola zjawisk degradacji materiału	121
5.5.2. Wyniki bieżącej kontroli zjawisk degradacji materiału dla wirnika części wysokoprężnej.....	123
5.6. Optymalizacja rozruchu turbiny w oparciu o algorytm bieżącej kontroli naprężeń...	126
5.6.1. Opis procesu optymalizacji rozruchu wirnika turbiny parowej	126
5.6.2. Wyniki procesu optymalizacji dla wirnika części wysokoprężnej.....	127
6. CHARAKTERYSTYKA GOSPODARKI DIAGNOSTYCZNO-REMONTOWEJ.....	139
6.1. Modele obsługi turbin parowych.....	139
6.2. Badania diagnostyczne turbin parowych.....	143
6.2.1. Zastosowanie przyrządów optycznych.....	145
6.2.2. Zastosowanie metod magnetycznych	146
6.2.3. Zastosowanie metody SPT	147
6.2.4. Rola systemów kontrolnych w diagnostyce turbin.....	150
6.3. Badania anizotropii odporności na kruche pękanie stali wirnikowej.....	152
6.4. Utrzymanie prawidłowego stanu technicznego turbiny parowej	156
7. OPRACOWANIE OGÓLNEJ STRATEGII EKSPLOATACJI I OBSŁUGI OPARTEJ O ANALIZĘ RYZYKA	158
7.1. Optymalizacja okresów przeprowadzania obsługi prewencyjnej z uwzględnieniem kryterium ryzyka	158
7.1.1. Przykład zastosowania analizy ryzyka do zarządzania obsługą prewencyjną turbiny	159

7.1.2. Zastosowanie wskaźnika NPV dla pojedynczego obszaru zagrożonego awarią.	162
7.1.3. Zastosowanie wskaźnika NPV dla kilku obszarów lub elementów zagrożonych awarią	164
7.2. Strategia dalszej eksploatacji i obsługi turbiny parowej	167
7.2.1. Krótkoterminowa strategia eksploatacji i obsługi	169
7.2.2. Długoterminowa strategia eksploatacji i obsługi	174
8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI.....	180
BIBLIOGRAFIA.....	185

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

SYMBOLE

$A_{1...4}$	współczynniki korelacyjne dla metody SPT
C	konsekwencje zdarzenia w analizie ryzyka
C_t	koszty awarii
C_{rt}	koszty działań prewencyjnych
E	moduł Younga
E_{el}	energia elektryczna
E_{0-end}	energia przetłaczania dla całego okresu trwania próby SPT
E_{0-max}	energia przetłaczania dla trwania próby SPT do czasu pojawienia się maksymalnej siły uderzenia
KC	udarność
K_V	praca łamania dla próbek z karbem typu V
K_I	współczynnik intensywności naprężeń
K_{Ic}	odporność na kruche pękanie
M	bezwymiarowa funkcja parametrów geometrycznych pęknięcia oraz próbki materiału
N	moc / liczba cykli zmęczeniowych
P_f	prawdopodobieństwo zniszczenia
P_{LM}	parametr Larsona-Millera
R	ryzyko
T	temperatura
T_{FATT}	temperatura przejścia krucho-plastycznego (metoda Charpy'ego)
T_m	temperatura metalu
T_{mod}	temperatura modyfikowana pary
T_p	temperatura pary
T_{SPT}	temperatura przejścia krucho-plastycznego (metoda SPT)
V	funkcja celu poddawana optymalizacji
Z	zużycie
Z_g	zużycie graniczne
Z_N	zużycie zmęczeniowe
Z_t	zużycie pełzaniowe
Z_0	zużycie początkowe
a	wymiar pęknięcia
a_{kr}	wymiar krytyczny pęknięcia
$a_{x,y,z}$	stałe związane z obciążeniem powierzchniowym elementu
a_0	wymiar początkowy pęknięcia
$a_{1...15}$	współczynniki w funkcjach aproksymujących wartości współczynnika wnikania ciepła

$b_{x,y,z}$	– stałe związane z obciążeniem powierzchniowym elementu
$c_{x,y,z}$	– stałe związane z obciążeniem masowym elementu
$f(\tau)$	– funkcja Green'a
$f_T(\tau)$	– funkcja wpływu dla temperatury metalu
g	– kryterium zniszczenia
h	– entalpia
i	– stopa inflacji
k	– współczynnik korygujący
k_s	– współczynnik skalujący
n	– prędkość obrotowa
p	– ciśnienie
q	– gęstość strumienia ciepła
r	– stopa dyskonta
r_r	– realna stopa dyskonta
s	– entropia
t	– czas
t_t	– trwałość pełzaniowa
x	– zmienne poddawane procesowi optymalizacji
α	– współczynnik wnikania ciepła
δ	– odchylenie standardowe
δ_r	– stopień niejednostajności regulacji
ε	– odkształcenie
$\dot{\varepsilon}$	– prędkość odkształcenia
μ	– wartość oczekiwana
σ	– naprężenie
σ^n	– naprężenie wynikające z obciążenia masowego
σ^p	– naprężenie wynikające z obciążenia powierzchniowego
σ^T	– naprężenie termiczne
σ_{pet}	– naprężenie w warunkach pełzania
σ_{red}	– naprężenie zredukowane
τ	– czas
φ	– funkcja ograniczająca

INDEKSY

dop	dotyczy wartości dopuszczalnych
max	dotyczy wartości maksymalnych
min	dotyczy wartości minimalnych

opt dotyczy wartości optymalnych
x, y, z dotyczy poszczególnych składowych

SKRÓTY

AF wskaźnik dyspozycyjności
ARE Agencja Rynku Energii SA
BAT best available techniques
FOF udział czasu awarii w roku kalendarzowym
FOR wskaźnik awaryjności
IED Industrial Emissions Directive
JWCD jednostka wytwórcza centralnie dysponowana
KSE Krajowy System Elektroenergetyczny
KWD korekcyjny współczynnik dyspozycyjności
MES metoda elementów skończonych
NABE Narodowa Agencja Bezpieczeństwa Energetycznego
NPV net present value
O&M operation and maintenance
OZE odnawialne źródła energii
PSE Polskie Sieci Elektroenergetyczne SA
RBM risk-based maintenance
sc. scenariusz
SOF wskaźnik remontów planowanych
SP część średnioprężna turbiny
SPT small punch test
URE Urząd Regulacji Energetyki
WP część wysokoprężna turbiny

1. WSTĘP

1.1. Charakterystyka pracy Krajowego Systemu Elektroenergetycznego

Krajowy System Elektroenergetyczny (zwany dalej KSE) stanowi infrastrukturę przeznaczoną do wytwarzania, przysyłania, rozdzielania, magazynowania i użytkowania energii elektrycznej [1]. Odpowiedni stan techniczny systemu zapewnia ciągłość dostaw energii do odbiorców końcowych. Operatorem KSE jest przedsiębiorstwo Polskie Sieci Elektroenergetyczne S.A (zwane dalej PSE). Innymi organami odpowiedzialnymi za aspekty związane ze strukturą energetyczną są Ministerstwo Aktywów Państwowych (dawniej Ministerstwo Energii), Ministerstwo Klimatu i Środowiska i Urząd Regulacji Energetyki (zwany dalej URE).

Polska, jako jedno z państw Wspólnoty Europejskiej dąży do zrealizowania w swej polityce energetycznej pięciu filarów unii energetycznej. Są to:

- bezpieczeństwo energetyczne,
- efektywność energetyczna,
- obniżenie emisyjności,
- badania naukowe, innowacje i konkurencyjność,
- wewnętrzny rynek energii.

Wymienione filary stanowią podsumowanie podstawowych celów w kwestii szeroko pojętego systemu elektroenergetycznego do jakich dążyć powinny kraje Unii Europejskiej. W samej Unii, Polska wraz ze swoim systemem zajmuje jedno z czołowych miejsc pod względem czynników makroenergetycznych. Wytwarzanie i zaopatrywanie w energię elektryczną, paliwo gazowe, nośniki ciepła takie jak para wodna i gorąca woda jak również górnictwo i wydobywanie, to sektory gospodarki składające się na ok. 4,5% wartości dodanej brutto produktu krajowego [2].

1.1.1. Stan obecny struktury systemu, produkcja energii elektrycznej

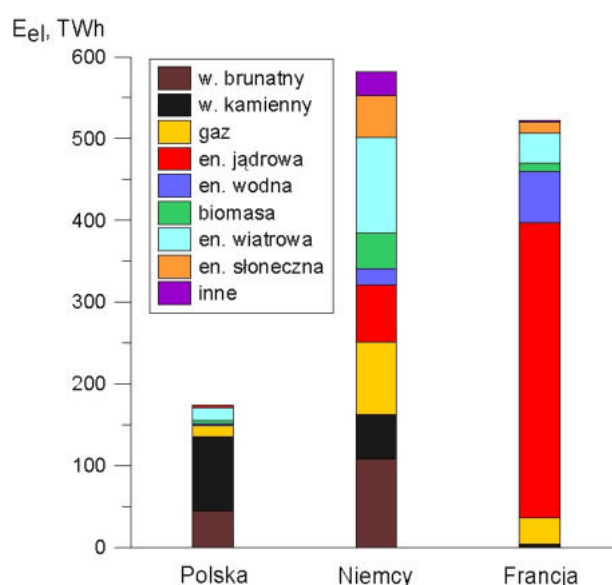
Podsystemem wytwórczym KSE stanowią jednostki wytwarzającą energię elektryczną. W Polsce niezmiennie do podstawowych źródeł energii należą paliwa kopalne takie jak węgiel kamienny stanowiący 49,7% całego systemu oraz węgiel brunatny stanowiący 25,7% całego systemu. Jedynie ok. 26% produkcji energii skupia się wokół wykorzystania gazu czy OZE (dane na 2021 r.). Porównując strukturę polskiej energetyki zauważyć można w ciągu ostatnich lat wzrost produkcji energii z węgla. Rok 2021 przyniósł skok na poziomie 26% względem roku poprzedniego (w przypadku OZE odnotowano wzrost na poziomie ok. 16% w tym samym czasie). Tendencja dotycząca wzrostu produkcji energii ze źródeł kopalnych dotyczy również całego obszaru UE-27 (o ok. 23% dla lat 2020/2021) [3]. Sytuacja taka jest spowodowana specyficznym czasem pandemii Covid-19. Początek pandemii w 2020 r. przyniósł liczne lockdowny, które spowodowały ograniczenie działania wielu przedsiębiorstw, stąd mogło wynikać mniejsze zapotrzebowanie na energię elektryczną, które z kolei wzrosło w ostatnim czasie z powodu pobudzenia gospodarczego. Wyraźnie widoczne jest mimo wszystko zainteresowanie wykorzystaniem konwencjonalnych źródeł opalanych paliwami kopalnymi z uwagi na ich wysoką dyspozycyjność i stabilność produkcji, a także dobrze poznaną technologię wytwarzania.

Strukturę polskiego systemu wytwórczego przedstawiono w tabeli 1.1. Podano w niej wolumen produkcji energii elektrycznej w latach 2019-2021 z uwzględnieniem rodzaju jednostek wytwórczych. Zauważyć można znaczący przyrost produkcji w 2021 r., który jak wspomniano wcześniej wynika z przyspieszenia rozwoju gospodarczego po okresie widocznej stagnacji w roku poprzednim.

Tabela 1.1 Produkcja energii elektrycznej [4]

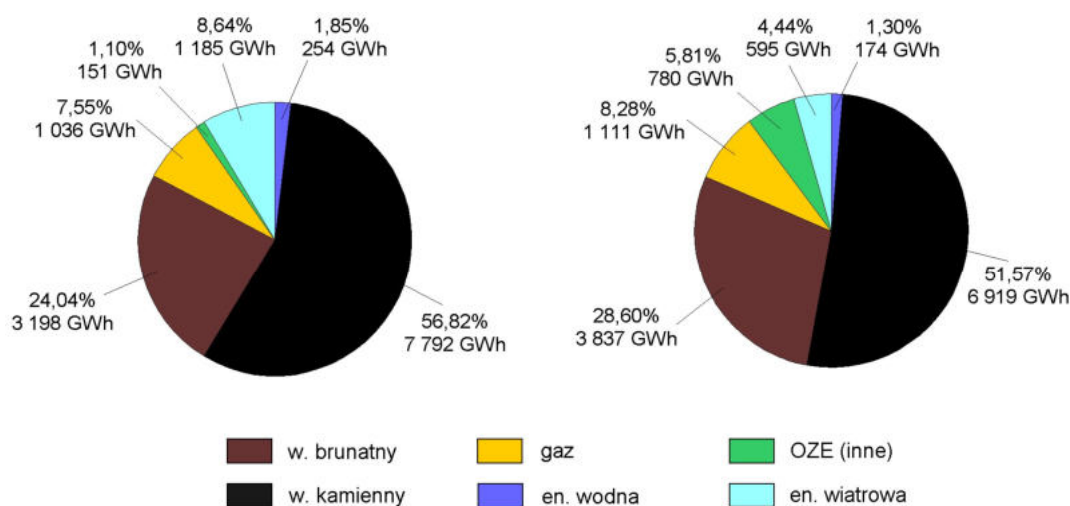
Rodzaj jednostki wytwórczej	Produkcja energii, GWh		
	2019	2020	2021
elektrownie na węglu kamiennym	78 190	71 546	93 037
elektrownie na węglu brunatnym	41 502	37 969	45 367
elektrownie ciepłe gazowe	12 099	13 924	13 366
elektrownie wodne	2 454	2 698	2 830
elektrownie wiatrowe i inne odnawialne	14 344	16 372	18 983
elektrownie przemysłowe	10 178	9 799	-
RAZEM	158 767	152 308	173 583

Polski miks energetyczny porównano ze strukturą produkcji energii w Niemczech oraz Francji, które należą do państw tzw. Starej Unii (rys. 1.1). Wolumen produkowanej w Polsce energii jest zdecydowanie niższy. Ponadto widać znaczące rozbieżności w udziale poszczególnych źródeł. Pomimo, że w Niemczech ilość produkowanej energii z węgla kamiennego i brunatnego jest wyższa niż w Polsce, to jednak paliwa te nie są dominującymi w systemie. We Francji ich udział jest marginalny. W krajach zachodnich widoczny jest znaczący udział OZE, w szczególności elektrowni wiatrowych, podczas gdy w Polsce źródła te nadal stanowią niewielką część systemu. Francuski miks energetyczny oparty jest w głównej mierze na elektrowniach jądrowych, w niemieckim z kolei znaczącą część stanowią jednostki opalane gazem ziemnym. Przytoczone różnice wskazują na dużą odmienność polskiego systemu wytwarzania energii elektrycznej, którego obecne bezpieczeństwo oparte jest o paliwa kopalne bez istotnej alternatywy dla ich wykorzystania.



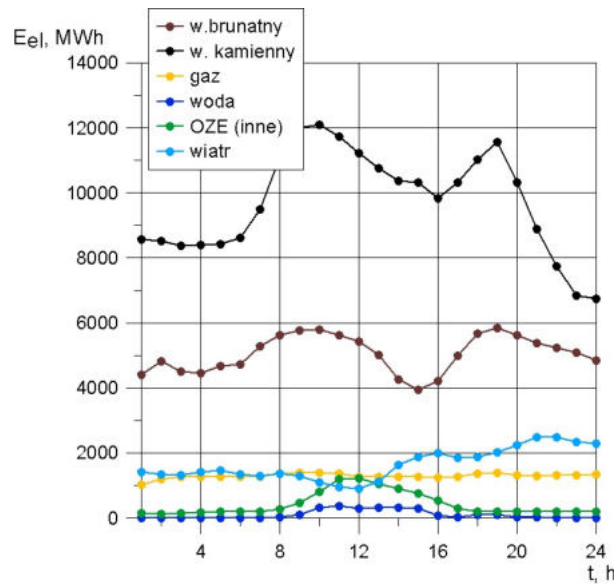
Rys. 1.1 Produkcja energii z różnych źródeł w wybranych Państwach UE w 2021 r. [5-7]

Oprócz rocznej produkcji energii elektrycznej z poszczególnych źródeł przeanalizowano również strukturę systemu wytwórczego w okresie miesięcznym. Na rys. 1.2 przedstawiono generację energii w wybranych miesiącach, jakimi były luty i czerwiec, kiedy to wystąpiły dni kolejno z maksymalnym i minimalnym zapotrzebowaniem na moc elektryczną w 2021 r. Dla lutego (miesiąca zimowego), można zaobserwować zwiększony udział produkcji energii w elektrowniach opalanych węglem kamiennym w stosunku do danych z czerwca (miesiąca letniego). Dla elektrowni wiatrowych obserwuje się podobną tendencję. W przypadku pozostałych źródeł odnawialnych, do których należy również fotowoltaika, zauważalny jest znaczący przyrost produkcji dla miesięcy letnich, ze względu na warunki pogodowe. Generacja z bloków gazowych i opalanych węglem brunatnym oraz z elektrowni wodnych pozostaje natomiast na podobnym poziomie. Z przedstawionych przykładowych wykresów, ale również z analizy dostępnych danych z lat poprzednich [4] wynika, że w przypadku zwiększonego zapotrzebowania na moc, wykorzystywane są węglowe jednostki konwencjonalne, ze względu na ich wysoką dyspozycyjność.

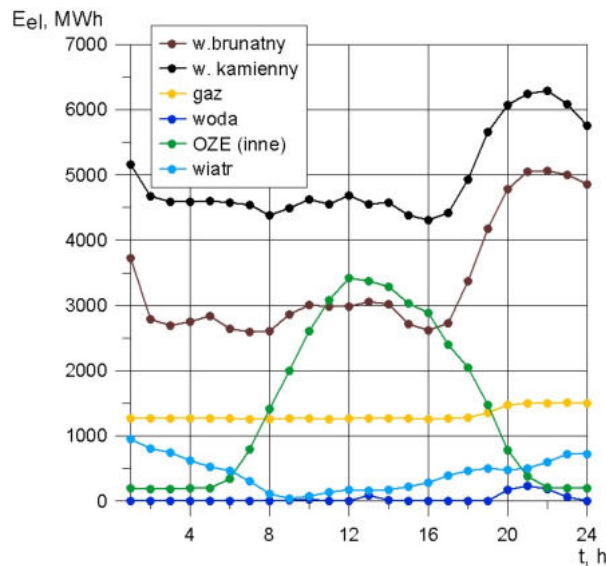


Rys. 1.2 Produkcja energii z różnych źródeł w lutym i w czerwcu 2021 r. [4]

Na rys. 1.3 i 1.4 widoczna jest zmienność produkcji energii z różnych źródeł w ciągu doby [4]. Analizie poddano dni o maksymalnym i minimalnym zapotrzebowaniu na moc w 2021 r., tj. kolejno 12 lutego i 6 czerwca. W przypadku generacji energii z bloków węglowych zimą widoczne są wzrosty pokrywające się z okresami zwiększonego zapotrzebowania na moc w tzw. szczytach porannym i wieczornym. Latem szczyt poranny nie jest uwidoczniiony, ze względu na wczesny wschód Słońca. Szczyt wieczorny z kolei jest przesunięty na późniejsze godziny. W obu przypadkach natomiast wzrost popytu na energię elektryczną jest zaspakajany poprzez wykorzystanie jednostek opalanych węglem. W przypadku doby czerwcowej obserwuje się w ciągu dnia wyraźny wzrost produkcji energii z fotowoltaiki (ujętej w razem z biomasą pod nazwą OZE (inne)), co nie pokrywa się jednak z okresami szczytów zapotrzebowania. Dla elektrowni wiatrowych maksymalna generacja przypada zazwyczaj w nocy. Cechą wspólną dla obu wykresów jest produkcja energii z wykorzystaniem paliwa gazowego, która utrzymuje się na stałym poziomie ok. 1500 MWh.



Rys. 1.3 Produkcja energii z różnych źródeł w dniu 12.02.2021[4]



Rys. 1.4 Produkcja energii z różnych źródeł w dniu 06.06.2021[4]

Dla lat 2019-2021 w tabeli 1.2 przedstawiono dane dotyczące mocy zainstalowanej (mocy znamionowej urządzeń wytwórczych) i osiągalnej (maksymalnej mocy z jaką urządzenia wytwórcze mogą pracować w określonym czasie). Zauważalny jest rozwój odnawialnych źródeł energii, których moc w systemie systematycznie wzrasta.

Tabela 1.2 Moc elektryczna zainstalowana i osiągalna [4]

Rodzaj jednostki wytwórczej	Moc zainstal., MW	Moc osiągalna, MW	Moc zainstal., MW	Moc osiągalna, MW	Moc zainstal., MW	Moc osiągalna, MW
	2019		2020		2021	
elektrownie na węglu kamiennym	23 159	23 225	22 747	22 642	24 611	24 792
elektrownie na węglu brunatnym	8 382	8 436	8 478	8 546	8 262	8 327
elektrownie gazowe	2 788	2 763	2 782	2 763	3 317	3 256
elektrownie wodne	2 346	2 399	2 356	2 406	2 380	2 501
elektrownie wiatrowe i inne odnawialne	7 490	7 485	10 229	10 057	15 086	15 505
elektrownie przemysłowe	2 634	2 682	2 645	2 681	-	-
RAZEM	46 799	46 990	49 237	49 095	53 656	54 382

Kolejnymi istotnymi podsystemami KSE jest sieć przesyłowa i dystrybucyjna. Na tę pierwszą składają się linie elektroenergetyczne najwyższego i wysokiego napięcia 400 kV, 200 kV (NN) i 110 kV (WN), którymi energia elektryczna transportowana jest na duże odległości, oraz stacje elektroenergetyczne najwyższych napięć. Operatorem systemu przesyłowego jest spółka PSE S.A należąca do Skarbu Państwa [1].

Sieć dystrybucyjna z kolei służy do rozdziału i dystrybucji energii elektrycznej i składa się z linii napowietrznych i kablowych o niższych napięciach (0,4-30 kV) wraz ze stacjami elektroenergetycznymi średniego i niskiego napięcia. Operatorami systemu dystrybucyjnego są przedsiębiorstwa energetyczne pełniące nadzór w poszczególnych częściach Polski [8]:

- RWE Stoen Operator sp. z o.o - Warszawa i okolice,
- Enea Operator sp. z o.o- województwo wielkopolskie, zachodniopomorskie, kujawsko-pomorskie, lubuskie, dolnośląskie i pomorskie,
- Energia Operator S.A- województwo pomorskie, warmińsko-mazurskie, zachodniopomorskie, wielkopolskie, łódzkie, mazowieckie i kujawsko-pomorskie,
- Tauron Dystrybucja S.A- województwo małopolskie, dolnośląskie, opolskie, śląskie, świętokrzyskie, podkarpackie, łódzkie,
- PGE Dystrybucja S.A- województwo podlaskie, mazowieckie, lubelskie, podkarpackie, świętokrzyskie, łódzkie.

Ważnym elementem systemu elektroenergetycznego jest wymiana transgraniczna, która kształtowana jest przez relacje cenowe. Umożliwia ona sprzedaż (eksport) nadwyżki energii lub jej kupno w przypadku niedomiaru (import). Realizacja wymiany odbywa się dzięki połączeniom transgranicznym oraz mechanizmom rynkowym takim jak market coupling (łączenie rynków dnia następnego) oraz SIDC/XBID (łączenie rynków dnia

bieżącego) [9]. Dane dotyczące wolumenów energii wymienionej w latach 2019-2021 dzięki połączeniom Polski z takim krajami jak Czechy, Słowacja, Niemcy, Litwa, Ukraina i Szwecja zostały przedstawione w tabeli 1.3. Historycznie Polska uważana była za eksportera energii elektrycznej, jednak od 2016 r. widoczne jest odwrócenie tej tendencji. Obecnie pobór energii z systemów zewnętrznych przewyższa wolumen oddawany.

Tabela 1.3 Transgraniczna wymiana energii elektrycznej [4]

Państwo	Pobór, GWh	Oddanie, GWh	Pobór, GWh	Oddanie, GWh	Pobór, GWh	Oddanie, GWh
	2019		2020		2021	
Czechy	1 022	3 408	1 674	3 650	342,5	8 422,1
Litwa	2 280	385	2 159	381	1 684,4	695,6
Niemcy	10 086	20	11 235	12	8 733,9	326,0
Słowacja	27	3 245	93	3 155	77,7	4 626,6
Szwecja	3 077	188	3 789	13	3 432,4	210,2
Ukraina	1 377	0	1 484	0	829,1	0,0
RAZEM	17 869	7 246	20 434	7 211	15 100,0	14 280,5

Wszystkie podsystemy składające się na KSE są kontrolowane w taki sposób, aby zapewnić ciągłość dostaw energii elektrycznej. W tym celu wdrażane jest planowanie w różnych horyzontach czasowych w oparciu o dane historyczne, prognozy dotyczące warunków atmosferycznych, harmonogramy remontów poszczególnych jednostek lub ich wycofania z systemu wytwórczego. Wynikiem opracowania poprawnych planów działania systemu jest bilansowanie popytu i podaży z zachowaniem odpowiedniego poziomu rezerwy mocy dostępnej na wypadek zdarzeń nieprzewidzianych (wzrost zapotrzebowania ponad wielkości prognozowane, awaria źródła wytwórczego). Operator systemu odpowiedzialny za jego bezpieczeństwo realizuje cele bilansowe za pomocą dostępnych narzędzi, do których należą [1]:

- rynek mocy, którego uczestnikami są jednostki wytwórcze oraz jednostki typu DSR (redukujące pobór energii), świadczące usługi pozwalające na odpowiednie zbilansowanie systemu w okresie tzw. zagrożenia, w zamian za zakontraktowane wsparcie finansowe;
- polecenie dopasowania generacji- operator może zażądać zwiększenia lub zmniejszenia generacji mocy jednostek, którymi dysponuje, zmienić harmonogramy remontowe, skorzystać z usługi pracy w przeciążeniu lub uruchomić źródła rezerwowe;
- elektrownie szczytowo-pompowe- pełniące rolę magazynów energii w systemie;
- pomoc międzyoperatorska- zgłoszenie do operatora systemu innego kraju chęci zakupu interwencyjnego mocy;

W sytuacji krytycznej, gdy użycie wymienionych narzędzi nie przynosi zamierzonych efektów, możliwe jest skorzystanie z:

- wyłączenia odbiorców odbywającego się w sposób planowy lub awaryjny, przy wsparciu operatora systemu dystrybucyjnego na danym obszarze;
- wprowadzenia tzw. stopni zasilania, czyli ograniczenia zasilania dużych odbiorców zgodnie z corocznie zatwierdzanym przez URE planem.

1.1.2. Prognozy rozwoju systemu, prognozy zapotrzebowania na energię i moc

Najważniejsze założenia dotyczące przyszłego działania KSE zawarte są w dwóch podstawowych dokumentach. Pierwszym z nich jest Polityka Energetyczna Polski do 2040 roku, a drugim Krajowy plan na rzecz energii i klimatu na lata 2021-2030.

Jedną z najistotniejszych kwestii jaka została poruszona w opracowaniach jest ograniczenie emisji szkodliwych substancji pochodzących z obiektów energetyki przemysłowej do środowiska naturalnego. Szczególnie ważnym aspektem jest zmniejszenie udziału paliw kopalnych (węgla kamiennego i brunatnego) w polskim miksie energetycznym. Dodatkowymi argumentami, które za tym przemawiają są m.in. wyczerpanie zasobów paliw łatwo dostępnych pod względem wydobycia, konieczność odpowiedniego gospodarowania pozostałymi zasobami, aby mogły z nich również korzystać przyszłe pokolenia czy też ich korzystniejsze wykorzystanie w innych gałęziach przemysłu, np. chemicznego [10]. Ograniczenie wykorzystania paliw kopalnych wiąże się to z powolnym wycofywaniem z eksploatacji najstarszych bloków konwencjonalnych, w przypadku których nie będzie możliwe spełnienie warunków narzuconych przez tzw. konkluzje BAT odnoszące się do dużych obiektów energetycznego spalania (Decyzja wykonawcza Komisji (UE) 2017/1442 z dnia 31 lipca 2017 r.). Bloki węglowe długo eksploatowane będą zastępowane nowymi technologiami. Promowane będą wysokosprawne instalacje nisko i zero emisyjne. Planuje się również inwestycje z zakresu energetyki jądrowej. Kluczową rolę w procesie transformacji energetycznej odegrają odnawialne źródła energii, których udział w sektorze elektroenergetycznym jest planowany na poziomie ok. 30% do 2030 r. Rozwój w tym zakresie dotyczy zarówno instalacji dużych mocy, jak i mikroinstalacji prosumenckich. Oficjalne dokumenty państwowe [2,11] podkreślają jednak planowane tempo przeprowadzanych zmian. Węgiel pozostanie głównym surowcem energetycznym co najmniej do 2030 roku. Pozostawienie konwencjonalnych jednostek wytwórczych w ciągłej eksploatacji daje czas na przeprowadzenie sprawiedliwej transformacji polegającej na stworzeniu nowych możliwości rozwoju regionów i ich mieszkańców, którzy w szczególności mogliby negatywnie odczuć jej skutki. Dodatkowo przeprowadzenie zmian w sposób rewolucyjny zamiast ewolucyjny doprowadzić mogłoby do gwałtownego wzrostu cen nośników energii, co odczuwalne byłoby dla wszystkich gospodarstw domowych. Racjonalne i optymalne wykorzystanie własnych paliw kopalnych staje się zatem jednym z podstawowych celów polityki energetycznej, która podkreśla dodatkowo rolę działań badawczo-rozwojowych w tym zakresie.

Konieczność utrzymania eksploatacji jednostek węglowych, jest wyróżniona również w kontekście bezpieczeństwa energetycznego, które realizowane będzie poprzez wykorzystanie własnych instalacji wytwórczych. Budowa bloków jądrowych, które zapewniłyby zastąpienie wycofywanych źródeł oraz dywersyfikację produkcji energii, pozostaje w sferze planów i dotyczy głównie kolejnej dekady. Konieczne jest odpowiednie przygotowanie inwestycji, w tym wprowadzanie zmian prawnych, przygotowanie modelu finansowania, wykształcenie odpowiedniego zaplecza kadrowego oraz samą realizację. Etapem przejściowym w utrzymaniu niezależności energetycznej może być wykorzystanie źródeł gazowych, które mogą stanowić zabezpieczenie między innymi w okresach szczytowego zapotrzebowania na energię oraz w momencie zmniejszonej produkcji ze źródeł odnawialnych, zależnych od zmiennych warunków atmosferycznych. Działaniami

krótkoterminowymi, które mogą zostać podjęte są również modernizacje wspomagające efektywność energetyczną maszyn i urządzeń, dzięki czemu możliwa jest szybka kompensacja przynajmniej części ubytku mocy, która związana jest z wycofywaniem starszych źródeł energii [12]. Istotnym elementem budowania bezpieczeństwa dostaw energii elektrycznej było wdrożenie w Polsce rynku mocy, który ma stanowić impuls dla inwestorów do budowania nowych jednostek wytwórczych, modernizowania już istniejących, a także do utrzymywania nienagannego stanu technicznego pozostałych instalacji. Finansowanie takich działań odbywa się poprzez umowy mocowe zawierane na okres 1, 5, 7, 15 lub 17 lat. Na poziomie regionalnym istnieje możliwość wzmocnienia bezpieczeństwa poprzez tworzenie obszarów zrównoważonych energetycznie w formie klastrów lub spółdzielni.

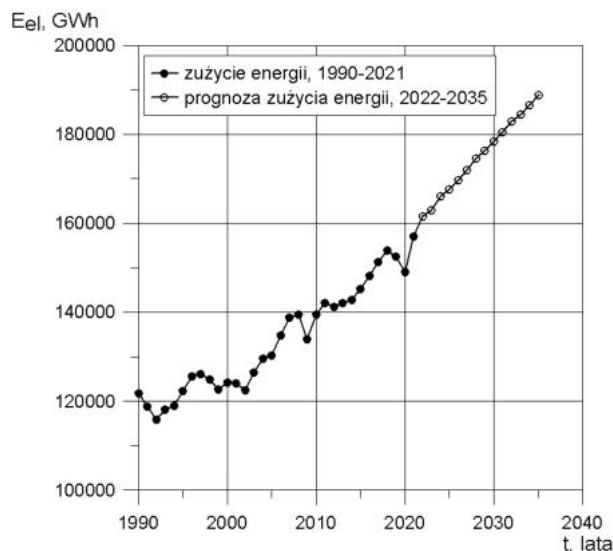
W zakresie części elektroenergetycznej systemu planowane jest utrzymanie dobrego stanu sieci przesyłowych. Konieczne jest zapewnienie ciągłości zasilania odbiorców, sprawne podłączanie nowych instalacji OZE oraz umożliwienie niezawodnej wymiany transgranicznej. Ze względu na prognozowany wzrost popytu na energię elektryczną, PSE planuje zainwestować w budowę nowych sieci, szczególnie na północy Polski, ze względu na korzystne warunki wznoszenia w tym obszarze farm wiatrowych. Sieci dystrybucyjne będą stale rozbudowywane i doskonalone. Konieczne jest też usprawnienie przepływu energii pomiędzy państwami, co umożliwi m.in. budowa przesuwników fazowych. Zamierzone jest również podjęcie inwestycji w połączenie podmorskie, które miałyby połączyć system polski z systemem litewskim.

Magazynowanie energii jest zagadnieniem, które w ostatnich latach cieszy się dużym zainteresowaniem naukowców i specjalistów z branży energetycznej. Dzięki rozwojowi wysokosprawnych magazynów istniałaby możliwość lepszego zarządzania produkcją energii, a także zwiększyłyby się znacznie bezpieczeństwo dostaw w okresie szczytu zapotrzebowania. Magazyny energii stanowią również dopełnienie odnawialnych źródeł [13], które cechuje niestabilność oraz zależność od warunków pogodowych. Spore nadzieje odnośnie polepszania technologii w tym zakresie daje rozwój elektromobilności.

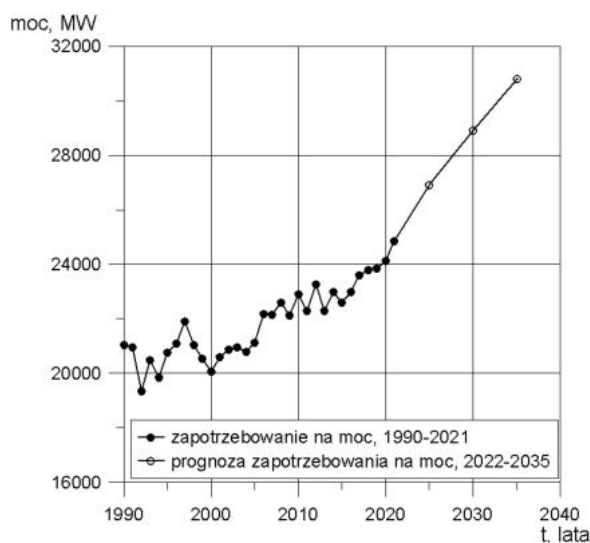
Konieczność wdrażania nowych rozwiązań w zakresie produkcji i magazynowania energii nie wynika jedynie z presji wywieranej ze strony prawodawstwa Unii Europejskiej promującej nisko i zeroemisyjne źródła oraz bezwzględną ochronę klimatu, ale również z utrzymującej się tendencji wzrostowej popytu. Widoczne jest to wyraźnie dla danych przedstawionych na rys. 1.5 dla lat 1990-2020. Między innymi na ich podstawie Ministerstwo Klimatu i Środowiska opracowało prognozę zapotrzebowania na najbliższe lata [14]. Prognoza ta uwzględnia zmiany zachodzące w różnych sektorach takich jak: transport, przemysł, usługi czy odbiorcy indywidualni (gospodarstwa domowe). Dodatkowo wzięto również pod uwagę wpływ pandemii Covid-19. Największym wzrostem zapotrzebowania na energię będzie cechował się sektor gospodarki związany z usługami, które odznaczają się najbardziej dynamicznym rozwojem. W sektorze gospodarstw domowych, w którym zużycie energii jest największe, będzie odnotowany stabilny, ale powolny przyrost zapotrzebowania. Wiąże się to z zakupem coraz większej ilości urządzeń AGD i RTV, redukcją poziomu ubóstwa energetycznego oraz ogólną poprawą dobrobytu mieszkańców. W przemyśle zaobserwować można większą mechanizację i unowocześnienie linii produkcyjnych, co wpłynie na większą energochłonność zakładów. Wciąż rozwijającą się gałęzią jest transport,

gdzie widoczne jest zainteresowanie elektromobilnością, która niewątpliwie przyczyni się do wzrostu zapotrzebowania na energię w całym sektorze [15].

Zapotrzebowanie na moc w systemie elektroenergetycznym jest wielkością zmieniającą się w sposób ciągły. Można jednak wyznaczyć pewne tendencje związane z dobowym rytmem funkcjonowania człowieka, a także warunkami pogodowymi. Największe zapotrzebowanie występuje w ciągu dnia w trakcie tzw. szczytu porannego lub wieczornego, a najmniejsze w czasie doliny nocnej. Zdarzają się również sytuacje ekstremalne związane z rekordowymi wartościami temperatur powietrza (zarówno dodatnimi jak i ujemnymi), które mogą doprowadzić do niedoboru mocy w systemie. Ważne jest zatem zaawansowane planowanie krótko i długoterminowe, a także bieżące, aby zapewnić bezpieczeństwo systemu. Dla horyzontu czasowego przedstawionego na rys. 1.5 przeanalizowano również zapotrzebowanie historyczne i prognozowane na moc (rys. 1.6). Wartości dotyczą szczytu rocznego, przypadającego w miesiącach zimowych. Ponownie jak w przypadku zużycia energii, w kolejnych latach przewiduje się znaczący wzrost tego zapotrzebowania.



Rys. 1.5 Zużycie energii elektrycznej w latach 1990-2020 oraz prognoza zużycia w latach 2022-2035 (netto) [4,14]



Rys. 1.6 Zapotrzebowanie na moc elektryczną w latach 1990-2020 oraz prognoza zapotrzebowania w latach 2022-2035 (netto) [4,14]

Warto przeanalizować w jaki dokładnie sposób planowana jest realizacja założonych zmian dotyczących funkcjonowania i struktury systemu oraz w jaki sposób realizowane będzie zaspokojenie gwałtownie wzrastającego zapotrzebowania na energię elektryczną i moc. W tabeli 1.4 przedstawiono prognozowaną moc osiągalną jednostek wytwórczych z podziałem na rodzaj wykorzystywanej technologii zgodnie z przyjętą Polityką energetyczną Polski [15]. Przytoczone dane potwierdzają w jakim kierunku zmierza rozwój energetyki. Zaobserwować można systematyczne wycofywanie starszych jednostek opalanych węglem. Co prawda nowe jednostki o tej technologii są planowane, jednak tylko na początku trwającej dekady. Następuje natomiast przyrost źródeł gazowych. Jednym z nich jest nowy blok w Ostrołęce, który miałby zastępować nieudany projekt węglowy [16]. Po 2035 roku mają pojawić się również źródła rezerwowe w postaci turbin gazowych cechujących się dużą niezawodnością i elastycznością eksploatacji. W kontekście OZE widoczny jest rozwój w zakresie niemal wszystkich dostępnych technologii: fotowoltaiki, turbin wiatrowych lądowych i morskich, a także biomasy i biogazu. Będą one dominowały w przyszłej strukturze energetycznej i do 2040 r odpowiedzialne będą za ponad połowę mocy osiągalnej. Całkowicie nowymi źródłami w systemie mają być źródła jądrowe, których moc osiągalna na końcu prognozowanego okresu ma wynieść niemal 8 GW. Produkcja energii przy zastosowaniu technologii jądrowej jest bardzo stabilna i może zastąpić w tej roli wycofywane elektrownie ciepłne. Niezmienny będzie udział elektrowni wodnych i pompowych, co wynika z uwarunkowań geograficznych.

Tabela 1.4 Moc osiągalna netto w latach 2005-2020 i prognoza mocy osiągalnej netto w latach 2025-2040 [15]

Rodzaj jednostki wytwórczej	Moc osiągalna, MW							
	2005	2010	2015	2020	2025	2030	2035	2040
elektrownie na w. kamiennym (stare)	14 613	14 655	13 617	12 126	10 867	7 983	3 539	3 184
elektrownie na w. kamiennym (nowe)	0	0	0	3 520	4 450	4 450	4 450	4 450
elektrownie na w. brunatnym (stare)	8 197	8 145	8 643	7 481	6 992	6 992	4 098	2 939
elektrownie na w. brunatnym (nowe)	0	0	0	451	451	451	451	451
elektrociepłownie na w. kamiennym	4 240	4 226	4 046	4 713	4 383	3 544	3 123	2 714
elektrownie gazowe	0	0	0	0	1 900	1 900	3 039	3 260
elektrociepłownie gazowe	760	807	928	2 688	3 807	4 371	4 100	5 261
elektrownie jądrowe	0	0	0	0	725	3 815	5 650	7 985
fotowoltaika	0	0	108	2 285	4 935	7 270	11 670	16 062
elektrownie wiatrowe lądowe	121	1 108	4 886	9 497	9 574	9 601	9 679	9 761
elektrownie wiatrowe morskie	0	0	0	0	725	3 815	5 650	7 985

Tabela 1.4 cd. Moc osiągalna netto w latach 2005-2020 i prognoza mocy osiągalnej netto w latach 2025-2040 [15]

Rodzaj jednostki wytwórczej	Moc osiągalna, MW							
	2005	2010	2015	2020	2025	2030	2035	2040
elektrownie i elektrociepłownie na biomasę lub biogaz	102	140	769	963	1 660	2 272	2 481	2 366
elektrownie wodne	1 064	935	964	995	1 110	1 150	1 190	1 230
elektrownie pompowe	1 256	1 405	1 405	1 415	1 415	1 415	1 415	1 415
turbiny gazowe (rezerwa)	0	0	0	0	0	0	350	350
magazyny energii+DSR	0	0	0	550	1 160	2 150	3 660	4 950
RAZEM	30 353	31 420	35 365	46 683	53 427	57 363	61 493	70 277

Pobieżne porównanie wartości prognozowanych od strony popytowej i podażowej mocy elektrycznej wskazuje, że zapotrzebowanie ma szansę być zaspokojone z dodatkową rezerwą. Należy jednak zauważyć, że planowane źródła wytwórcze jeszcze nie powstały i nie jest pewne czy realizacja inwestycji rzeczywiście dojdzie do skutku. Problem ten dotyczy m.in. prognoz rozwoju energetyki gazowej, które były sporządzane przed inwazją Rosji na Ukrainę, co gwałtownie zmieniło sytuację geo-polityczną świata i wpłynęło na rynki paliwowe. Z tego powodu inwestycje w tym zakresie cechują się dużą niepewnością realizacji lub bardzo wysokimi przyszłymi kosztami funkcjonowania związanymi z dostępnością paliwa. Elektrownie jądrowe z kolei w polskim systemie energetycznym byłyby całkowicie nową technologią. Pozostałe źródła planowane do wprowadzenia to głównie OZE (szczególnie fotowoltaika i turbiny wiatrowe), które cechują się wysoką niestabilnością produkcji, zależną od warunków pogodowych, których nie sposób kontrolować. Na te problemy zwraca w swoim opracowaniu uwagę URE [17]. Opracowanie obejmujące okres od 2020 do 2035 r. dotyczy planów inwestycyjnych w nowe moce wytwórcze i powstaje w wyniku wymogu narzuconego przez Ustawę z dnia 10 kwietnia 1997 r. (Prawo energetyczne) [18]. Zgodnie z Ustawą przedsiębiorstwa, których działalnością jest wytwarzanie energii ze źródeł, dla których moc zainstalowana przekracza 50 MW, muszą informować o wolumenie produkowanej energii, modernizacjach, rozbudowie lub budowie nowych źródeł z uwzględnieniem wykorzystywanej technologii i lokalizacji. Informacje w tym zakresie pozyskiwane są poprzez przeprowadzane przez prezesa URE ankiety. Opublikowane opracowanie wskazuje również na konieczność zastosowania dla mocy osiągalnych odpowiednich Korekcyjnych Współczynników Dyspozycyjności (zwane dalej KWD). Współczynniki te zostały zdefiniowane w Ustawie z dnia 8 grudnia 2017 r. o rynku mocy [19]. Są wyznaczane corocznie dla poszczególnych technologii wytwarzania na podstawie danych statystycznych związanych z dostarczaniem i ubytkiem mocy oraz awaryjnością. Pomniejszają one moc osiągalną netto jednostek i służą do wyznaczania możliwego do zaoferowania obowiązku mocowego w ramach rynku mocy.

Tabela 1.5 przedstawia planowane wartości mocy osiągalnej zadeklarowane przez przedsiębiorstwa energetyczne w ankietach przeprowadzanych przez URE [17],

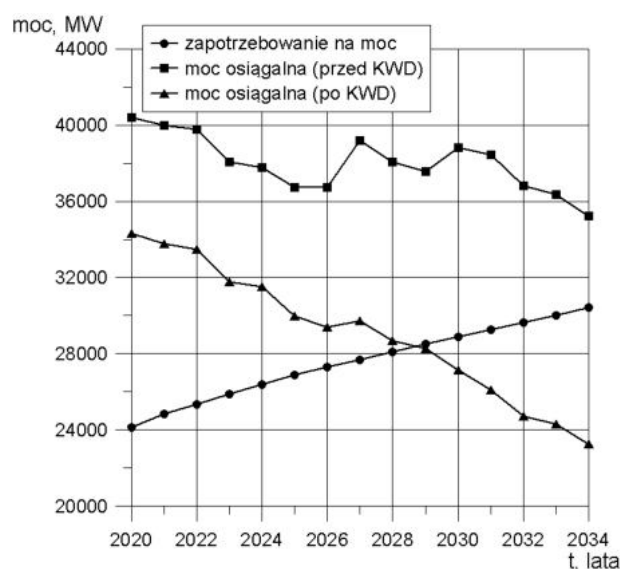
z dodatkowym uwzględnieniem KWD. Porównując wartości przed uwzględnieniem KWD z wartościami z tabeli 1.4 (założonymi w Polityce energetycznej) można zaobserwować zbieżność dla niektórych rodzajów jednostek. Taka sytuacja dotyczy wycofywania elektrowni ciepłych na węgiel kamienny lub brunatny i wprowadzania nowych o tej samej technologii. Podobnie jest w przypadku nowych źródeł gazowych, ponownie dane można uznać za zgodne. Nieco mniejsze są faktyczne planowane inwestycje w zakresie wiatrowej energetyki morskiej. W przypadku zastosowania biomasy i biogazu Polityka energetyczna wskazuje na dużą większą dynamikę wzrostu. Rozbieżność może wynikać z tego, że w opracowaniu udostępnionym przez URE zawarte są deklaracje przedsiębiorstw energetycznych działających na rynku. W przypadku wykorzystania biomasy rozwój będzie odbywać się w sposób rozproszony, być może w postaci spółdzielni energetycznych, dlatego dane te nie były widoczne w wypełnianych ankietach. Bardzo podobnie jest w przypadku fotowoltaiki. Instalacje finansowane są przez prosumentów, którzy nie są zobligowani do podawania planów inwestycyjnych do URE, stąd w opracowaniu znalazły się tylko źródła planowane do wprowadzenia przez duże przedsiębiorstwa energetyczne. Warto zwrócić uwagę na to, że brakuje deklaracji odnośnie elektrowni jądrowych, które według Polityki energetycznej mają funkcjonować od 2025 i systematycznie zwiększać moc.

Z wartości przedstawionych w tabeli 1.5 jednoznacznie wynika, że nowe planowane jednostki wytwórcze nie będą w stanie zastąpić tych wycofywanych. Szacowany ubytek mocy w 2035 r. w stosunku do roku 2020 wynosi 4,6 GW bez uwzględnienia współczynnika dyspozycyjności. Gdy taki współczynnik zostanie wzięty pod uwagę, to ubytek wzrasta ponad dwukrotnie do 10,4 GW. Wprowadzenie źródeł odnawialnych w postaci fotowoltaiki lub turbin wiatrowych w miejsce stabilnych źródeł węglowych pogarsza bezpieczeństwo funkcjonowania systemu energetycznego i może doprowadzić do poważnych problemów związanych z podażą energii elektrycznej.

W swoim opracowaniu URE przedstawia również całkowitą moc osiągalną jednostek wytwórczych w ciągu najbliższych 15 lat, z uwzględnieniem przewidywanych wyłączeń związanych z modernizacjami (stąd wartości są niższe niż wynikające m.in z raportów PSE). Na rys. 1.7 przedstawiono te dane przed uwzględnieniem KWD i po uwzględnieniu KWD oraz zestawiono je z zapotrzebowaniem na moc. Przede wszystkim widoczna jest duża rozbieżność między założeniami przedstawionymi w Polityce energetycznej (tabela 1.4), a sytuacją wynikającą z planów inwestycyjnych przedsiębiorstw energetycznych. Moc osiągalna źródeł w całym analizowanym horyzoncie czasowym przewyższa roczny szczyt zapotrzebowania, ale tylko wtedy, gdy nie uwzględni się dyspozycyjności jednostek. Po zastosowaniu KWD wartości gwałtownie spadają. Istnieje zatem realne zagrożenie niedoboru mocy w systemie już ok. 2028/2029 r. (widoczne przecięcie na wykresie), a następnie pogłębienie się tej sytuacji w kolejnych latach.

Tabela 1.5 Deklarowany przyrost lub ubytek mocy osiągalnej między rokiem 2020 i 2035 [17]

Rodzaj jednostki wytwórczej	KWD	Przyrost (+) lub ubytek (-) mocy osiągalnej wg. opracowania URE (przed KWD)	Przyrost (+) lub ubytek (-) mocy osiągalnej wg. opracowania URE (po KWD)
elektrownie i elektrociepłownie na węglu kamiennym	92,58	+1 123,6	+ 1 040,2
		- 12 802,4	- 11 852,5
elektrownie i elektrociepłownie na węglu brunatnym	92,58	+ 496,1	+ 459,3
		- 5 307,2	- 4 913,4
elektrownie i elektrociepłownie gazowe, turbiny gazowe	93,67	+ 4 505,3	+ 4 231,6
		- 380,3	- 356,3
fotowoltaika	2,27	+ 2 794,2	+ 63,4
elektrownie wiatrowe lądowe	13,93	+ 368,0	+ 51,3
		- 239,0	- 33,3
elektrownie wiatrowe morskie	20,34	+ 4 883,0	+ 993,2
elektrownie i elektrociepłownie na biomasę lub biogaz	92,99	+ 7,2	+ 6,7
		- 74,0	- 68,5
RAZEM		+ 14 177,4	+ 6 845,7
		- 18 802,9	- 17 224,0
BILANS	X	- 4 625,5	- 10 378,3



Rys. 1.7 Prognozowane zapotrzebowanie na moc i moc osiągalna jednostek wytwórczych [14,17]

1.2. Motywacja podjętych badań

Jak wykazano w rozdziale 1.1 polski system elektroenergetyczny wchodzi w okres intensywnej transformacji. Struktura systemu może zmieniać się w znaczący sposób poprzez wycofywanie jednostek węglowych i zastępowanie ich poniekąd źródłami odnawialnymi o niskich współczynnikach dyspozycyjności. Wciąż trwa dyskusja o możliwości rozpoczęcia inwestycji z zakresu energetyki jądrowej, która mogłaby odpowiadać za stabilność produkcji energii niezależnie od warunków pogodowych. W pierwszym etapie (tzn. w horyzoncie czasowym do 2030 r.) mogą powstać małe bloki jądrowe w technologii SMR, które jednak nie zastąpią aktywów węglowych. Etapem przejściowym miało być pierwotnie wykorzystanie elektrowni gazowych. Sytuacja polityczna związana z atakiem Rosji na Ukrainę sprawiła jednak, że inwestycje w tym zakresie nie są pewne ze względu na ograniczenia w imporcie gazu oraz chęć uniezależnienia się od wszelkich towarów rosyjskich [20]. Trwająca w Europie wojna handlowa powoduje znaczące wzrosty ceny. Inwestorzy jednak mają nadzieję na ich ustabilizowanie m.in. dzięki budowie gazociągu Baltic Pipe czy terminala LNG w Świnoujściu i opłacalność budowy w szczególności kogeneracyjnych bloków gazowych [21], wykorzystywanych również w ciepłownictwie. W sytuacji dużej niepewności, drastyczne ograniczenie funkcjonowania jednostek węglowych mogłoby doprowadzić do zmniejszenia bezpieczeństwa energetycznego Polski, należy zatem odpowiednio zaplanować ich dalszą pracę. W przypadku dostępności i cen węgla również obserwuje się obecnie kryzys związany ze zmniejszeniem importu paliwa z Rosji, jednak problem dotyczy głównie odbiorców indywidualnych (gospodarstw domowych) oraz części elektrociepłowni. W przypadku węgla kamiennego złoża krajowe pozwalają na znaczące zaspokojenie zapotrzebowania elektrowni zawodowych (ok. 99,7%). Węgiel brunatny z kolei w ogóle nie podlega importowi [22].

Głównym powodem, który eliminuje udział jednostek węglowych z systemu jest ich zużycie techniczne, któremu w przypadku niektórych najstarszych obiektów nie sposób zaradzić ze względu na zbyt rozległe problemy, dotyczące większości elementów instalacji. Drugim z kolei jest brak efektywności ekonomicznej, co oznacza, że istnieją istotne trudności związane z finansowaniem funkcjonowania takich elektrowni. Szansą na otrzymanie wsparcia w 2018 r. było wprowadzenie w Polsce rynku mocy. Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 5 czerwca 2019 r. w sprawie rynku wewnętrznego energii elektrycznej [23] ograniczyło jednak taki rodzaj pomocy dla istniejących źródeł o poziomie emisji przekraczającej 550 g CO₂/kWh po 1 lipca 2025 r. Brak mechanizmów wsparcia powoduje, że przeprowadzanie działań mających na celu poprawienie efektywności bloków nie jest możliwe przy stosunkowo niskich cenach energii. Niektóre źródła mogą zostać zatem wycofane pomimo względnie dobrego stanu technicznego. Innym powodem wycofania jednostek jest zakończenie okresu derogacji (tymczasowego, indywidualnego uchylenia konieczności dopełnienia norm środowiskowych) lub niemożność dostosowania poziomów emisji do obowiązujących regulacji [17].

Oprócz jednostek, którym nieuchronnie grozi wycofanie z systemu, istnieją również długo eksploatowane obiekty węglowe, których dalsze funkcjonowanie jest uzasadnione. Należą do nich niektóre z popularnych bloków klasy 200 MW i 360 MW, które nie wyczerpały jeszcze poziomu zużycia. Bloki 200 MW budowane były głównie w latach

70-tych XX wieku, aby sprostać gwałtownej industrializacji kraju [24] i przeznaczone były do pracy w tzw. podstawie systemu. Powodem ich ewentualnego odstawienia były jedynie konieczne remonty lub niespodziewane awarie. Część z nich przystosowano do ewentualnego obniżenia obciążenia w czasie doliny nocnej. Ostatnie lata przyniosły ekspansję źródeł odnawialnych [25], których promocja uwzględnia m.in. pierwszeństwo dostępu do sieci, co oznacza, że wyprodukowana przez nie energia musi zostać odebrana. Aby utrzymać się zatem na kurczącym rynku, bloki 200 MW muszą dostosować swoją produkcję do aktualnego zapotrzebowania. Konieczna jest ich elastyczna praca premiowana przez system [9], która cechuje się licznymi rozruchami i odstawieniami oraz pracą z minimalnym obciążeniem, do czego bloki te nie były pierwotnie przygotowane. Pełnienie roli regulacyjnej poprzez bilansowanie aktualnego zapotrzebowania może być tym bardziej widoczne, gdy wstrzymane zostaną inwestycje w obszarze energetyki gazowej, która miała zostać wykorzystana w tym celu.

Nowy tryb eksploatacji niesie za sobą wiele problemów [25], z drugiej strony konieczność sprostania rosnącemu zapotrzebowaniu na energię nie pozwala na całkowite pozbycie się z systemu stabilnych jednostek węglowych. Motywacją podjętych badań jest zatem konieczność kontynuowania eksploatacji bloków klasy 200 MW i 360 MW, z uwzględnieniem ich zmieniającej się roli w strukturze energetycznej, tak aby mogły stanowić dopełnienie źródeł odnawialnych poprzez pełnienie funkcji regulacyjnej oraz utrzymania ich potencjału wytwórczego do momentu przeprowadzenia transformacji i wprowadzenia dla nich sensownej alternatywy.

1.3. Przegląd literatury

W celu weryfikacji obecnego stanu wiedzy dotyczącego elastycznego trybu eksploatacji konwencjonalnych elektrowni węglowych dokonano wstępnego przeglądu literatury. Zaobserwować można wzrost zainteresowania tematyką cyklicznej pracy bloków węglowych w ostatnich latach i jej konsekwencjami. Problem dotyczy systemów energetycznych różnych krajów i jest nasilony przez intensywny wzrost udziału źródeł odnawialnych, szczególnie wiatrowych.

W artykule [26] zwrócono uwagę na negatywny wpływ cyklicznego obciążenia bloku energetycznego na sprawność obiegu oraz zużycie poszczególnych elementów, co doprowadzić może do zmniejszenia dyspozycyjności jednostki ze względu na potencjalny wzrost awaryjności oraz zwiększone koszty eksploatacyjne. W związku ze zidentyfikowanymi problemami przeprowadzono badania nad sposobami sterowania obciążeniem turbiny poprzez zamianę regulacji stałociśnieniowej na regulację poślizgową. Dzięki temu stwierdzono ograniczenie mocy potrzebnej do napędu głównej pompy wody zasilającej. Ponadto podczas zmiany obciążenia nie dochodzi do gwałtownych zmian temperatury pary w układzie przepływowym, co wiąże się z brakiem istotnym przyrostów naprężenia w obszarach monitorowanych turbiny. Osiągnięte korzyści to zatem przede wszystkim zmniejszenie zużycia energii na potrzeby własne elektrowni, a także ograniczenie zużycia zmęczeniowego turbiny parowej.

Zużycie zmęczeniowo-pełzaniowe wirnika turbiny na parametry nadkrytyczne zostało przeanalizowane w [27]. Rozważono cykl pracy składający się z różnych rozruchów (1 zimny, 3 ciepłe i 16 gorących) powtarzający się w określonych odstępach czasu (45 dni).

Badanymi obszarami były wręby łopatkowe oraz obszar wlotowy pary, w których występują wysokie temperatury oraz podwyższone poziomy naprężeń. Do przeprowadzenia obliczeń posłużono się narzędziami numerycznymi pozwalającymi na symulację zachowania materiału wirnika w czasie stanów nieustalonych.

W badania opisanych w [28] autorzy skupili się na współpracy elektrowni ciepłych z irlandzkim systemem energetycznym, w którym jedną z dominujących ról mogą odegrać źródła wiatrowe, których praca uzależniona od warunków pogodowych powoduje dużą zmienność podaży produkowanej energii oraz przerywane jej dostawy do sieci. W związku z narastającym problemem, jednostki konwencjonalne muszą pełnić rolę bilansującą. Cykliczność ich pracy wzmagą intensyfikację zużycia zmęczeniowego i akumulację uszkodzeń. Opracowano zatem model, dzięki któremu możliwe jest prognozowanie trwałości zmęczeniowej i połączenie jej z kosztami utrzymania jednostki.

Intensyfikacja procesów zużycia i zniszczenia była też przedmiotem badań opisanych w [29]. Wymuszona przez funkcjonowanie systemu praca jednostek konwencjonalnych przy minimalnym obciążeniu może prowadzić do niekontrolowanego wzrostu temperatury poszczególnych elementów powodując tym samym wzrost zużycia pełzaniowego materiału. Powtarzająca się cyklicznie sytuacja wzmagą kumulację uszkodzeń, która dodatkowo nakłada się ze zjawiskiem zmęczenia niskocyklowego. Opisano również wpływ procesów na propagację pęknięć oraz wskazano potencjalne obszary ich występowania (elementy cienkościenne, przegrzewacze pary, parowniki).

Badania przedstawione w [30] dotyczą przede wszystkim aspektu ekonomicznego związanego z cykliczną pracą starszych jednostek węglowych. Autorzy przytaczają analizy związane z kosztami częstych uruchomień i odstawień sporządzone dla ponad 150 bloków, wśród których znajdowały się również obiekty długo eksploatowane. Zwrócono szczególną uwagę na możliwe do wprowadzenia systemy kontroli, które ułatwiają operatorom prowadzenie procesu uruchamiania, odstawiania i chłodzenia dla takich elementów jak przegrzewacz pary czy ekonomizer.

Innym opracowaniem, które również skupia się w głównej mierze na kosztach cyklicznej pracy bloków węglowych jest [31]. Do głównych obciążeń finansowych należą koszty rozruchu (związane z paliwem, emisją CO₂, instalacjami pomocniczymi, obsługą), koszty wymuszonych odstawień i koszty związane ze spadkiem sprawności w związku z pracą poniżej obciążenia nominalnego.

Problemy związane z regulacyjnym trybem pracy elektrowni ciepłych w brytyjskim systemie energetycznym zostały opisane w [32]. Przeanalizowano możliwości wytwórcze systemu dla czterech możliwych scenariuszy:

- scenariusz powolnej progresji, w którym zużycie węgla pozostaje na stałym poziomie (ok. 20% produkcji energii);
- scenariusz niskiej dostępności energii z elektrowni węglowych, w którym zużycie węgla jest zmniejszone ze względu na ograniczenia środowiskowe;
- scenariusz niskiej ceny gazu, w którym rozpatrzono reżimy pracy poszczególnych elektrowni, gdy ceny gazu są niższe od cen węgla;
- scenariusz zmniejszonej mocy elektrowni węglowych przy zwiększonym popycie, w którym zakłada się zamknięcie niektórych jednostek opalanych węglem przy rosnącym zapotrzebowaniu na energię.

Podkreślono rolę elektrowni szczytowo-pompowych zlokalizowanych w Szkocji dla stabilności pracy systemu wytwórczego.

W [33] obiektami badań w kontekście wzrostu elastyczności pracy były elektrownie gazowe i gazowo-parowe, elektrownie węglowe dużej mocy na parametry nadkrytyczne oraz mniejsze elektrownie węglowe na parametry podkrytyczne. Dokonano porównania czasu rozruchów ze stanów zimnych, ciepłych i gorących, a także poziomów emisji dla NO_x, CO i CO₂. Wskazano na konieczność rozwoju wiedzy w kontekście skracania okresów nagrzewania jednostek, obniżenia minimum technicznego i redukcji emisji zanieczyszczeń.

1.4. Cel i zakres podjętych badań

Głównym celem przeprowadzonych badań jest dobór sposobów eksploatacji oraz planowania badań diagnostycznych turbin pracujących w blokach klasy 200 MW. Przyczyni się to do zwiększenia bezpieczeństwa i obniżenie ryzyka ich dalszej eksploatacji w perspektywie kilkunastu lat pracy bloków jako źródeł bilansujących niedobory mocy w systemach energetycznych o dużym i ciągle rosnącym udziale niesterowalnych źródeł odnawialnych.

Zakres prowadzonych prac obejmował:

- określenie charakterystyki obecnej i przyszłej pracy KSE;
- opisanie roli bloków węglowych 200 MW w systemie, ich wskaźników eksploatacyjnych, aktualnego sposobu ich eksploatacji oraz zachodzących zmian;
- zidentyfikowanie problemów eksploatacyjnych i analizę awaryjności turbin;
- zdefiniowanie obszarów krytycznych turbiny i opracowanie metodologii służącej do oceny skutków zwiększonej elastyczności pracy uwzględniającej prognozowanie rozwoju takich zjawisk jak propagacja pęknięć i zużycie zmęczeniowo-pełzaniowe oraz zawiązanego z nimi ryzyka awarii;
- opracowanie sposobu optymalizacji rozruchów turbiny, wykorzystując algorytm bieżącej kontroli naprężeń;
- przeprowadzenie badań laboratoryjnych dotyczących anizotropii własności materiału dla stali wirnikowej pod kątem odporności na kruche pękanie;
- określenie optymalnych zakresów i okresów badań diagnostycznych i innych działań związanych z obsługą prewencyjną turbin na podstawie analizy ryzyka;
- opracowanie ogólnej strategii dalszej eksploatacji i utrzymania turbin.

2. CHARAKTRYSTYKA PRACY BLOKÓW ENERGETYCZNYCH

2.1. Bloki energetyczne w systemie

2.1.1. Jednostki wytwórcze centralnie dysponowane

W podsystemie wytwórczym KSE główną grupę stanowią jednostki wytwórcze centralnie dysponowane (JWCD). Należą do nich elektrownie wodne oraz większość elektrowni ciepłych (węglowych i gazowych). Są to źródła przyłączone do sieci przesyłowej lub sieci koordynowanej 110 kV, a dysponowanie produkcją energii pozostaje w gestii operatora systemu [1]. Mogą świadczyć one usługi [34]:

- generacji wymuszonej;
- regulacji pierwotnej;
- ARNE (automatycznej regulacji napięcia elektrowni);
- regulacji wtórnej (udział w rynku bilansującym);
- operacyjnej rezerwy mocy.

Do drugiej grupy zaliczają się jednostki wytwórcze nie będące jednostkami wytwórczymi centralnie dysponowanymi (nJWCD). Zalicza się do nich farmy wiatrowe i instalacje fotowoltaiczne, dla których sterowanie mocą jest znacznie ograniczone, elektrociepłownie pracujące w skojarzeniu (produkcja energii elektrycznej i ciepłej) oraz elektrownie przemysłowe. Produkcja energii w przypadku tych ostatnich zależy od aktualnego zapotrzebowania zakładu przemysłowego i jest silnie powiązana z wytwarzaniem ciepła lub pary technologicznej.

W tabeli 2.1 przedstawiono aktualną listę zasobów wytwórczych będących JWCD, udostępnianą co roku w raportach publikowanych przez PSE [35].

Tabela 2.1 Spis JWCD (stan na rok 2021)

Nazwa wytwórcy	Jednostki wytwórcze	Moc osiągalna
Węgiel kamienny		
PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A.	Dolna Odra B5	222
	Dolna Odra B6	222
	Dolna Odra B7	224
	Dolna Odra B8	232
	Opole B1	386
	Opole B2	383
	Opole B3	383
	Opole B4	380
	Opole B5	905
	Opole B6	905
Nowe Jaworzno Grupa TAURON Sp. z o.o.	Jaworzno 2 JWCD B7	910
Tauron Wytwarzanie S.A.	Jaworzno 3 B1	225
	Jaworzno 3 B2	225
	Jaworzno 3 B3	225
	Jaworzno 3 B4	225
	Jaworzno 3 B5	220
	Jaworzno 3 B6	225

Tabela 2.1 cd. Spis JWCD (stan na rok 2021)

Nazwa wytwórcy	Jednostki wytwórcze	Moc osiągalna
Węgiel kamienny		
Tauron Wytwarzanie S.A.	Łagisza B10	460
	Łaziska 3 B09	230
	Łaziska 3 B10	225
	Łaziska 3 B11	225
	Łaziska 3 B12	225
	Siersza B1	153
	Siersza B2	153
Veolia Energia Poznań S.A.	Karolin B2	100
	Karolin B3	112
ENEA Wytwarzanie Spółka z o.o.	Kozienice 1 B2	228
	Kozienice 1 B6	228
	Kozienice 1 B1	228
	Kozienice 1 B3	225
	Kozienice 1 B4	228
	Kozienice 1 B5	228
	Kozienice 1 B7	220
	Kozienice 1 B8	228
	Kozienice 2 B09	566
	Kozienice 2 B10	566
	Kozienice 2 B11	1075
	ENERGA Elektrownie Ostrołęka S.A.	Ostrołęka B B03
Ostrołęka B B01		230
Ostrołęka B B02		230
Enea Elektrownia Połaniec S.A.	Połaniec B1	225
	Połaniec B2	242
	Połaniec B3	242
	Połaniec B4	242
	Połaniec B5	242
	Połaniec B6	242
	Połaniec B7	239
PGE Energia Ciepła S.A.	Rybnik B3	225
	Rybnik B4	225
	Rybnik B5	225
	Rybnik B6	225
	Rybnik B7	225
	Rybnik B8	225
Węgiel brunatny		
PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A.	Bełchatów B02	370
	Bełchatów B03	380
	Bełchatów B04	380
	Bełchatów B05	380
	Bełchatów B06	394
	Bełchatów B07	390
	Bełchatów B08	390

Tabela 2.1 cd. Spis JWCD (stan na rok 2021)

Nazwa wytwórcy	Jednostki wytwórcze	Moc osiągalna
Węgiel brunatny		
PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A.	Bełchatów B09	390
	Bełchatów B10	390
	Bełchatów B11	390
	Bełchatów B12	390
	Bełchatów B14	858
	Turów B01	250
	Turów B02	250
	Turów B03	250
	Turów B04	261
	Turów B05	261
	Turów B06	261
	Turów B11	496
Zespół Elektrowni Pątnów-Adamów-Konin S.A.	Pątnów 1 B1	222
	Pątnów 1 B2	222
	Pątnów 1 B5	200
Elektrownia Pątnów II Sp. z o.o.	Pątnów 2 B9	474
Gaz ziemny		
Polski Koncern Naftowy ORLEN S.A.	Płock B01	630
	EC Włocławek B1	465
Elektrociepłownia Stalowa Wola S.A.	EC Stalowa Wola B12	450
PGNiG Termika S.A. EC Żerań 2	EC Żerań 2 B20	497
ZE PAK S.A.	Adamów B6*	600*
PGE Gryfino 2050 Sp. z o.o.	Dolna Odra Blok 10*	717*
	Dolna Odra Blok 9*	717*
CCGT Grudziądz Sp. z o.o.	Grudziądz bl 1*	575*
Veolia Energia Poznań S.A.	Karolin BG 1*	122*
CCGT Ostrołęka Sp. z o.o.	Ostrołęka C*	782*
Woda		
PGE Energia Odnawialna S.A.	Dychów H1	30
	Dychów H2	30
	Dychów H3	30
	Porąbka Żar H1	138
	Porąbka Żar H2	138
	Porąbka Żar H3	138
	Porąbka Żar H4	138
	Solina H1	68
	Solina H2	68
	Solina H3	31
	Solina H4	31
	Żarnowiec H1	195
	Żarnowiec H2	195
	Żarnowiec H3	195
	Żarnowiec H4	195

Tabela 2.1 cd. Spis JWCD (stan na rok 2021)

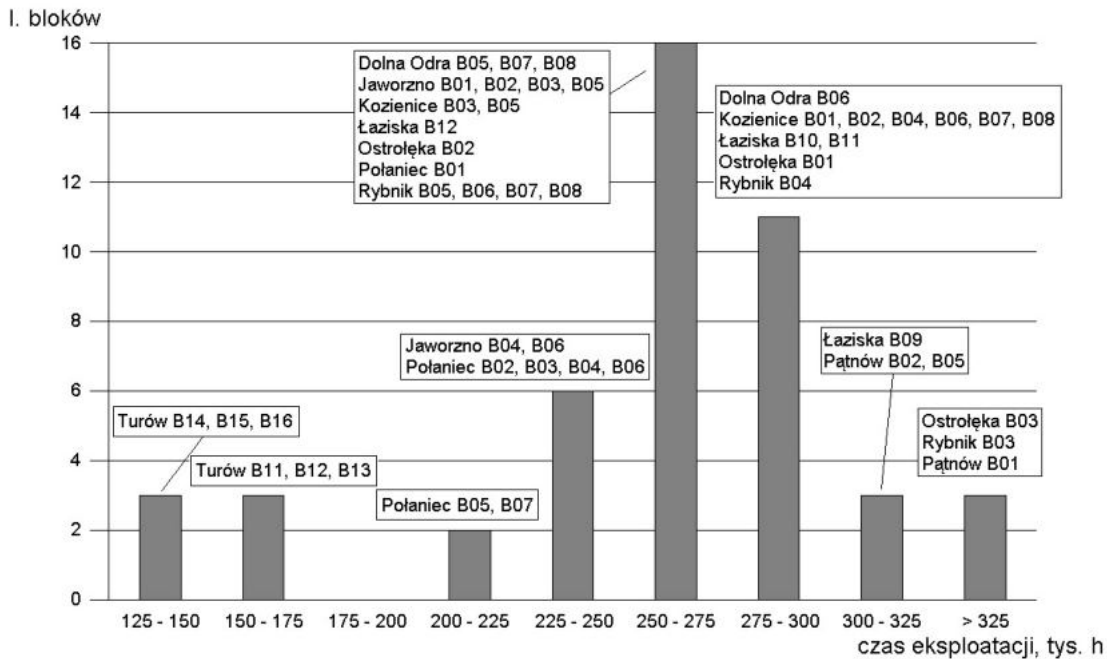
Nazwa wytwórcy	Jednostki wytwórcze	Moc osiągalna
Woda		
ENERGA Wytwarzanie S.A.	Żydowo H1	55
	Żydowo H2	55
	Żydowo H3	55

* jednostki, których rozpoczęcie eksploatacji jest planowane w ciągu najbliższych 5 lat

Bloki węglowe klasy 200 MW nadal pełnią znaczącą rolę w systemie. Obecnie funkcjonuje 47 takich bloków, a ich łączna moc osiągalna wynosi 10 854 MW (w 2023 r. planowane jest wyłączenie dwóch z nich o mocy 225 MW znajdujących się w Rybniku).

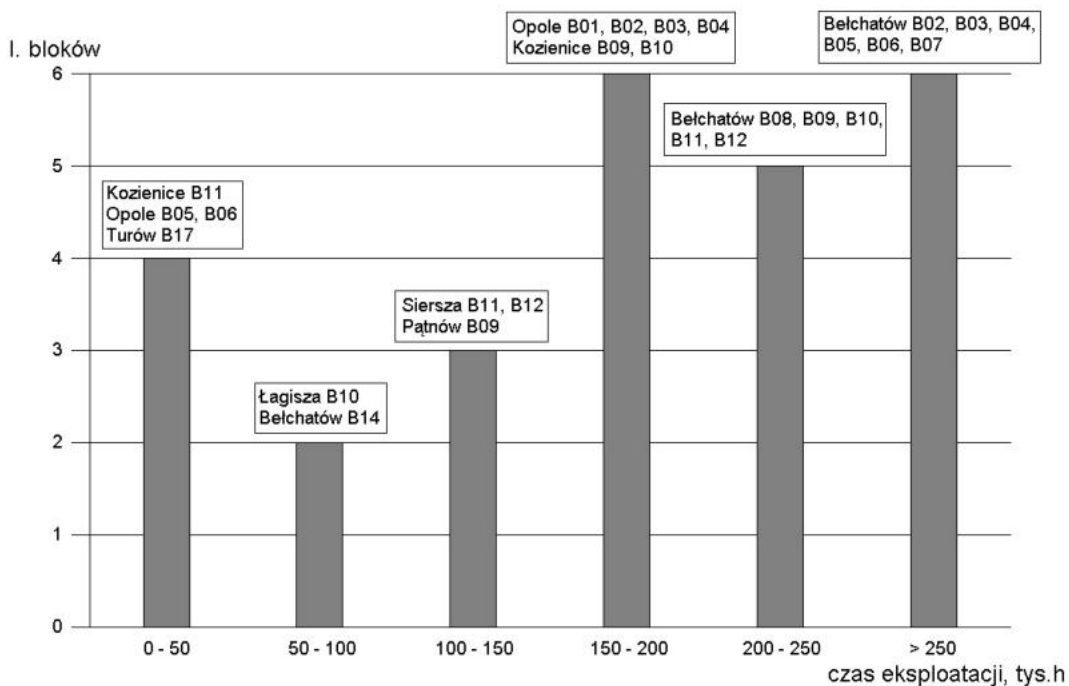
Za pierwotną konstrukcję instalowanych turbin parowych odpowiadały Zakłady Mechaniczne ZAMECH z Elbląga. Wyposażyły one elektrownie w Pątnowie, Łaziskach Górnych, Bogatyni (Turów), Jaworznie, Ostrołęce, Rybniku, Kozienicach, Nowym Czarnowie (Dolna Odra) i Połańcu, gdzie zainstalowano turbiny TK200, 13K200 i 13K215 [36]. Podczas kilkudziesięciu lat eksploatacji jednostki te przeszły liczne modernizacje, które umożliwiły spełnienie norm środowiskowych (emisyjnych) oraz podwyższenie mocy osiągalnej. Ich dalsze dofinansowanie wydaje się jednak obecnie niemożliwe, więc podejmowane działania odnośnie optymalizacji eksploatacji powinny mieć charakter „budżetowy”. Koncerny energetyczne, do których należą omawiane źródła, borykają się z poważnymi problemami związanymi z ich ubezpieczeniem w korzystnej cenie, czy pozyskaniem dla nich inwestorów. Dodatkowym ciosem będzie ograniczenie możliwości pełnienia usług na rynku mocy. W związku z tymi problemami pojawiła się koncepcja wydzielenia aktywów węglowych należących do spółek skarbu państwa i utworzenia Narodowej Agencji Bezpieczeństwa Energetycznego (NABE) opartej na już istniejącej spółce PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A [37]. Skupiłaby ona 70 jednostek węglowych, które byłyby finansowane w taki sposób, aby utrzymać ich eksploatację bez inwestycji w nowe źródła. Dzięki temu uwolnione od konwencjonalnych obiektów koncerny mogłyby rozwijać się w kierunku OZE i nowych technologii. Warto zaznaczyć, że powstawanie NABE jest procesem długotrwałym, który również musi zostać pozytywnie zaopiniowany przez Unię Europejską.

Na rys. 2.1 przedstawiono czas funkcjonowania od momentu uruchomienia do końca 2021 r. dla analizowanych bloków klasy 200 MW [38]. Większość jednostek przekroczyła już 200 000 h pracy, co pierwotnie było uznawane za maksymalny okres eksploatacji. Większość aktywów węglowych przekroczyła wiek 30 lat [25]. Obecnie uznaje się, że mogą one bezpiecznie pracować znacznie dłużej, co widoczne jest na wykresie. Do najdłużej eksploatowanych obiektów należą bloki w Łaziskach, Pątnowie, Ostrołęce i Rybniku. Elektrownia Turów z kolei charakteryzuje się najkrótszym czasem eksploatacji. Wynika to z gruntownych modernizacji, które przeprowadzono w latach 1998-2004, po których bloki B01-B06 otrzymały nowe oznaczenia B11-B16, a ich czas pracy naliczany jest od tego momentu.



Rys. 2.1 Czas eksploatacji poszczególnych bloków węglowych klasy 200 MW (do końca 2021 r.) [38]

Podobną analizę wiekową przeprowadzono również dla innych jednostek węglowych, co przedstawiono na rys. 2.2 [38]. Inwestycje przeprowadzone w ostatnich latach o najkrótszych okresach eksploatacji (do 100 tys. h) to bloki w elektrowni Kozienice (1075 MW), Opolu (2x905 MW), Turów (496 MW) i Bełchatów (858 MW). Blok B10 w Łagiszy (460 MW) oddany do użytku w 2009 r. również charakteryzuje się stosunkowo krótkim czasem pracy ze względu na niższy wskaźnik dyspozycyjności oraz zwiększoną awaryjność. Do obiektów z najdłuższą historią eksploatacji zaliczyć można bloki o mocach 370-394 MW zlokalizowane w Bełchatowie.



Rys. 2.2 Czas eksploatacji pozostałych bloków węglowych (do końca 2021 r.) [38]

2.1.2. Rola turbin parowych w regulacji mocy i częstotliwości sieci elektroenergetycznej

Z powodu zmian jakie zachodzą w sieci elektroenergetycznej, mogących doprowadzić do zaburzenia funkcjonowania systemu, potrzebna jest szybka reakcja jednostek wytwórczych. Jeżeli wartość częstotliwości w sieci, zmieni się w stosunku do znamionowej wynoszącej 50 Hz o więcej niż ± 20 mHz, następuje reakcja ze strony współpracujących bloków w formie tzw. regulacji pierwotnej. Polega ona na ustabilizowaniu częstotliwości na danym poziomie przy wykorzystaniu regulatorów prędkości obrotowej turbin [39]. Jest to pierwsza, najszybciej działająca forma regulacji, której czas reakcji osiąga wartości nawet kilkusekundowe [40]. Wymagana zmiana obciążenia turbozespołów, które pracują w sposób równoległy na sieć wyizolowaną zostanie rozdzielona pomiędzy te turbozespoły. Zmiana mocy jaką można osiągnąć w taki sposób sięga 5% mocy znamionowej.

Opisywana zmiana warunków pracy może zostać przedstawiona przy użyciu statycznej charakterystyki regulacji obrotów definiowanej przez stopień niejednostajności regulacji δ_r (wynoszący ok. 4-6%) opisany wzorem [41]:

$$\delta_r = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_0} \quad (2.1)$$

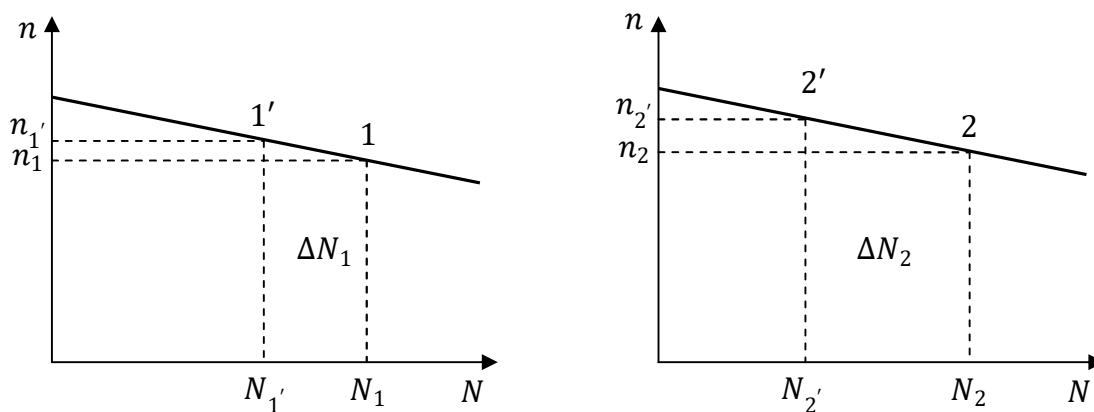
gdzie:

n_{max} – prędkość obrotowa na biegu luzem;

n_{min} – prędkość obrotowa dla maksymalnej mocy trwałej turbiny;

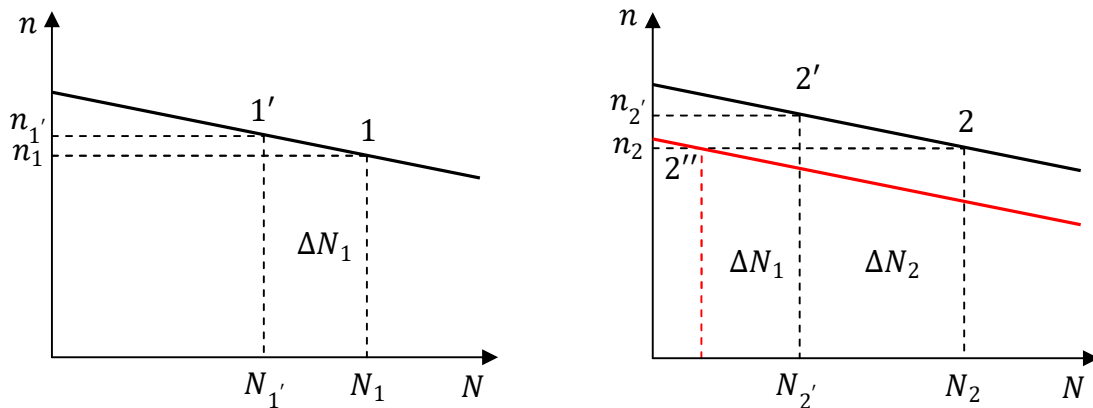
n_0 – prędkość znamionowa.

Rys. 2.3 przedstawia proces przebiegu regulacji pierwotnej dla dwóch współpracujących turbozespołów na statycznej charakterystyce regulacji obrotów.



Rysunek 2.3 Przebieg regulacji pierwotnej dla dwóch turbozespołów pracujących na sieć wyizolowaną: n-obroty, N-moc

Po kilkudziesięciu sekundach od zadziałania regulacji pierwotnej, rozpoczyna się proces regulacji wtórnej, który trwa zazwyczaj kilkanaście minut [40] i jest realizowany przez jednostki dedykowane, których działanie umożliwi przejście całej zmiany obciążenia w danej chwili. Regulacja wtórna polega na zmianie statycznej charakterystyki obrotów poprzez jej przesunięcie równoległe do pierwotnej prostej lub poprzez jej zmianę kąta nachylenia [41]. Efektem jest utrzymanie częstotliwości znamionowej w sieci. Rys. 2.4 przedstawia schematycznie proces regulacji wtórnej, którą przejmują turbozespoły nr 2.



Rys. 2.4 Przebieg regulacji wtórnej dla drugiego z turbozespołów pracujących na sieć wyizolowaną: n- obroty, N- moc

W sytuacji utrzymywania się wahania sieci w okresie przekraczającym 15 minut, operatorzy systemu przesyłowego zobowiązani są do wdrożenia regulacji trójnej, której działanie nie przekracza godziny. Po tym okresie rolę polegającą na regulacji powinien przejść podmiot odpowiedzialny za bilansowanie systemu elektroenergetycznego [40]. Operator Systemu Przesyłowego wypracowuje punkt pracy, który jest przekazywany konkretnej jednostce wytwórczej. Wokół danego punktu określającego moc bazową turbozespołu odbywa się działanie regulacji pierwotnej i wtórnej [41].

Usługa regulacji pierwotnej jest uruchamiana bezpośrednio przez dostawcę energii, którego zadaniem jest kontrolowanie częstotliwości sieci i uruchomienie odpowiednich procedur na wypadek jej zmian (dotyczy to miejsca przyłączenia danej jednostki wytwórczej). W przypadku świadczenia usługi regulacji wtórnej wytwórca kontaktują się z operatorem systemu przesyłowego, który odpowiada za rozdzielenie wymaganej zmiany mocy pomiędzy poszczególne jednostki. Regulacja trójna, w przeciwieństwie do pozostałych dwóch, nie należy do usług świadczonych na rynku regulacyjnym, tylko na rynku bilansującym. Jej aktywacja odbywa się po wygraniu aukcji koordynowanej przez operatora systemu przesyłowego.

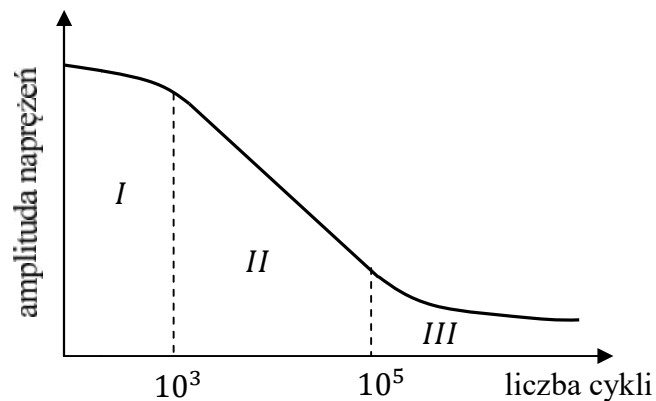
2.2. Warunki pracy i trendy ich zmian

2.2.1. Zmienne warunki pracy i praca w stanie quasi-ustalonym

W przypadku maszyn i urządzeń pracujących w konwencjonalnych ciepłych blokach energetycznych, zmienne warunki pracy dotyczą takich procesów jak rozruch, odstawienie czy zmiana obciążenia. Związane są one z pojawieniem się lub modyfikacją zewnętrznych obciążeń wśród których wyróżnia się obciążenia powierzchniowe (pochodzące od podwyższonego ciśnienia czynnika roboczego), masowe (pochodzące od bezwładności wirującej masy własnej wirnika) i termiczne (związane z procesem nagrzewania generującym pojawienie się różnicy temperatur pomiędzy poszczególnymi obszarami) [42]. Największe wzrosty naprężeń pojawiają się podczas rozruchów oraz są one zależne w głównej mierze od szybkości nagrzewania elementów i temperatury początkowej materiału.

Zmienne stany obciążenia sprzyjają intensyfikacji procesu zmęczenia, które polega na osłabieniu zdolności do przenoszenia obciążeń i w konsekwencji do zniszczenia elementów przy naprężeniach znacznie niższych niż wynikające z własności wytrzymałościowych.

Pojawienie się amplitudy naprężeń stanowi cykl w procesie zmęczeniowym. Liczba cykli powodujących zniszczenie wynika z wykresów Wöhlera (rys. 2.5), które przygotowywane są dla poszczególnych rodzajów materiałów.

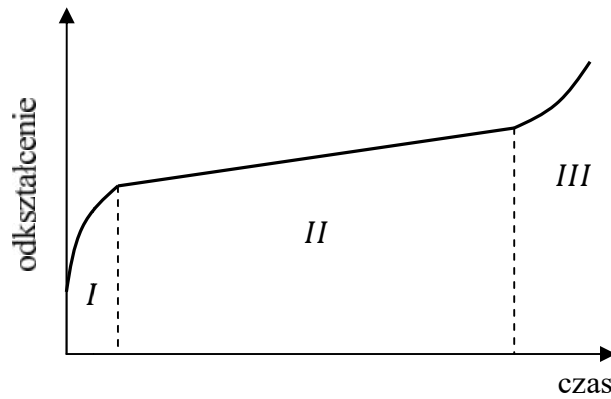


Rys. 2.5 Krzywa Wöhlera z zaznaczonymi obszarami wytrzymałości: I- quasi-statycznej, II- niskocyklicznej, III- wysokocyklicznej

Duże amplitudy naprężeń wywołują zniszczenie materiału przy mniejszej liczbie cykli. Takie zjawisko nazywane jest zmęczeniem niskocyklowym i jest charakterystyczne dla rozruchów i zmian obciążeń maszyn energetycznych. Zmęczenie wysokocyklowe objawia się przy niższych poziomach amplitud, jednak w tym przypadku liczba cykli do zniszczenia jest znacznie większa. Taki rodzaj zużycia występuje np. w przypadku drgań. Skutkiem działania procesu zmęczenia jest najczęściej pojawienie się pęknięć w obszarach gdzie dochodzi do największych wahań naprężeń, takich jak np. rowki cieplne, wręby łopatkowe czy otwory centralne wirników.

Po przeprowadzonym rozruchu czy zmianie obciążenia dochodzi do ustabilizowania się warunków pracy i maszyna przechodzi w tzw. stan quasi-ustalony. Zmiany obciążeń zewnętrznych są pomijalnie małe, a poziom naprężeń ulega wyrównaniu, głównie z uwagi na zmniejszenie naprężeń termicznych związanych z przepływem ciepła. W takich warunkach dochodzi do pojawienia się zjawiska pełzania, które stanowi zagrożenie dla obiektów pracujących w podwyższonych temperaturach. Pełzaniem materiału nazywa się proces, podczas którego następują zmiany odkształceń przy niezmiennych obciążeniach zewnętrznych [42]. Zachowanie się materiałów konstrukcyjnych w warunkach pełzania opisują tzw. krzywe pełzaniowe obrazujące zależność odkształcenia od czasu przy stałym naprężeniu (rys. 2.6). Kształt krzywych pełzania zależy również od temperatury pracy.

W blokach energetycznych pełzanie materiału może doprowadzić do poważnych uszkodzeń. Dla turbin parowych może stanowić ono realne zagrożenie dla bezpieczeństwa pracy oraz być przyczyną kosztownych awarii [43]. Dzieje się tak dlatego, że długotrwały proces pełzania powoduje zmianę struktury stali prowadzącą do utraty własności mechanicznych i wzrostu kruchości. Przykładem innych groźnych skutków pełzania jest zmniejszenie luzów konstrukcyjnych ponad wartość dopuszczalną. Może to spowodować zatarcie w wyniku redukcji luzu wierzchołkowego w stopniu turbiny. Kontrola wymiaru szczeliny nadłopatkowej może posłużyć do wyznaczania dopuszczalnego czasu pracy. Odkształcenie łopatek powoduje również pogorszenie sprawności maszyny na skutek nieszczelności.

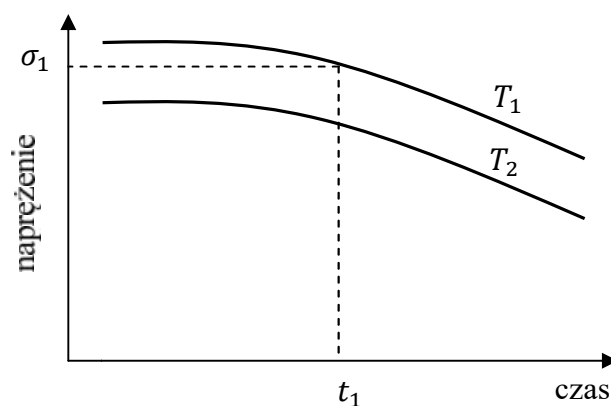


Rys. 2.6 Krzywa pełzania z zaznaczonymi obszarami: I- zmniejszenie prędkości odkształcania, II- pełzanie z minimalną ustaloną prędkością, III- wzrost prędkości odkształcania

Sytuacją powiązaną z pełzaniem, uniemożliwiającą dalszą eksploatację obiektu, jest również utrata odpowiedniego połączenia wciskowego, np. pomiędzy tarczą wirnikową, a wałem turbiny. Połączenie wciskowe jest projektowane dla określonej wartości różnicy promieni dwóch elementów. W momencie pojawienia się odkształceń spowodowanych pełzaniem dochodzi do jej zmniejszenia, a połączenie traci swoje właściwości (nie jest przenoszony moment obrotowy z tarczy wirnikowej na wał turbiny).

Pełzanie materiału może ograniczyć dyspozycyjność turbiny również ze względu na zmniejszenie szczelności połączeń śrubowych. Wynika to z odkształcenia niesprężystego śrub, czemu towarzyszy relaksacja (zmniejszenie naprężenia przy stałych obciążeniach zewnętrznych). Aby wymagana szczelność została zachowana, należy okresowo dokręcać połączenia pracujące w podwyższonych temperaturach.

Wyznaczenie dopuszczalnego czasu pracy materiału w warunkach pełzania jest niezwykle istotne w kontekście planowania dalszej eksploatacji oraz remontów. Korzystając z odpowiednich wykresów opracowanych dla poszczególnych materiałów konstrukcyjnych (rys. 2.7) możliwe jest wyznaczenie czasu krytycznego przy danym poziomie naprężeń lub naprężenia dopuszczalnego dla planowanego horyzontu czasowego.



Rys. 2.7 Naprężenia dopuszczalne w warunkach pełzania

Druga grupa metod służących do szacowania maksymalnego czasu eksploatacji bazuje na maksymalnej wartości odkształcenia lub jego dopuszczalnej prędkości. Kryterium zniszczenia dla dopuszczalnego odkształcenia przyjmuje postać nierówności [43]:

$$\varepsilon \leq \varepsilon_{dop} \quad (2.2)$$

a dla dopuszczalnej prędkości odkształcenia:

$$\dot{\varepsilon} \leq \dot{\varepsilon}_{dop} \quad (2.3)$$

Metoda ta dobrze sprawdza się przy kontroli wymaganych luzów. Gdy dany luz konstrukcyjny niebezpiecznie maleje, jest to sygnał do podjęcia działań zapobiegających uszkodzeniu.

2.2.2. Praca w trybie regulacyjnym

Elastycznością źródła wytwórczego nazywa się jego zdolność do zmiany dostarczanej do systemu mocy. Bloki węglowe posiadają umiarkowany poziom elastyczności z uwagi na wymagany czas rozruchu, niskie tempo przyrostu mocy czy też stosunkowo wysokie minimum techniczne [1]. Mimo potencjalnych problemów okazuje się, że zmiana ich reżimu pracy w kierunku silnie zmiennego i bilansującego zapotrzebowanie jest szansą utrzymania się na rynku producentów energii. Do pełnienia funkcji regulacyjnej zostały wybrane źródła o mocy 100-360 MW, a w szczególności bloki klasy 200 MW z uwagi na ich dominującą liczbę w systemie. Są to jedyne źródła konwencjonalne mogące odgrywać taką rolę, z uwagi na to, że nowo wybudowane bloki zasilane węglem to jednostki o dużo większej mocy (nawet 1000 MW), których praca przy niższych obciążeniach nie jest uzasadniona pod względem ekonomicznym i technicznym oraz których poziom elastyczności jest jeszcze niższy. Zmiana charakterystyki pracy bloków klasy 200 MW była przedmiotem badań realizowanych w programie „Bloki 200+” nadzorowanym przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (NCBiR) w latach 2018-2022. Efektem programu było opracowanie technologii umożliwiającej funkcjonowanie bloków jako źródeł szczytowo-rezerwowych, podszczytowych lub regulacyjnych. Głównymi założeniami elastycznej eksploatacji bloków były [44]:

- częstsze uruchomienia z różnych stanów cieplnych, również ze stanu zimnego (od 50 do nawet 300 w ciągu roku),
- wzrost nieregularności pracy (kilkudniowe przerwy między rozruchami, skrócenie czasu pracy do 1500 h/rok),
- skrócenie czasu rozruchu (szybsze nagrzewanie i zwiększone tempo naboru mocy do ok. 9 MW/min),
- częstsza praca przy niepełnym obciążeniu, szybkie zrzuty mocy,
- obniżenie minimum technicznego (do 40% mocy nominalnej).

Nowy reżim pracy wpływa na pogorszenie warunków eksploatacji względem przewidywanych na etapie projektowania [45]. Każdy przeprowadzony rozruch powoduje pojawienie się nowych cykli zmęzeniowych wpływających na zużycie poszczególnych elementów oraz zwiększone tempo propagacji istniejących pęknięć. Trwałość materiału i jego

odporność na proces zmęczenia jest ograniczona. Zgodnie z wykresem Wöhlera w przypadku cykli o wysokich amplitudach naprężeń spada ich liczba potrzebna do zniszczenia. Przyspieszenie procesów rozruchowych powoduje pogorszenie sytuacji, z uwagi na silną korelację między amplitudami naprężeń i tempem nagrzewania. Może to doprowadzić do poważnych uszkodzeń i wyeliminowania jednostki z systemu wytwórczego.

Obniżenie mocy poniżej wielkości nominalnej stwarza warunki korzystne dla działania erozji, objawiającej się na krawędziach łopatek części niskoprężnej turbiny. Wynika to z przepływu nawrotnego pary nasyconej z powrotem do układu przepływowego oraz atakowaniem krawędzi łopatki przez wykroploną wodę [46]. Kondensat, który pojawił się na skutek obniżenia temperatury pary poniżej linii nasycenia, ma tendencję do osadzania się na łopatkach kierowniczych, a następnie jest porywany przez przepływającą parę, która nie uległa wykropleniu. Porywane przez czynnik roboczy kropelki wody przemieszczają się w kierunku łopatek wirnika. Materiał poddawany takim uszkodzeniom charakteryzuje się specyficzną strukturą. Widoczna jest chropowatość powierzchni z dostrzegalnymi ubytkami materiału. Działaniem ochronnym podejmowanym w celu zabezpieczenia materiału przed erozyjnymi procesami niszczącymi jest stosowanie specjalnych nakładek na obszary szczególnie narażone. Krawędzie łopatek mogą być również zabezpieczone poprzez zastosowanie procesu hartowania. Do bardziej innowacyjnych metod w tym zakresie należą zabiegi polegające na natryskiwaniu specjalnych powłok ochronnych lub napawanie laserowe zabezpieczeń stelitowych. Pomiarów skutków erozji przez wiele lat bazowały na wykonywaniu odcisków, a następnie wykorzystywano suwmiarki. Dokładność tego rodzaju działań była zatem ograniczona. Rozwój technologii sprawił, że obecnie możliwe jest wykonywanie specjalnych scanów za pomocą skanera 3D, a następnie zrzut obrazu do specjalistycznego oprogramowania. Umożliwia to odnalezienie nawet drobnych ubytków, a także przeprowadzenie obliczeń numerycznych, które ukazują wpływ procesów zniszczenia na rozkład naprężeń w łopatce [47].

Innym stanem nadzwyczajnym jest praca z minimalnymi obciążeniami. Taka sytuacja jest najgroźniejsza dla kotła, jednak w turbozespolu również zauważa się jej skutki [48]. Pierwotnie minimalne obciążenie występowało w czasie wykonywania testów po przeprowadzonych remontach (praca na biegu luzem lub przy kilkumegawatowej produkcji energii) lub w momencie zrzutu mocy po odłączeniu generatora od sieci elektroenergetycznej (turbina pracuje wówczas jedynie na potrzeby własne bloku). W nowym reżimie pracy, bloki węglowe będą pracować z mniejszą mocą niemal cały czas. Jako bezpieczny dopuszczalny poziom obciążenia uznaje się ok. 40-60% mocy znamionowej. Bezwzględna wartość to z kolei 10% strumienia pary wylotowej z części niskoprężnej, gdyż w innym przypadku może dojść do wzrostu temperatury czego konsekwencją są uszkodzenia łopatek (np. ich deformacja, pęknięcia).

Dodatkowym aspektem pracy regulacyjnej jest zwiększona liczba postojów, wśród których rozróżnia się [49]:

- postoje krótkie– charakterystyczne przy zwiększonej elastyczności eksploatacji, maksymalnie kilkudniowe, wynikające z dyspozycji KSE;
- postoje średnie– kilkutygodniowe, realizowane najczęściej na potrzeby remontowe;
- postoje długie– trwające kilka miesięcy;
- odstawienia– postój półroczny lub dłuższy.

Podczas postojów urządzenia w obiegu siłowni parowej narażone są na występowanie tzw. korozji postojowej. Jest ona powodowana przez zalegające w układzie przepływowym zanieczyszczenia, szczególnie wtedy, gdy odwodnienia nie działają w prawidłowy sposób. W momencie gdy na hali maszynowej występują wahania temperatury, para wodna znajdująca się m.in. w układzie przepływowym może ulec wykropleniu. Korozja postojowa jest procesem elektrochemicznym związanym z powstawaniem ogniwa galwanicznego. Wykroplony film wodny stanowi elektrolit, który jest czynnikiem przewodzącym [50]. Najbardziej zagrożonymi obszarami, na których uwidaczniają się skutki korozji postojowej są wirniki i kadłuby w miejscach podłączenia upustów i systemów odwadniających, gdzie często dochodzi do powstawania osadów z zanieczyszczeń zawierających chlorki [42]. Wynika to z faktu, że mimo przestrzegania w obiegach parowych ścisłego reżimu odnośnie wysokiej czystości czynnika obiegowego, nie jest możliwe całkowite pozbycie się wszelkich zanieczyszczeń.

Brak odpowiedniej konserwacji maszyn i urządzeń w czasie postojów objawia się również w postaci korozji naprężeniowej i pękania korozyjnego. Zjawiska te ujawniają się dopiero po ponownym uruchomieniu instalacji. W czasie odstawień część zanieczyszczeń zalega w mikroszczelinach, wżerach czy rowkach. Zanieczyszczeniami stanowiącymi szczególne zagrożenia dla stali wirnikowej są chlorki, których koncentrację dostrzega się w części niskoprężnej turbiny (ze względu na obecność pary mokrej). Rozwieranie pęknięć przez naprężenia rozciągające w okresie eksploatacji, umożliwia dostawanie się zanieczyszczeń głębiej, w kierunku wierzchołka pęknięcia. Materiał w tym obszarze jest nie tylko poddawany dużo większym naprężeniom, ale również dodatkowo osłabiany w wyniku działania korozji. Korozja naprężeniowa dotyczy obszarów pracujących pod naprężeniem rozciągającym i stanowi problem we wrębach łopatkowych, przy otworach odciążających, na piastach tarcz wirnikowych i w rowkach wpustowych [42,51]. Działania ochronne są podejmowane szczególnie przed dłuższymi (kilkunasto lub kilkudziesięciodniowymi) postojami. Zabezpieczenie turbiny parowej na czas postoju obejmuje [49]:

- odpowiednie odstawienie, przeprowadzone zgodnie z opracowaną procedurą, co zminimalizuje ryzyko kondensacji wody w układzie przepływowym;
- konserwację suchą, powodującą obniżenie poziomu wilgotności względnej w układzie;
- zastosowanie lotnych inhibitorów korozji, opierające się na doborze odpowiednich środków chemicznych, najczęściej stosowane przy postojach średnich lub długich.

2.3. Aktualne sposoby eksploatacji turbin

2.3.1. Rozruchy ze stanów zimnych, ciepłych i gorących

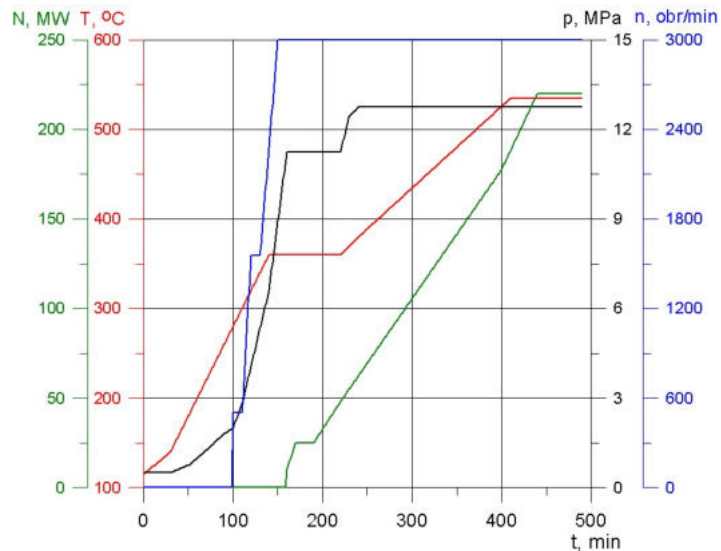
Rozruch bloku energetycznego jest jednym ze stanów przejściowych jakie występują podczas eksploatacji maszyn i urządzeń energetycznych. Charakteryzuje się on dużym stopniem złożoności ze względu na konieczność koordynacji wielu obiektów równocześnie oraz wiedzy dotyczącej ich wzajemnego wpływu na siebie. Podczas rozruchu turbiny następuje równoczesna kumulacja kilku procesów nieustalonych związanych z nagrzewaniem, obciążeniem powierzchniowym, wzrostem obrotów, zmiennym strumieniem pary wodnej i możliwością wystąpienia drgań. Aby zapewnić bezpieczeństwo oraz odpowiedni poziom kontroli (na tyle ile jest to możliwe), producenci maszyn dostarczają specjalnie opracowane charakterystyki rozruchowe oraz listy kontrolne, które uwzględniają

kolejność wykonywania niezbędnych działań [52]. Pierwszym uruchamianym urządzeniem jest kocioł, który musi zapewnić produkcję czynnika roboczego (pary wodnej). Następnie nagrzewana jest instalacja doprowadzająca parę. Rozruch turbiny liczony jest od momentu wzrostu obrotów do osiągnięcia wymaganej mocy. Początkowo parametry pary wpływającej do układu przepływowego są niższe od znamionowych [53].

Przed rozpoczęciem procesu nagrzewania włączany jest układ olejowy zapewniający odpowiednie smarowanie łożysk. Następnie włączana jest obracarka. Wirnik powinien znajdować się na obracarce odpowiednio wcześniej przed rozpoczęciem procedury rozruchowej. Dotyczy to szczególnie sytuacji, gdy nie odnotowano jego ustabilizowanego stanu termicznego (np. po niedawnym odstawieniu bloku) [52]. Wyłączenie obracarki powinno odbyć się zgodnie ze wskazaniem producenta lub osób doświadczonych, aby nie doszło do odkształcenia poszczególnych elementów pod wpływem naprężeń termicznych generowanych dużymi różnicami temperatur.

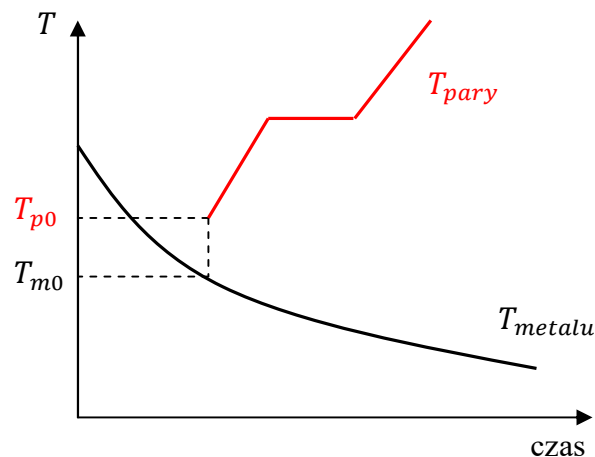
Zwyczajowo rodzaje rozruchów wyróżniane są na podstawie początkowego stanu cieplnego metalu, który może być stanem zimnym, ciepłym lub gorącym. Biorąc pod uwagę bloki klasy 200 MW przyjmuje się, że stan zimny występuje po co najmniej 50 godzinach od poprzedniego odstawienia. Stan ciepły utrzymuje się dla bloku odstawionego między 8 a 50 godzin wcześniej. W stanie gorącym z kolei znajdują się bloki, które zostały odstawione na 8 lub mniej godzin przed kolejnym rozruchem [54]. Niektórzy eksperci z zakresu eksploatacji bloków konwencjonalnych, posługują się temperaturą kadłuba turbiny części wysokoprężnej jako kryterium rozróżniającym poszczególne rodzaje rozruchów. Gdy temperatura ta jest niższa od 150°C to rozruch odbywa się ze stanu zimnego, jeśli pomiędzy 150°C-350°C ze stanu ciepłego, a jeśli powyżej 350°C ze stanu gorącego. Warto zaznaczyć, że mimo dostępnych kryteriów podział rozruchów jest kwestią umowną.

Cechą charakterystyczną rozruchów ze stanu zimnego jest stosunkowo niska temperatura metalu. Prowadzi to do wyższych naprężeń, na które szczególnie narażone są elementy grubościennne. Aby zachować zatem bezpieczeństwo eksploatacji i uniknąć uszkodzeń pod kątem wytrzymałościowym, rozruchy takie przeprowadzane są odpowiednio długo. Dodatkowo należy mieć również na uwadze, że mają one miejsce często po dłuższym postoju bloku, co implikuje konieczność przeprowadzenia kontroli obiektów pod kątem nieprawidłowości w kontekście np. systemów kontroli czy skutków działania korozji postojowej. Rys. 2.8 przedstawia krzywe rozruchowe ze stanu zimnego dla turbiny klasy 200 MW.



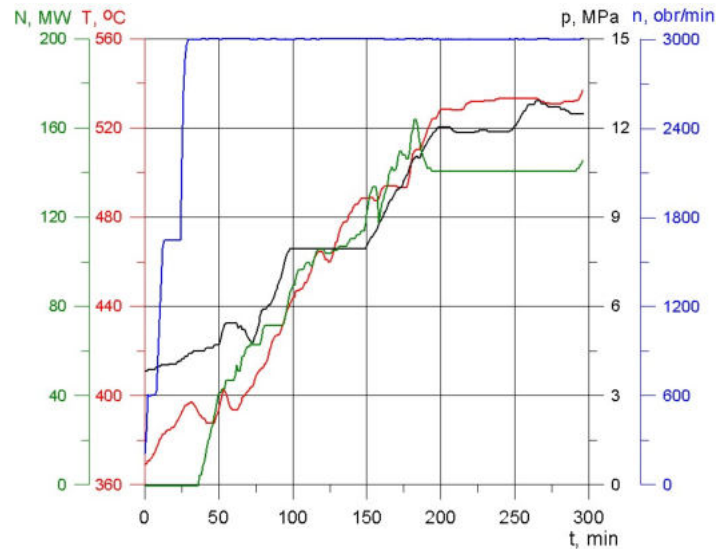
Rys. 2.8 Krzywe rozruchowe ze stanu zimowego: T - temperatura pary świeżej, p - ciśnienie pary świeżej, N - moc turbiny, n - prędkość obrotowa

W przypadku rozruchów ze stanu ciepłego i gorącego sytuacja jest bardziej skomplikowana ze względu na brak dokładnej wiedzy o początkowym rozkładzie temperatury w obiekcie. W zależności od czasu trwania postoju stan cieplny turbiny może być różny. Dodatkowo warunki chłodzenia w czasie postoju również mogą nie być takie same nawet w obiektach tego samego typu. Wynika to między innymi z różnych rozwiązań konstrukcyjnych. Może zatem wystąpić znacząca rozbieżność temperatur po takim samym czasie postoju, np. temperatura obszarów peryferyjnych wirnika części wysokoprężnej po 4 dniach chłodzenia może wynosić od ok. 120°C do 200°C [55]. Kluczowymi obszarami są rejony wlotowe, które podczas procesu nagrzewania mają bezpośredni kontakt z parą wlotową. Istnieje możliwość przeprowadzenia analiz, których wynikiem są krzywe stygnięcia wyznaczone dla poszczególnych elementów. Ułatwiają one wstępne oszacowanie stanu cieplnego turbiny przed jej rozruchem oraz optymalne dobranie temperatury początkowej pary, aby nie wywołać zbyt dużych naprężeń termicznych, przy jednoczesnym zapewnieniu odpowiedniego tempa nagrzewania. Na rys. 2.9 schematycznie przedstawiono proces chłodzenia metalu oraz wzrostu temperatury pary podczas rozruchu.

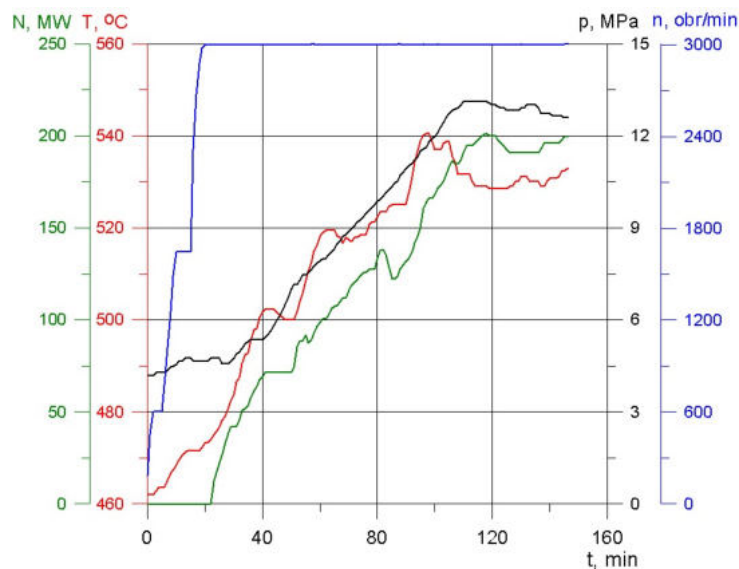


Rys. 2.9 Proces stygnięcia metalu i przyrostu temperatury pary podczas rozruchu, T_{p0} – początkowa temperatura pary, T_{m0} – początkowa temperatura metalu

Wyższa temperatura początkowa pary nawet o połowę skraca czas rozruchów ze stanu ciepłego i gorącego w porównaniu z czasem trwania rozruchów zimnych. Widoczne jest to na rys. 2.10 i 2.11. Przedstawiają one rzeczywiste przyrosty poszczególnych parametrów, zgodnie z którymi przeprowadzane były uruchomienia bloku klasy 200 MW.



Rys. 2.10 Rzeczywiste krzywe rozruchowe ze stanu ciepłego: T - temperatura pary świeżej, p - ciśnienie pary świeżej, N - moc turbiny, n - prędkość obrotowa



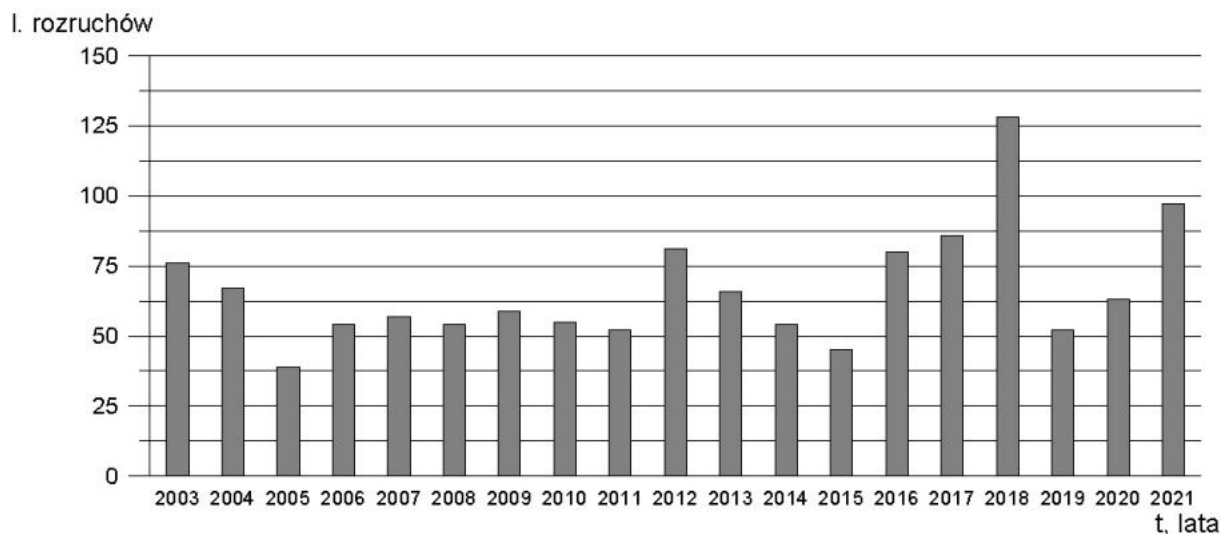
Rys. 2.11 Rzeczywiste krzywe rozruchowe ze stanu gorącego: T - temperatura pary świeżej, p - ciśnienie pary świeżej, N - moc turbiny, n - prędkość obrotowa

Problemem jaki występuje podczas rozruchów maszyn wirujących, w tym również turbin parowych, jest konieczność przejścia przez krytyczne prędkości obrotowe, które powinny zostać zmierzone w czasie pierwszego uruchomienia. Moment ten objawia się wzmożonymi drganiami. Przez obszar niebezpieczny turbina powinna być poprowadzona szybko, aby nadmierne drgania nie utrzymywały się długo. Dodatkowo podczas naboru prędkości istnieje możliwość zmniejszenia drgań maszyny poprzez zatrzymanie przyrostu na danym poziomie na dłuższy odcinek czasu. Najważniejszymi parametrami kontrolowanymi

w czasie rozruchów są temperatura oraz wydłużenia wirnika, które nie mogą przekroczyć wartości dopuszczalnej. Istotnym parametrem, który może stanowić symptom awarii jest temperatura łożysk. Po osiągnięciu prędkości 3000 obr/min turbozespół jest gotowy do synchronizacji z systemem elektroenergetycznym. Prędkość obrotowa jest stale kontrolowana, aby możliwa była szybka reakcja w przypadku pojawienia się nadobrotów [52].

Odstawienie bloku odbywa się poprzez zamknięcie zaworów regulacyjnych i zmniejszenie parametrów pary na wlocie. Osiągane jest obciążenie minimalne i następuje całkowite odcięcie dopływu pary. W tym czasie obroty turbiny zaczynają stopniowo spadać, aby na końcu osiągnąć prędkość obrotową obracarki.

Na rys. 2.12 przedstawiono szacowaną maksymalną liczbę rozruchów pojedynczego bloku klasy 200 MW w poszczególnych latach. Informacje takie mogą być pozyskane z katalogów parametrów niezawodnościowych [38], w których raportowana jest liczba odstawień poszczególnych jednostek do rezerwy oraz liczba odstawień awaryjnych. Najwięcej z nich (blisko 130) wystąpiło w 2018 r. dla jednego z bloków w elektrowni Połaniec. Spodziewane jest utrzymanie się tendencji wzrostowej z ostatnich lat. W sytuacji wymuszenia większej elastyczności bloków konwencjonalnych istotnym zagadnieniem jest kwestia optymalizacji krzywych rozruchowych, czego efektem byłoby skrócenie czasu potrzebnego do uruchomienia jednostki przy równoczesnym spełnieniu kryterium związanym z nieprzekraczaniem naprężeń dopuszczalnych w krytycznych elementach instalacji.



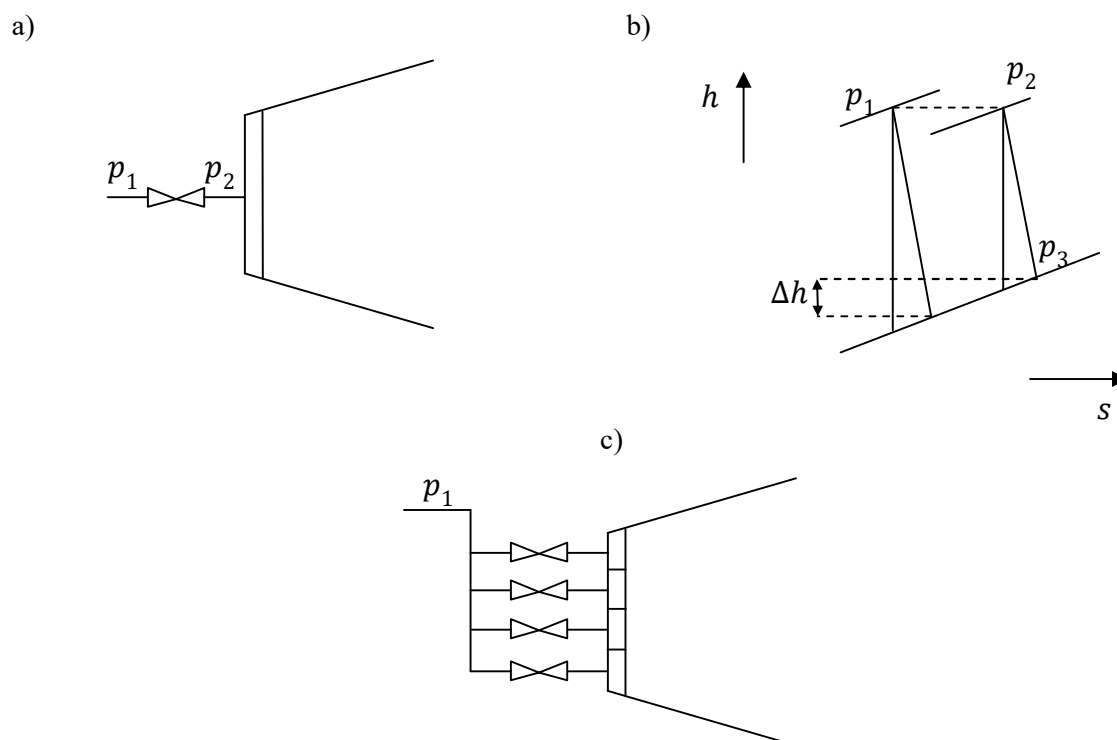
Rys. 2.12 Szacowana maksymalna liczba rozruchów pojedynczego bloku 200 MW [38]

2.3.2. Zmiana mocy i praca z minimalnym obciążeniem

Zmienne obciążenie jest charakterystyczną cechą elastycznego reżimu pracy, z jakim przyszło się zmierzyć części bloków konwencjonalnych. Szybkie dopasowanie produkcji do potrzeb systemu, polegające na płynnym zrzuceniu obciążenia jak i sprawnie prowadzonym podjazdem mocy jest usługą umożliwiającą jednostkom klasy 200 MW konkurowanie na rynku energii. Jak pokazują dane eksploatacyjne, coraz rzadziej i krócej pracują one przy nominalnej mocy (praktycznie jedynie w godzinach szczytu) [56,57].

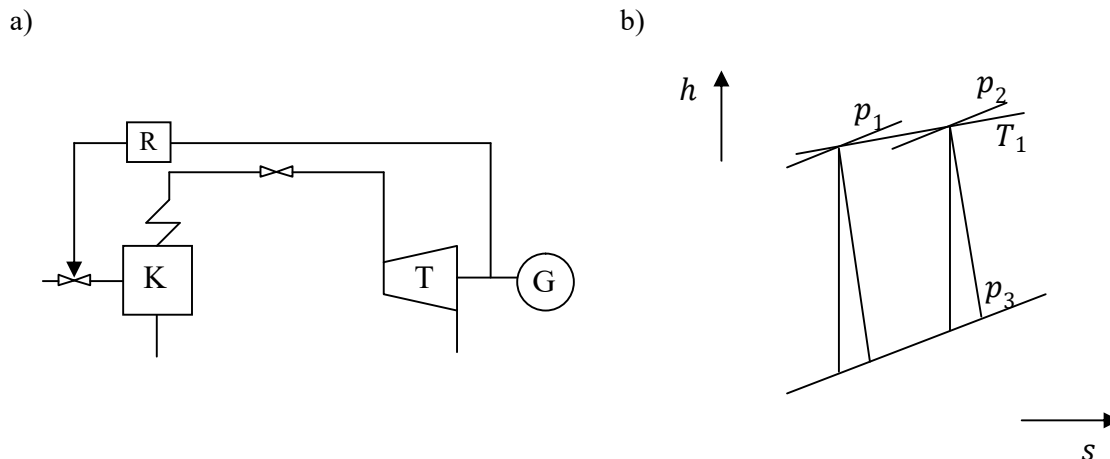
Przeprowadzenie zmiany obciążenia polega na wzajemnym oddziaływaniu turbiny i kotła. Najprostszą metodą jest regulacja jakościowa polegająca na zmianie położenia zaworu

doprowadzającego parę do turbiny, co powoduje zdławienie przepływu (rys. 2.13 a i b). Podstawową wadą takiego sposobu jest strata ciśnienia na zaworze. Dodatkowo główna pompa wody zasilającej tłoczy czynnik do poziomu ciśnienia w kotle, a tym samym moc pobierana przez nią jest niepotrzebnie większa. Są to powody, dla których regulacja dławieniowa nie jest zalecana do stosowania w przypadku turbin pracujących przy częstych zmianach mocy. Ulepszeniem metody jest zastosowanie regulacji ilościowej (grupowej/napełnieniowej). Warunkiem jej zastosowania jest konstrukcja turbiny. Musi ona być wyposażona w akcyjny stopień regulacyjny, zasilany na części obwodu. W regulacji grupowej ogranicza się straty związane z dławieniem całego strumienia pary, poprzez jego rozdzielenie i zastosowanie kilku zaworów [58] (rys. 2.13c).



Rys. 2.13 Metody regulacji: a) jakościowa; b) wykres rozprężania w regulacji jakościowej (Δh - strata dławienia na zaworze); c) ilościowa

Zarówno regulacja dławieniowa jak i grupowa należą do metod stałociśnieniowych, ze względu na oddziaływanie na zawory regulacyjne turbiny. Skutkuje to stałym ciśnieniem pary przed wlotem do jej układu przepływowego. Alternatywnym sposobem jest stosowanie regulacji poślizgowej polegającej na wykorzystaniu układu regulacji kotła. Zawory znajdujące się przed turbiną są stale otwarte, a wymagana moc zależy od ciśnienia pary uzyskanego poprzez kontrolę ilości doprowadzanego paliwa (rys. 2.14 a). Podstawową zaletą takiej metody jest wyższa sprawność uzyskiwana dzięki uniknięciu dławienia (rys. 2.14 b). Dodatkowo pozwala ona na zmniejszenie mocy pobieranej przez pompę wody zasilającej. Ze względu na wysoką energochłonność pompy (ok. 2% - 5% wytworzonej w obiegu energii [59]), w perspektywie długoterminowej przekłada się na spore oszczędności.



Rys. 2.14 a) Metoda regulacji poślizgowej; b) Wykres rozprężania w regulacji poślizgowej

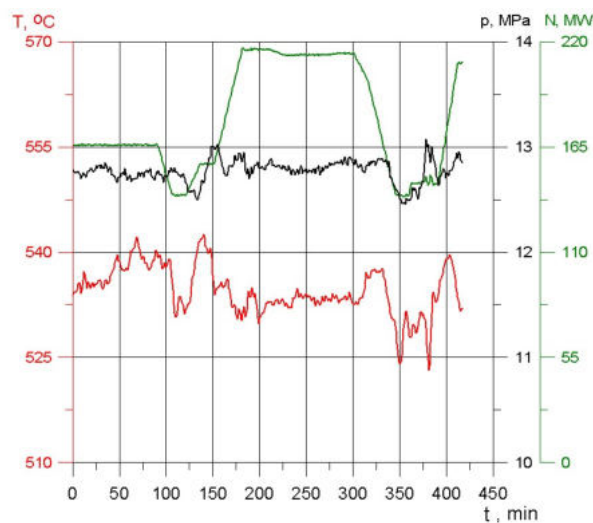
Przy doborze metody regulacji istotne są nie tylko aspekty związane z ewentualnymi stratami, ale również szybkość przeprowadzenia wymaganej zmiany obciążenia. Pod tym względem wyróżnić można regulację z wiodącą turbiną lub z wiodącym kotłem [41,58]. Stosowanie regulacji z wiodącą turbiną umożliwia uzyskanie szybkiego efektu w postaci zmiany obciążenia po uzyskaniu sygnału zmiany częstotliwości z sieci. Jest więc ona stosowana w przypadku realizowania przez daną jednostkę usługi regulacji pierwotnej lub wtórnej. W takiej sytuacji wysyłany sygnał wpływa na położenie zaworu regulacyjnego turbiny i jego bezpośrednią odpowiedź. Przez pewien czas obciążenie kotła jest niezmiennie z uwagi na jego dużą bezwładność cieplną. Dopiero po pewnym czasie następuje dopasowanie obciążenia kotła do aktualnych warunków. Z tego powodu to turbina prowadzi proces regulacji, a kocioł jedynie nadąża za narzuconymi zmianami. Regulacja z wiodącym kotłem z kolei, jest realizowana poprzez zastosowanie regulacji poślizgowej. Pomimo jej zalet względem metod stałociśnienowych wymaga dłuższego czasu reakcji. Zmiana w obciążeniu turbiny następuje dopiero po dopasowaniu warunków pracy kotła, stąd to właśnie kocioł inicjuje cały proces zmiany mocy.

Aby uniknąć całkowitego wyłączenia bloku konwencjonalnego w momencie zmniejszonego zapotrzebowania w sieci, operatorzy przechodzą do pracy z obciążeniem minimalnym. Jednostki 200 MW bardzo często pracują w takim trybie podczas doliny nocnej [56,57]. Pozwala to uniknąć całkowitego odstawienia bloku, a następnie względnie długotrwałego ponownego rozruchu, w celu zapewniania produkcji energii dla zaspokojenia zapotrzebowania w czasie szczytu porannego. Moc turbin obniżana jest do 140 MW, a w niektórych przypadkach nawet do 90 MW [56]. Turbiny parowe są w stanie pracować przy dowolnym obciążeniu, począwszy od biegu luzem, aż do uzyskania mocy maksymalnej. Nie oznacza to jednak, że długotrwała praca w takim trybie będzie dla nich bezpieczna. Inaczej jest w przypadku kotłów parowych, gdzie występuje tzw. trwałe obciążenie minimalne na poziomie ok. 40% obciążenia nominalnego. W prawidłowo prowadzonym bloku, ilość pary produkowanej przez kocioł powinna być w całości zużywana przez turbinę. Jeżeli obciążenie turbiny jest wymagane na jeszcze niższym poziomie niż trwałe obciążenie minimalne kotła, to część wyprodukowanej pary musi zostać wypuszczona przez zawory bezpieczeństwa. Jest to oczywista strata wpływająca na pogorszenie sprawności obiegu. Dodatkowym niebezpiecznym zjawiskiem jakie występuje w takiej sytuacji, jest brak

odpowiedniego odbioru ciepła przez niewystarczający strumień pary w przegrzewaczu międzystopniowym. Przepływa przez niego jedynie ta część strumienia, jaka rozprężana jest w części wysokoprężnej turbiny. Prowadzić to może do uszkodzeń na skutek przekroczenia dopuszczalnej temperatury [60].

Wyznaczenie minimalnego obciążenia odbywa się eksperymentalnie poprzez przeprowadzenie odpowiednich pomiarów na rzeczywistym obiekcie. Zazwyczaj bezpieczna wartość jest podawana jako nieco większa od ustalonej w czasie badań. Rozpoznane konsekwencje pracy z minimalnym obciążeniem to wzrost kosztów produkcji energii elektrycznej na skutek zwiększenia jednostkowego zużycia paliwa. Sprawność obiegu jest wówczas jednoznacznie niższa [61]. Podobnie jak w przypadku częstych rozruchów istnieje problem ze zmęczeniem niskocyklowym [48], które związane jest z pojawieniem się cykli zmęczeniowych powodowanych amplitudami naprężeń.

Badania pokazują, że przyjmowany od wielu lat minimalny poziom obciążenia polskich bloków jest wyższy od tego, który mógłby być zrealizowany [61]. Oznacza to, że bloki będą obniżały swoją moc, na tyle ile jest to możliwe, aby uniknąć całkowitego odstawiania. Rys. 2.15 przedstawia przebieg parametrów pary podczas zmiany mocy przeprowadzanej na obiekcie rzeczywistym. Moc bloku spadła początkowo ze 165 MW do 140 MW, a następnie wzrosła do 215 MW. Po okresie stabilizacji nastąpił ponowny spadek mocy do 140 MW. Okres przeprowadzanych zmian wynosił niecałe 450 min.



Rys. 2.15 Przebieg parametrów procesowych podczas zmiany mocy bloku energetycznego

3. AWARYJNOŚĆ I PROBLEMY EKSPLOATACYJNE TURBIN PAROWYCH

3.1. Awaryjność maszyn i urządzeń oraz jej przyczyny

Najbardziej popularnymi wskaźnikami, służącymi do oceny niezawodności bloków energetycznych są wskaźnik dyspozycyjności AF (*availability factor*) oraz wskaźnik awaryjności FOR (*forced outage rate*) obliczane jako [42]:

$$AF = \frac{\sum_{i=1}^n (t_{pi} + t_{ri})}{\sum_{i=1}^n t_{ki}} \quad (3.1)$$

$$FOR = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ai}}{\sum_{i=1}^n (t_{ai} + t_{pi})} \cdot 100\% \quad (3.2)$$

gdzie:

t_a – czas trwania postojów awaryjnych, h/rok;

t_p – czas pracy, h/rok;

t_r – czas postojów rezerwie, h/rok;

t_k – czas kalendarzowy, 8760 h/rok.

Awaryjność może być również przedstawiona jako udział czasu awarii w ciągu trwania roku kalendarzowego w postaci wskaźnika FOF (*forced outage factor*):

$$FOF = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ai}}{\sum_{i=1}^n (t_{ki})} \cdot 100\% \quad (3.3)$$

Czas trwania przestojów remontów w ciągu roku jest z kolei wyrażony poprzez zastosowane wskaźnika remontów planowanych SOF :

$$SOF = \frac{\sum_{i=1}^n t_{kp} + t_s + t_b}{\sum_{i=1}^n (t_{ki})} \cdot 100\% \quad (3.4)$$

gdzie:

t_{kp} – czas trwania remontów kapitalnych, h/rok;

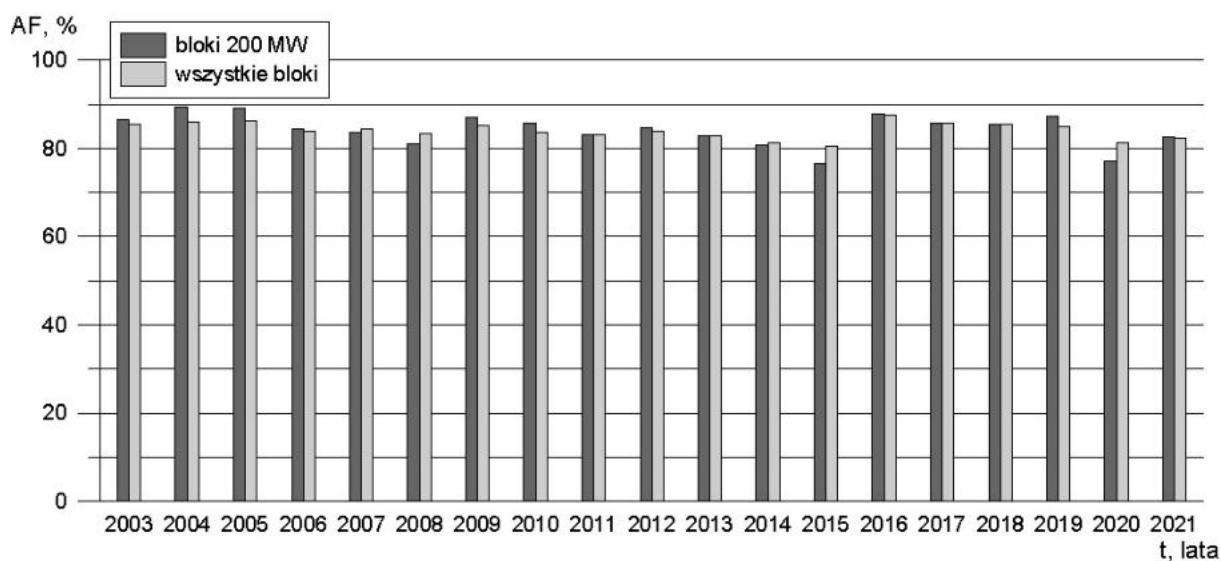
t_s – czas trwania remontów średnich, h/rok;

t_b – czas trwania remontów bieżących, h/rok.

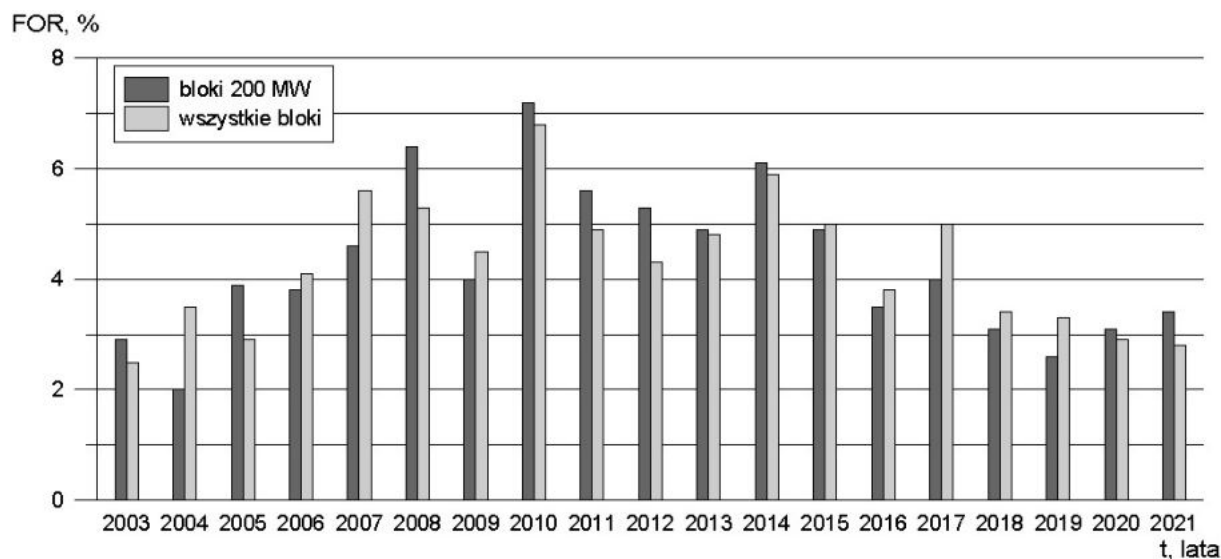
Badania wymienionych wskaźników, dla krajowych bloków energetycznych opalanych węglem, są prowadzone przez Agencję Rynku Energii (ARE). Na podstawie dostępnych katalogów [38], można przeprowadzić zbiorczą analizę dla lat 2003-2021. Na rys. 3.1-3.4 zestawiono poszczególne wskaźniki charakteryzujące niezawodność bloków klasy 200 MW na tle wszystkich bloków węglowych poddawanych analizie. Dyspozycyjność bloków węglowych (rys. 3.1) utrzymywana jest na poziomie od 80% do 87%. Jednostki klasy 200 MW uzyskiwały w ciągu ostatnich 19 lat porównywalne lub większe wartości, co świadczyło o ich długim czasie pracy lub postoju w rezerwie w ciągu roku. Wyjątek obserwuje się w roku 2008, 2015 i 2020, gdy wskaźnik AF był niższy. W 2008 roku spadek

dyspozycyjności wynikał ze zwiększonej awaryjności, co dobrze widoczne jest na rys. 3.2 oraz rys. 3.3. Wysokie wartości wskaźników awaryjności FOF i FOR dotyczyły bloków w elektrowniach Dolna Odra (problemy związane z generatorem), Ostrołęka i Pątnów (problemy związane z kotłem). W roku 2015, obniżona dyspozycyjność była związana z kumulacją przeprowadzanych remontów dla bloków w elektrowniach Jaworzno III, Kozienice, Łaziska II, Ostrołęka, Połaniec, Rybnik, Pątnów i Turów. Sytuację tę dobrze odzwierciedla wysoka wartość wskaźnika SOF (rys. 3.4). W przypadku bloków B01 i B02 w Pątnowie wskaźnik ten osiągnął wartość nawet 100%, tzn. że bloki były całkowicie wyłączone z użytkowania ze względu na remont kapitalny. Wynikało to z konieczności przeprowadzenia modernizacji celem dostosowania jednostek do wymogów dyrektywy IED (Industrial Emissions Directive) [62], określającej standardy emisyjne dla obiektów energetycznego spalania od 1 stycznia 2016 r. Drugi cykl modernizacji obserwuje się w 2020 r., dla którego kolejny raz wystąpił podwyższony wskaźnik SOF. Ponownie związane jest to z dyrektywą IED i zaostrzeniem dozwolonych poziomów emisji wprowadzonych przez tzw. konkluzje BAT (Best Available Technology) [63].

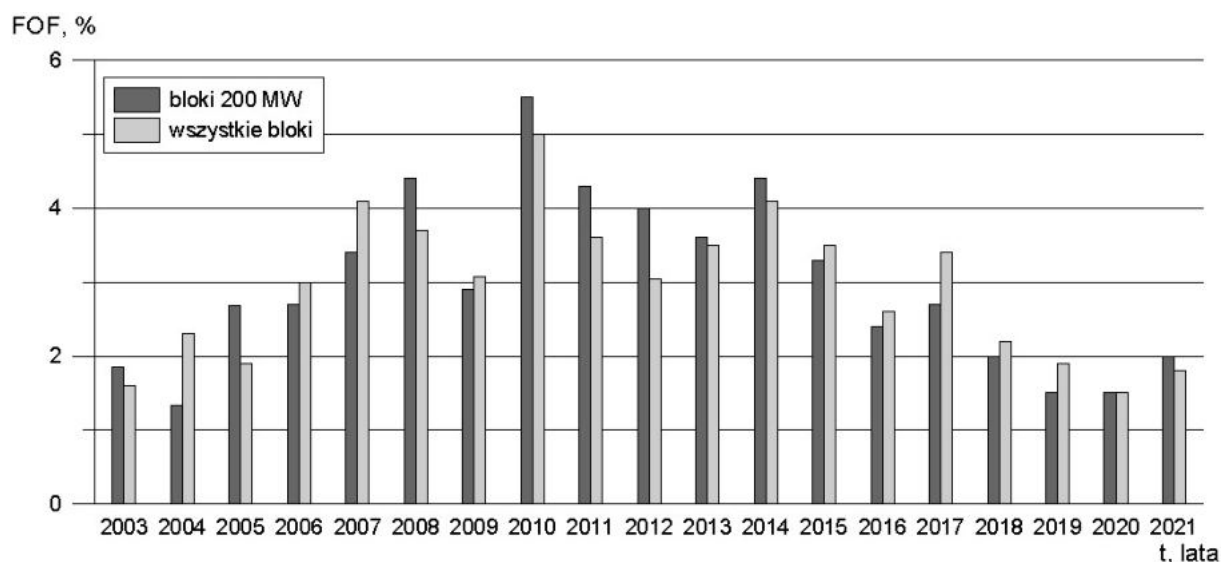
Największe wskaźniki awaryjności FOR i FOF (rys. 3.2 i 3.3) wystąpiły w roku 2010 i były powodowane przestojami w elektrowniach Dolna Odra i Pątnów. Nie wpłynęło to jednak na drastyczne obniżenie dyspozycyjności dla całej grupy bloków 200 MW, która zachowała niską wartość wskaźnika remontów planowanych (rys. 3.4).



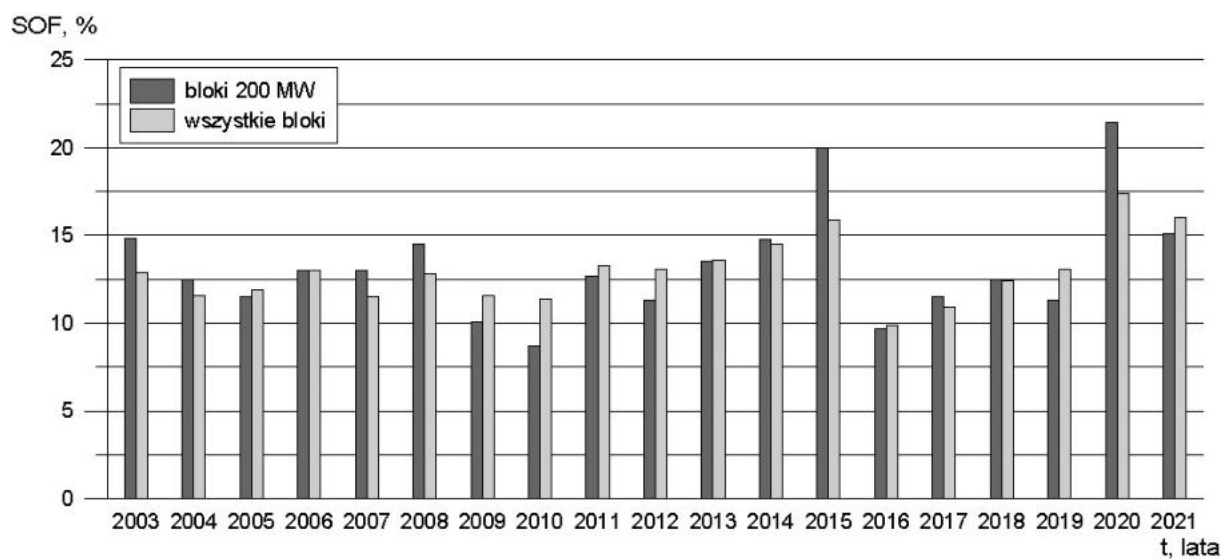
Rys. 3.1 Wskaźnik dyspozycyjności (AF) dla krajowych bloków węglowych [38]



Rys. 3.2 Wskaźnik awaryjności (*FOR*) dla krajowych bloków węglowych [38]

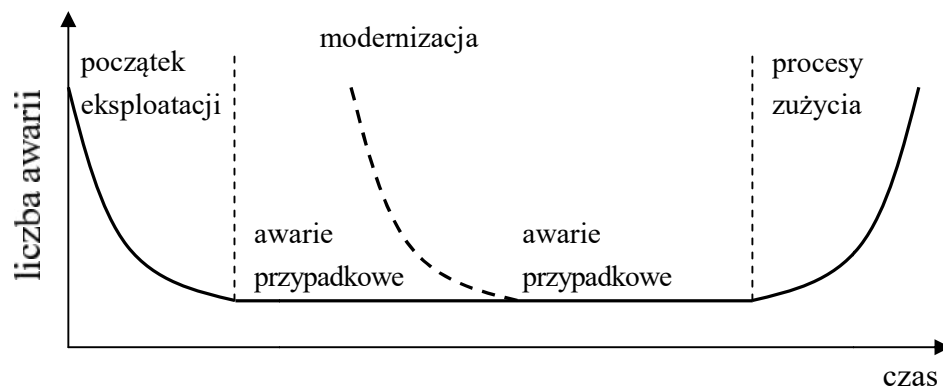


Rys. 3.3 Wskaźnik czasu awarii w roku kalendarzowym (*FOF*) dla krajowych bloków węglowych [38]



Rys. 3.4 Wskaźnik remontów planowanych (*SOF*) dla krajowych bloków węglowych [38]

Awaria konwencjonalnego bloku energetycznego jest związana z uszkodzeniem poszczególnych jego elementów. Do najważniejszych z nich należą kocioł, turbina oraz generator [42]. Każdy z tych elementów współpracuje z układami pomocniczymi (np. kocioł z układem nawęglania lub turbina z układem olejowym). W przypadku kotła najczęściej spotykane problemy dotyczą nieszczelności i pęknięć rur ekranowych, podgrzewacza wody, przegrzewaczy pary, kolan czy spoin, nieszczelności walczaka (przy spoinach i króćcach) oraz komory paleniskowej, gdzie dochodzi do zaszlakowania palników lub ich uszkodzenia. W przypadku turbiny dostrzega się trzy podstawowe obszary, gdzie najczęściej dochodzi do awarii. Są to kadłuby, wirniki oraz połączony z turbiną skraplacz. Częstotliwość występowania uszkodzeń dla bloków energetycznych jest związana z okresem eksploatacji. Dużo awarii obserwuje się w ciągu pierwszych kilkudziesięciu tysięcy godzin od uruchomienia. Problemy związane są najczęściej z błędami na etapie projektowania i montażu poszczególnych elementów, które ujawniają się dopiero po pewnym czasie. Po wyeliminowaniu takich defektów następuje okres stabilizacji, podczas którego pojawiają się problemy spowodowane głównie przez czynniki przypadkowe. Dla wielu bloków po okresie stabilizacji i minimalnej liczby uszkodzeń można zaobserwować ponowny wzrost awaryjności, co związane jest to z przeprowadzonymi modernizacjami. Uszkodzenia są podobne do tych jakie występują w początkowej fazie eksploatacji (ponownie związane z błędami projektowymi i montażowymi). W końcowym etapie funkcjonowania spada niezawodność bloków na skutek wyczerpywania się trwałości poszczególnych elementów [64]. Rysunek 3.5 schematycznie przedstawia liczbę awarii w poszczególnych etapach życia obiektu.



Rysunek 3.5 Awaryjność maszyn i urządzeń w czasie trwania eksploatacji [64,65]

Jednostki węglowe projektowane i budowane w latach 60-tych i 70-tych weszły w ostatnią fazę eksploatacji i znajdują się w wyjątkowo trudnej sytuacji również ze względu na pracę regulacyjną nietypową dla tych bloków. W związku z tym można opierać się jedynie na predykcji potencjalnych skutków, a nie na informacjach zbieranych długoterminowo. Ważnym aspektem jest również coraz mniejsza z roku na rok liczba ekspertów, znających te długo eksploatowane źródła węglowe praktycznie od czasu ich uruchamiania. Dodatkowo czynnikiem niesprzyjającym jest kierowanie się kryterium najniższej ceny przy wyborze wykonawcy w zakresie remontu, modernizacji czy diagnostyki zamiast postawienia przede wszystkim na jakość wykonanej usługi [64]. Mimo, że opisywane jednostki wytwórcze zostały zaprojektowane w taki sposób, że mogą przepracować większą liczbę godzin niż

pierwotnie przewidywano, należy pamiętać, że ich cykl pracy nie jest nieskończony i będą pojawiać się problemy, w związku z ich dalszą eksploatacją.

Istnieje kilka podstawowych czynników zewnętrznych, które mogą mieć wpływ na problemy związane z eksploatacją bloków energetycznych, w tym również turbiny parowej [42]. Pierwszym z nich są cechy geometryczne. Z uwagi na ograniczoną dokładność wykonania elementu, rzeczywiste wielkości geometryczne różnią się od projektowych, co prowadzić może do pojawienia się innych naprężeń niż zakładane na etapie powstawania projektu. Dodatkowo elementy z których składają się maszyny i urządzenia posiadają różne kształty, które mają wpływ na rozkład naprężeń pojawiających się podczas pracy. Szczególnie małe promienie krzywizny stanowią koncentratory naprężeń i mogą być inicjatorami potencjalnych pęknięć w materiale.

Kolejnym istotnym czynnikiem jest pierwotny i wtórny stan materiału. Produkcja materiałów konstrukcyjnych wiąże się z tym, że nie jest możliwe uzyskanie jednakowego składu chemicznego. Zawartość różnych pierwiastków w materiale może mieć wpływ na różnice podczas eksploatacji nawet dwóch bliźniaczych obiektów. Dodatkowo obróbka materiału i wszelkie procesy technologiczne również mogą być powodem późniejszej awarii w wyniku np. rozprzestrzeniającej się nieciągłości materiału. W związku z niedokładnościami na etapie produkcyjnym, mogą powstawać niezwiązane z eksploatacją naprężenia wstępne spowodowane niedopasowaniem poszczególnych elementów lub naprężenia resztkowe związane z rozszerzalnością termiczną nierównomiernie podgrzewanego lub chłodzonego elementu. Dodatkowo podczas analiz związanych z ryzykiem awarii należy wziąć pod uwagę zmienność własności materiału z uwagi na przepracowaną liczbę godzin. Przykładem może być odporność na kruche pękanie, które spada w wyniku eksploatacji, pogarszając się w stosunku do pierwotnej wartości.

Na awaryjność wpływa również rodzaj obciążenia zewnętrznego. Podczas eksploatacji turbiny możliwe jest kontrolowanie poziomu naprężeń wynikających z obciążeń zewnętrznych zwłaszcza w okresie rozruchu poprzez odpowiednie jego przeprowadzenie zgodnie z opracowanymi charakterystykami. W rzeczywistości każdy rozruch odbiega od wzorcowego i w konsekwencji może doprowadzić do pojawienia się zbyt dużego poziomu naprężenia.

Naprężenia większe od przewidywanych mogą pojawiać się w miejscach gdzie doszło do częściowego uszkodzenia materiału w wyniku działania procesów korozyjnych lub erozyjnych powodujących ubytki oraz zmniejszenie grubości elementu. Działanie procesu zmęczenia oraz jego specyfika powodować może z kolei zniszczenie elementu przy naprężeniach znacznie niższych niż wykazane podczas testów wytrzymałościowych. Czynniki zewnętrzne również stanowią zagrożenie dla wytrzymałości obiektu. Środowisko, w jakim znajdują się instalacje, ma wpływ na jakość przeprowadzanego procesu. Wpływa ono również na stan samego materiału. Sposobem na ochronienie obiektu przed wpływem takich czynników jak temperatura, wilgotność, zapylenie czy zanieczyszczenia biologiczne (np. drobnoustroje) jest stosowanie różnego rodzaju powłok ochronnych lub osłon izolujących.

Wszystkie wymienione czynniki stanowią potencjalne zagrożenie dla prawidłowego funkcjonowania turbiny. Należy pamiętać również o wpływie jednego elementu instalacji na

drugi, np. błędy podczas eksploatacji kotła doprowadzić mogą do powstawania szoków termicznych i w konsekwencji do deformacji elementów czy pęknięć w turbinie.

Na podstawie wymiany doświadczeń ekspertów, analizy awaryjności oraz metod komputerowych możliwe jest zdefiniowanie obszarów, które najczęściej ulegają uszkodzeniom. Szczególną rolę w prawidłowym procesie zarządzania wytwarzaniem energii jest dbałość o elementy, których uszkodzenie wiąże się z poważnymi konsekwencjami. Są to tzw. elementy krytyczne. Ze względu na szczególną wnikliwość odnośnie kontroli ich stanu technicznego, nieczęsto ulegają one awariom, jednak jeżeli do takiej dojdzie, pojawią się poważne utrudnienia. Do elementów krytycznych konwencjonalnych bloków energetycznych zalicza się obiekty:

- których awaria wiąże się z utratą bezpieczeństwa dalszego funkcjonowania bloku,
- których awaria pociąga za sobą długotrwały postój,
- których wyprodukowanie jest długotrwałym procesem, co wydłuża dodatkowo czas przestoju wymuszonego,
- których konieczność wymiany lub naprawy wiąże się ze znaczącymi nakładami pieniężnymi.

Ze względu na rozwój technologii, a co za tym idzie popularyzację i większą dostępność oprogramowania specjalistycznego, możliwa jest symulacja eksploatacji poszczególnych elementów w różnych warunkach pracy. Przykładem może być zastosowanie metody elementów skończonych (MES). Metoda umożliwia przeprowadzenie obliczeń wytrzymałościowych związanych z naprężeniami oraz przemieszczeniami jakie pojawiają się w elementach. Dzięki temu możliwe jest znalezienie miejsc, które stanowią koncentratory naprężeń. Otrzymywane wyniki obliczeń stanowią również narzędzie do sporządzania prognoz dotyczących trwałości i bezpieczeństwa dalszej eksploatacji. Ułatwiają również zaplanowanie miejsca przeprowadzenia oraz zakresu badań diagnostycznych.

3.2. Uszkodzenia i problemy eksploatacyjne w obrębie turbiny parowej

Opracowania statystyczne publikowane przez ARE [38] wykazują, że powodem największej ilości awarii w blokach energetycznych jest kocioł wraz ze swoimi układami pomocniczymi (ok. połowa wszystkich awarii). Sama turbina jest źródłem ok. 25% uszkodzeń. Najczęściej spotykane przyczyny i skutki potencjalnych uszkodzeń turbiny parowej oraz ich lokalizacja zostały przedstawione w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Przyczyny i skutki uszkodzeń turbin parowych [65-67]

Miejsce występowania	Przyczyny uszkodzenia/Proces zużycia lub zniszczenia	Skutki
uszczelnienie labiryntowe	-erozja -korozja -ścieranie	-przecieki -spadek sprawności -zużycie materiału
tarcze kierownicze	-erozja -korozja	-spadek sprawności -wzrost drgań -zmiana sposobu przepływu pary
łopatki wirnika	-erozja -korozja -zmęczenie -pełzanie -ciała obce	-pęknięcia -zerwanie łopatek -pogorszenie sprawności -zmniejszenie strumienia pary -deformacja -utrata luzu promieniowego
wirnik	-erozja -korozja -zmęczenie -przekroczenie naprężeń dopuszczalnych	-zużycie materiału -pęknięcia -wzrost drgań
łożyska	-tarcie	-wzrost drgań -wzrost temperatury łożysk
kadłub	-erozja -korozja	-zużycie materiału -pęknięcia

3.2.1. Awarie turbozespołu

Operator turbiny oraz inne osoby odpowiedzialne za jej eksploatację powinny być wyczulone na zmiany w sposobie pracy maszyny do jakich może dojść na skutek uszkodzenia któregoś z elementów. Do symptomów świadczących o potencjalnej awarii możemy zaliczyć takie sytuacje jak [68]:

- nadmierny wzrost prędkości obrotowej (brak odpowiedniej reakcji ze strony regulatora prędkości),
- pojawienie się intensywnych drgań o wartości większej niż dopuszczalna,
- nadmierne wydłużenie elementu krytycznego- wirnika turbiny,
- nadmierny wzrost temperatury oleju lub jego zapłon,
- nadmierny wzrost temperatury łożysk (lub oleju w łożyskach),
- gwałtowny spadek ciśnienia oleju w łożysku bez możliwości jego podniesienia,
- pojawienie się metalicznego dźwięku o charakterze cyklicznym,
- zbyt duże przesunięcie osiowe wirnika (brak reakcji ze strony systemu zabezpieczającego).

Oprócz awarii, które mogą mieć miejsce w turbinie, istnieje również szereg innych problemów, które mogą być zagrożeniem dla dalszej bezpiecznej eksploatacji. Dotyczy to zarówno instalacji pomocniczych turbiny jak i rurociągów doprowadzających czynnik roboczy. Sytuacje, po których pojawieniu się, turbozespół powinien być wyłączony z ruchu to:

- nadmierne drgania wraz z widocznym spadkiem temperatury pary (tzw. uderzenie wodne);
- wzrost temperatury pary świeżej powyżej wartości granicznej;
- przerywany dopływ pary do turbiny lub odcięcie dopływu;

- wyciek oleju i obniżenie jego poziomu w zbiorniku,
- spadek próżni (rozszczelnienie skraplacza);
- wyciek pary z rurociągu.

Jako jedną z najbardziej niebezpiecznych awarii turbiny parowej, uważa się jej niekontrolowany wzrost prędkości obrotowej [66,69]. Ze względu na katastrofalne skutki takiego zdarzenia, turbiny parowe muszą być przed nim odpowiednio zabezpieczone. Rozróżnia się zabezpieczenia mechaniczne, elektroniczne lub hybrydowe [70]. Obecnie, w turbinach o zmodernizowanych systemach zabezpieczających, regulatory mechaniczne są używane w czasie rozruchów, a następnie po synchronizacji generatora ich rolę przejmują regulatory elektroniczne bazujące na przetwornikach prędkości obrotowej wału [70]. Jedną z największych światowych awarii wynikających z nadmiernej prędkości obrotowej turbiny parowej była sytuacja mająca miejsce w Republice Południowej Afryki (Duvha). Doszło do niej w czasie wykonywania testów sprawdzających poprawność działania systemów zabezpieczających przed nadmiernym rozpędzeniem. Turbina posiadała aż trzy systemy zabezpieczeń, ale żaden z nich nie zadziałał w poprawny sposób powodując tym samym wzrost prędkości do 4500 obr/min i rozpad wirnika, którego części uszkodziły dach budynku. Usunięcie skutków awarii i przywrócenie pierwotnej mocy elektrowni zajęło aż trzy lata, a konsekwencje finansowe szacuje się na kilkaset milionów euro [71]. Awarie takie jak opisywane zdarzenie w Duvha nie są częstym zjawiskiem. Ze względu na katastrofalne skutki jakie niesie za sobą nadmierne rozpędzenie turbiny parowej przykłada się szczególną uwagę, aby zabezpieczenia działały w odpowiedni sposób.

W historii polskiej energetyki węglowej również miały miejsce awarie turbozespołu [72,73]. Zazwyczaj przyczynami były błędy w zakresie eksploatacji, błędy powstałe na etapie konstrukcji, niedziałające w odpowiedni sposób zabezpieczenia oraz błędy popełnione w czasie remontów. Jedną z awarii jakie miały miejsce wiązała się z pogorszeniem próżni w skraplaczu [72]. Podczas uruchamiania bloku, zanotowano spadek próżni i podjęto działania redukujące problem (uruchomiono smoczek rozruchowy). Turbina zaczęła nabierać prędkości i zostały poczynione kroki w kierunku synchronizacji bloku. Ciśnienie w skraplaczu zaczęło spadać, ale było wciąż zbyt wysokie. Nastąpił wzrost drgań łożysk części niskoprężnej turbiny. Zdecydowano o przerwaniu procesu rozruchowego i odbudowaniu próżni w kondensatorze, następnie wznowiono uruchomienie co spowodowało niestabilną pracę i drgania po osiągnięciu prędkości obrotowej 3000 obr/min. Dalsza eksploatacja została ponownie przerwana, a turbina została poddana kontroli w obszarze niskoprężnym. Stwierdzono przytarcie łopatek wirnika o kadłub oraz urwanie górnej części jednej z łopatek. Sytuacja ta spowodowała konieczność rozebrania wirnika i przeprowadzenia remontu. Przyczyną awarii były problemy w obszarze kondensatora, gdzie doszło do rozszczelnienia systemu wymiany ciepła.

Inna sytuacja miała miejsce w turbinie pracującej na potrzeby ciepłownicze [72]. Przy odstawieniu turbiny i przejściu na pracę kondensacyjną rozpoczęto wyłączanie generatora z sieci. Nastąpił wówczas gwałtowny wzrost obrotów do 4000 obr/min, a nawet więcej (wartość przekroczyła zakres rejestratora). Pojawiły się silne drgania. Wydano polecenie odcięcia dopływu czynnika na uszczelnienia turbiny co skutkowało spadkiem obrotów. W wyniku wcześniejszych drgań nastąpiło rozszczelnienie układu olejowego co spowodowało wyciek gorącego oleju, który uległ zapłonowi. Po sporządzeniu ekspertyzy

stwierdzono, że niesprawna była kłapa zwrotna jednego z upustów i nastąpiło wplynięcie pary do części niskoprężnej powodując opisywane problemy (rozbieg turbiny, drgania, rozszczelnienie układu i zapłon oleju).

Jeszcze innym przykładem awarii mogą być wydarzenia z Elektrociepłowni Siekierki [73]. W 1976 roku doszło do uszkodzenia turbiny parowej na skutek pęknięcia w obrębie łopatek wirnika. Uszkodzone łopatki zostały oderwane i na skutek działania sił bezwładności odleciały powodując uszkodzenie dachu hali maszynowej. Doszło również do zapłonu wyciekającego oleju. Do kolejnego pożaru instalacji olejowej turbiny doszło w tej samej elektrociepłowni w 2010 roku.

Awaria po stronie elektrycznej bloku również może spowodować uszkodzenia części mechanicznej. Przykładem jest sytuacja jaka miała miejsce w bloku klasy 200 MW podczas jego odstawiania do rezerwy [72]. Turbina w celu uniknięcia odkształceń znajdowała się na obracarce. W tym czasie rozpoczęto prace polegające na wymianie przekładnika, a następnie przeprowadzono próbę napięciową. W tym momencie zatrzymała się obracarka, a sama turbina osiągnęła w bardzo krótkim czasie prędkość 3000 obr/min. Rozpoczęto awaryjne wyłączenie bloku. Podczas wybiegu turbiny zaobserwowano dym wydobywający się od strony generatora. Wydarzenie skutkowało uszkodzeniem części niskoprężnej turbiny poprzez przekroczenie dopuszczalnego wydłużenia względnego. Wirnik NP został poddany remontowi jednak stan techniczny bloku nie powrócił do pierwotnego stanu [72].

3.2.2. Awarie układu olejowego turbiny

Układ olejowy jest systemem pomocniczym zapewniającym bezpieczną eksploatację zarówno turbiny parowej jak i generatora. Jego rolą jest dostarczenie oleju o odpowiednich parametrach do smarowania i chłodzenia łożysk turbiny, układów regulacji i przekładni.

Do podstawowych elementów układu olejowego należą [42]:

- zbiornik oleju– jest to duży stalowy zbiornik, podzielony na części oddzielane filtrami, które pozwalają na oczyszczanie oleju przed jego wprowadzeniem do układu ssącego pompy. Dodatkowo posiada wskaźniki poziomu, co zapewnia bezpieczeństwo ciągłości dostawy oleju do układu smarowania i wykrycie wycieków;
- pompa główna– jest napędzana wałem turbiny i zapewnia dostarczenie oleju do układu regulacji, olej jest pobierany ze zbiornika oleju poprzez smoczek olejowy;
- pompa rozruchowa– używana w czasie rozruchów, odstawień oraz prób podczas postojów turbiny, zapewnia dostarczenie oleju do układów regulacji;
- pompa pomocnicza– zapewnia dostarczenie oleju do smarowania łożysk na których oparta jest turbina parowa oraz służy do napełniania oraz odpowietrzania układów regulacji;
- pompa awaryjna– jest niezbędnym elementem w celu zapewnienia bezpieczeństwa funkcjonowania układu olejowego, załączana jest w momencie nadmiernego spadku ciśnienia oleju i zapewnia jego tłoczenie do łożysk i obracarki turbiny;
- pompa oleju lewarowego– służy do tłoczenia oleju pod czopy łożysk turbinowych. Uruchamiana jest przy niewielkich prędkościach, co pomaga podczas rozruchu uniknąć tarcia półpłynnego oraz zabezpiecza przed zużyciem panwi;
- silniki elektryczne– zasilają pompę rozruchową, pomocniczą, awaryjną i oleju lewarowego;
- chłodnice– zapewniają odpowiednią temperaturę oleju w układzie;

-zabezpieczenia– układ smarowania jest zabezpieczony między innymi przed gwałtownymi spadkami ciśnienia na dopływie do łożysk oraz posiada układy pomiarowe temperatury oleju.

Rozpoznaje się kilka scenariuszy wadliwego funkcjonowania systemu smarowania. Pierwszym problemem jaki może mieć miejsce jest zaprzestanie dostarczania oleju do smarowania łożysk lub jego podwyższona temperatura. Może to wynikać z awarii pompy olejowej, niezadziałania systemu zabezpieczającego uruchamiającego pompę awaryjną, błędu ludzkiego (np. brak reakcji na awarię ze strony operatora), wycieku oleju skutkującego obniżeniem się poziomu w zbiorniku, innych czynników związanych z zaworami w systemie lub problemami z siecią elektryczną [42]. Druga ważna grupa awarii związana jest z nieodpowiednią jakością oleju. Brud, wilgoć czy substancje chemiczne powodujące np. pienienie się oleju są niepożądane i mogą doprowadzić do poważnych problemów eksploatacyjnych takich jak uszkodzenie łożysk czy zaworów w układach regulacyjnych. Dodatkowo mogą sprzyjać pojawieniu się procesu korozji, co doprowadza do degradacji materiału. Niektóre z nich mogą zostać wyeliminowane dzięki zamontowanym filtrom. Przecieki wody do oleju prowadzą również do niepożądanych efektów takich jak jego utlenianie się. W związku z tym zalecane jest przeprowadzanie regularnych badań jakości oraz wymianę oleju co pewien czas, gdy jego jakość spadnie poniżej normy. Próbkę powinny być pobierane w ustalonym, stałym miejscu, przed układem oczyszczania [67]. Aby rozdzielić olej zanieczyszczony o obniżonej jakości od oleju o prawidłowych właściwościach, w układzie występują zbiorniki oleju zużytego i brudnego [42].

3.2.3. Osady w układzie przepływowym turbiny

Mimo, że w obiegach parowych przestrzegany jest reżim odnośnie wysokiej czystości czynnika roboczego, nie jest możliwe całkowite pozbycie się wszelkich zanieczyszczeń. Niepożądane związki chemiczne obecne w parze wydzielają się w układzie łopatkowym turbiny, co prowadzi do pojawienia się uszkodzenia materiału o charakterze korozyjnym, a także wzrostu ciśnienia. Zmiany pojawiające się w układzie przepływowym prowadzą do problemów eksploatacyjnych, takich jak: obniżenia mocy turbiny i jej sprawności wewnętrznej, uszkodzenia łożysk spowodowane podwyższeniem temperatury, uszkodzenia łopatek wirnika, nieprawidłowy rozkład sił. Dzieje się tak na skutek zwiększonych oporów przepływu pary oraz zaburzenia drogi tego przepływu. Nawet niewielka zmiana geometrii łopatek może doprowadzić do pogorszenia warunków pracy względem założonych i zoptymalizowanych na etapie projektowania.

Zanieczyszczenia powodujące osady w turbinach parowych związane są z obecnością w czynniku roboczym takich związków jak krzemionka, tlenki żelaza, sole sodowe czy sole wapnia lub magnezu. Często w wyniku kontroli, znajdująwane są osady, w których ujawnia się związki miedzi, żelaza, cynku i fosforu. Stopy miedzi i cynku są używane w wymiennikach ciepła i przenikają one do obiegu w niskoprężnych podgrzewaczach skroplin. Wiąże się to głównie z zaawansowanymi procesami korozji miedziowych rurek wymienników. Największe nagromadzenie osadów ze związkami miedzi obserwuje się w części wysokoprężnej turbiny – im dalszy stopień, tym grubsza warstwa osadów. Połączone jest to ze spadkiem rozpuszczalności miedzi w parze wodnej w trakcie ekspansji. Miedź w postaci alkaicznej może powodować tzw. korozję elektrochemiczną, związaną z działaniem mikroogniw galwanicznych, w których miedź stanowi katodę, a stal anodę. W części średnioprężnej

również gromadzą się osady zawierające miedź. Mechanizm powstawania jest jednak inny niż w części wysokoprężnej. Związki miedzi i żelaza nie wytrącają się bowiem na skutek rozprężania pary, a raczej w konsekwencji złuszczenia osadu i jego transportu na dalsze stopnie. Dodatkowo wykrywane są również krzemionka oraz sól. Fosfor z kolei jest używany w procesach korekcyjnych jakości wody kotłowej w formie fosforanu trójsodowego. Jego przechodzenie do czynnika obiegowego ma miejsce na etapie niedokładnej separacji pary. Problem szczególnie nasila się w momencie, gdy kocioł pracuje w sposób niestabilny, np. przy częstych zmianach obciążenia [50].

W celu uniknięcia problemów związanych z gromadzeniem się osadów, stosowane są odpowiednie metody. Głównym sposobem jest proces oczyszczania, który może odbywać się w czasie regularnego remontu. Wówczas po demontażu turbiny przeprowadza się obróbkę ścierną nawarstwionych osadów. Obecnie ze względu na wymagany wysoki stopień dyspozycyjności, usuwanie osadów jedynie w czasie remontów może okazać się niewystarczające. Rozwiązaniem może być w tej sytuacji korzystanie z usług związanych z czyszczeniem chemiczną pianą, co nie wymaga demontażu maszyny i jest możliwe do zrealizowania w czasie krótkotrwałego postoju. Czas czyszczenia zostaje skrócony nawet do jednej doby. Skład piany myjącej jest oparty na kwasie solnym, chelatach i utleniaczach alkalicznych. Spieniony roztwór umożliwia utlenienie miedzi metalicznej do postaci tlenku, a następnie jego rozpuszczenie. Aby usunąć osady ze wszystkich potencjalnych miejsc ich występowania, konieczne jest wtłaczanie piany ze związkami chemicznymi do układu przepływowego od jego części wlotowej po część wylotową. Po zastosowaniu czyszczenia chemicznego stosuje się neutralizatory, a następnie opłukanie turbiny parą nasyconą. Proces wprowadzania aktywnej piany odbywa się przez zawory regulacyjne [74].

4. OCENA SKUTKÓW ZWIĘKSZONEJ ELASTYCZNOŚCI PRACY TURBIN

Obszarami szczególnie narażonymi na działanie procesów zużycia i zniszczenia w wirnikach części wysoko i średnioprężnej (WP i SP) turbiny są otwory centralne zlokalizowane pod pierwszym stopniem oraz rowki termiczne uszczelnienia. W otworach centralnych istnieje ryzyko pojawienia się propagujących pęknięć, w rowkach z kolei intensyfikacja procesów zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego [75]. Praca w trybie regulacyjnym, wymuszająca zwiększenie elastyczności bloku energetycznego, dodatkowo przyczynia się do nasilenia omawianych zjawisk. Wskazuje to na potrzebę prognozowania stanu materiału w zidentyfikowanych obszarach, a także jego kontrolę z określoną częstotliwością.

4.1. Modelowanie propagacji pęknięć

4.1.1. Propagacja pęknięć w warunkach zmęczenia i pełzania

Występowanie mikrouszkodzeń w tym ubytków i pęknięć w materiałach konstrukcyjnych jest powszechnie obecnym zjawiskiem. Nieciągłości stanowią pozostałość po procesach takich jak odlewanie czy spawanie, które mają miejsce na etapie powstawania maszyn i urządzeń. W czasie eksploatacji również dochodzi do uszkodzeń ciągłości struktury, co wynikać może z powodu działania niszczących procesów korozyjnych, erozyjnych czy zmęczeniowych. Nie każda wada materiałowa musi oznaczać konieczność wycofania elementu z eksploatacji, a to czy dane pęknięcie może stanowić potencjalne zagrożenie zależy od kilku czynników takich jak:

- tempo propagacji,
- wielkość wymiaru krytycznego, po przekroczeniu którego następuje zniszczenie obiektu,
- poziom naprężeń w obszarze pęknięcia,
- usytuowanie pęknięcia względem kierunku działania naprężeń.

Sposób zachowania się pęknięcia w materiale ściśle wiąże się ze współczynnikiem intensywności naprężeń. Współczynnik ten jest wielkością charakterystyczną dla rozkładu naprężeń i odkształceń zlokalizowanych w ścisłym wierzchołku pęknięcia. Dla pęknięć poddawanych działaniom sił rozciągających można opisać go następującym wzorem [42]:

$$K_I = M\sigma\sqrt{a} \quad (4.1)$$

gdzie:

M – bezwymiarowa funkcja parametrów geometrycznych pęknięcia oraz próbki materiału;

σ – poziom naprężeń rozciągających;

a – wymiar pęknięcia.

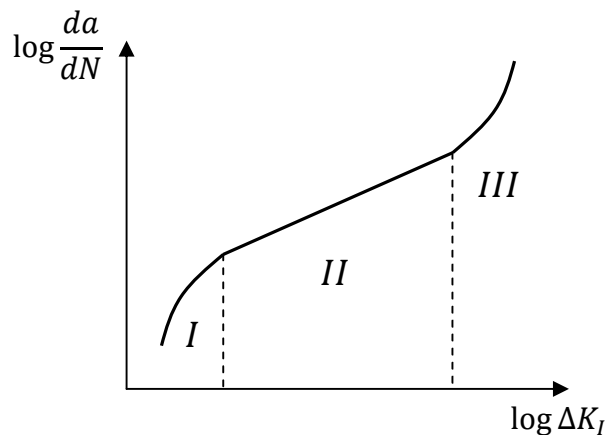
W obecności zjawiska zmęczenia materiału przyrost współczynnika intensywności naprężeń można zdefiniować jako:

$$\Delta K_I = M\Delta\sigma\sqrt{a} \quad (4.2)$$

gdzie:

$\Delta\sigma$ – przyrost naprężeń rozciągających w ciągu jednego cyklu zmęczeniowego.

Związek pomiędzy przyrostem współczynnika intensywności naprężeń ΔK_I oraz szybkością propagacji pęknięcia w warunkach zmęczeniowych przedstawiono na rys. 4.1.



Rys 4.1 Prędkość propagacji naprężeń w warunkach zmęczenia w zależności od przyrostu współczynnika intensywności naprężeń

Na rys. 4.1 zaznaczono trzy charakterystyczne obszary propagacji. W drugim obszarze zależność ma charakter liniowy i może być wówczas opisana równaniem Parisa-Erdogana [42]:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^m \quad (4.3)$$

gdzie:

C i m – stałe materiałowe;

N – liczba cykli zmęczeniowych.

Po połączeniu wzorów (4.2) i (4.3) otrzymuje się równanie różniczkowe:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (M \cdot \Delta\sigma \cdot \sqrt{a})^m \quad (4.4)$$

Po rozwiązaniu równania (4.4) można otrzymać zależność, która umożliwi obliczenie wymiaru pęknięcia po konkretnej liczbie przepracowanych cykli:

$$a = [C \cdot M^m \cdot \Delta\sigma^m \cdot N \cdot (1 - 0,5m) + stała]^{\frac{1}{1-0,5m}} \quad (4.5)$$

Po uwzględnieniu warunków początkowych (a_0, N_0), można wyznaczyć stałą całkowania.

Jeżeli wierzchołek pęknięcia znajduje się w obszarze, w którym występuje zjawisko pełzania, to proces ten będzie odgrywał istotną rolę w przebiegu propagacji. Współczynnik intensywności naprężeń będzie wówczas opisany równaniem (4.1), a propagacja pęknięcia jest opisana zależnością [42]:

$$\frac{da}{dt} = AK_I^n \quad (4.6)$$

gdzie:

A i n – stałe materiałowe;

t – czas pracy w stanie ustalonym.

Po połączeniu wzorów (4.1) i (4.6) otrzymuje się równanie różniczkowe:

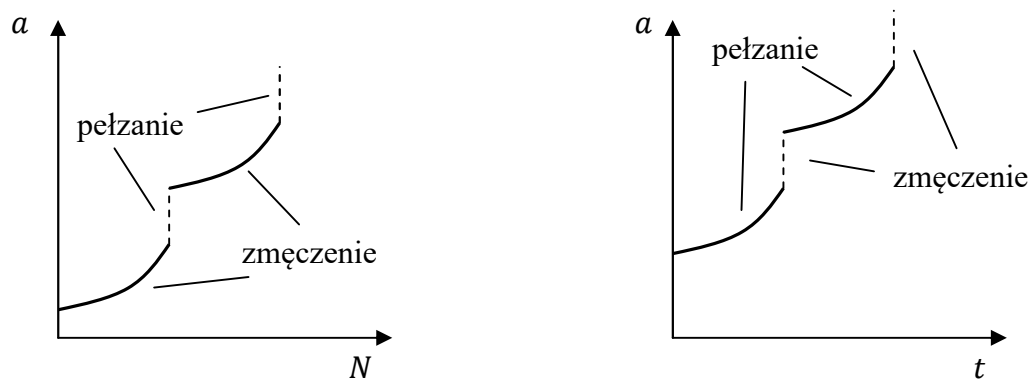
$$\frac{da}{dt} = A \cdot (M \cdot \sigma \cdot \sqrt{a})^n \quad (4.7)$$

Po rozwiązaniu równania (4.7) można otrzymać zależność, która umożliwi obliczenie wymiaru pęknięcia po przepracowanej liczbie godzin w stanie ustalonym w warunkach pełzania:

$$a = [A \cdot M^n \cdot \sigma^n \cdot t \cdot (1 - 0,5n) + stała]^{\frac{1}{1-0,5n}} \quad (4.8)$$

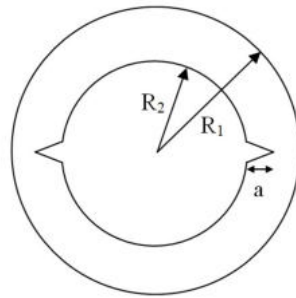
Po uwzględnieniu warunków początkowych (a_0, t_0) można wyznaczyć stałą całkowania.

W rzeczywistych warunkach pracy maszyn i urządzeń energetycznych propagacja zachodzi w warunkach zarówno zmęczenia jak i pełzania, które występują naprzemiennie (rys. 4.2). W obliczeniach związanych z propagacją pęknięć stosuje się zatem obie zależności (4.5) i (4.8), a w celu wyznaczenia stałych całkowania warunki początkowe a_0, N_0, t_0 .



Rys. 4.2 Propagacja w warunkach naprzemiennego zmęczenia i pełzania materiału

Parametr M może zostać oszacowany na podstawie danych zawartych w literaturze [76]. Przy założeniu, że miejscem powstawania pęknięcia w wirniku jest otwór centralny, obszar ten można uprościć jak pokazano na rys. 4.3.



Rys. 4.3 Uproszczony model obszaru wirnika z pęknięciem

Dla pęknięcia wówczas można zapisać następującą zależność na parametr M :

$$M = f \cdot \sqrt{\pi} \quad (4.9)$$

Gdzie współczynnik f jest opisany wzorem:

$$f = \frac{K}{\sigma\sqrt{\pi a}} \quad (4.10)$$

Współczynnik ten jest zapisywany jako f_I , jeśli we wzorze wykorzystywane jest naprężenie występujące w środku tarczy lub f^* , gdy we wzorze wykorzystywane jest naprężenie występujące w tarczy z otworem na promieniu $R_1 + a$, w momencie, gdy pęknięcie jeszcze się nie pojawiło. Jest on zależny od dwóch wielkości β i λ (równanie 4.11 i 4.12).

$$\beta = \frac{R_1}{R_2}, \quad \beta \in \langle 0,1; 0,5 \rangle \quad (4.11)$$

$$\lambda = \frac{a}{R_1}, \quad \lambda \in \langle 0; 3 \rangle \quad (4.12)$$

Współczynnik β dla wirników WP i SP został przyjęty na poziomie 0,2. Dla takich jego wartości, można posłużyć się danymi zawartymi w tabeli 4.1.

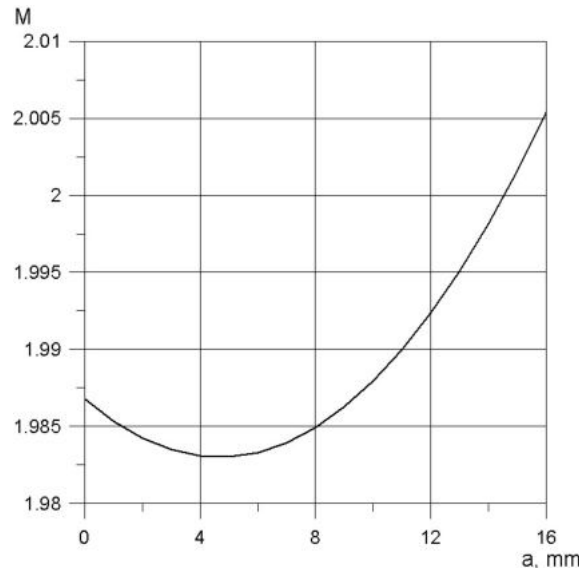
Tabela 4.1 Wartości współczynnika f^* oraz M

β	λ	f^*	M
0,2	0	1,121	1,987
	0,02	1,114	1,975
	0,05	1,107	1,962
	0,1	1,102	1,953
	0,2	1,109	1,966
	0,3	1,127	1,998
	0,5	1,181	2,093
	0,75	1,264	2,240
	1	1,361	2,412
	1,5	1,604	2,843
	2	1,933	3,426
	3	3,221	5,709

Wykorzystanie danych z tabeli 4.1 prowadzi do wyznaczenia zależności w postaci wielomianu drugiego stopnia, która oddaje zmianę wartości parametru M , w stosunku do wymiaru pęknięcia a (równanie (4.13)), wyrażanego w milimetrach:

$$M = f(a) = 1,741 \cdot 10^{-4} a^2 - 1,626 \cdot 10^{-3} a + 1,987 \quad (4.13)$$

Rys 4.4 przedstawia przebieg zależności $M = f(a)$.



Rys 4.4 Przebieg zmienności parametru M w zależności od wymiaru pęknięcia

Aby uwzględnić możliwą zmienność poszczególnych danych wejściowych podczas rzeczywistej eksploatacji turbiny, założono losowy charakter poszczególnych wielkości, a w obliczeniach posłużono się metodą Monte Carlo, która przebiegała w następujących krokach:

- wygenerowano parę liczb pseudolosowych z przedziału od 0 do 1 o rozkładzie równomiernym, które przypisane zostały do danej wielkości z równania 4.5 lub 4.8;
- zmieniono rozkład równomierny na rozkład normalny o znanej wartości oczekiwanej i znanej wartości odchylenia standardowego za pomocą algorytmu Boxa-Mullera;
- proces przeprowadzono wielokrotnie celem otrzymania wyników do opracowania statystycznego (800 serii).

4.1.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia

Pojawienie się pęknięcia w materiale nie jest równoznaczne z koniecznością wycofania danego elementu z eksploatacji. Obiekty, w których zidentyfikowano propagujące nieciągłości mogą pracować pod odpowiednią kontrolą. Zniszczenie wiąże się w takim przypadku z osiągnięciem wymiaru krytycznego a_{kr} . Wymiar ten obliczany jest indywidualnie w zależności od rodzaju materiału i jego odporności na kruche pękanie K_{IC} , poziomu naprężeń i parametru M :

$$a_{kr} = \left(\frac{K_{IC}}{M\sigma} \right)^2 \quad (4.14)$$

Pęknięcie rozprzestrzenia się wówczas z prędkością zbliżoną do prędkości dźwięku w materiale. Kryterium zniszczenia można zapisać jako [42]:

$$g = a_{kr} - a \quad (4.15)$$

Prawdopodobieństwo zniszczenia jest równoznaczne z prawdopodobieństwem wyrównania wartości a_{kr} oraz a :

$$P_f = P(g \leq 0) \quad (4.16)$$

Jeżeli zarówno wymiar pęknięcia a , jak i wymiar krytyczny a_{cr} są opisane rozkładami normalnymi, to prawdopodobieństwo zniszczenia może zostać wyznaczone jako [42]:

$$P_f = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{z=z_1} \exp\left(-\frac{1}{2}z^2\right) dz \quad (4.17)$$

Wielkość z_1 opisana jest wzorem [42]:

$$z_1 = -\frac{\mu_{a_{kr}} - \mu_a}{\sqrt{\delta_{a_{kr}}^2 + \delta_a^2}} \quad (4.18)$$

gdzie:

$\mu_{a_{kr}}$ – wartość oczekiwana wymiaru krytycznego pęknięcia;

μ_a – wartość oczekiwana wymiaru pęknięcia;

$\delta_{a_{kr}}$ – odchylenie standardowe wymiaru krytycznego pęknięcia;

δ_a – odchylenie standardowe wymiaru pęknięcia.

4.1.3. Wyniki obliczeń propagacji pęknięć oraz prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek pęknięcia

W przypadku turbin parowych, pęknięcia mogą zostać wykryte w otworze centralnym wirnika [42,76-78]. Otwory centralne stanowią specyficzny obszar pod względem nieciągłości ze względu na dwa podstawowe czynniki [76]:

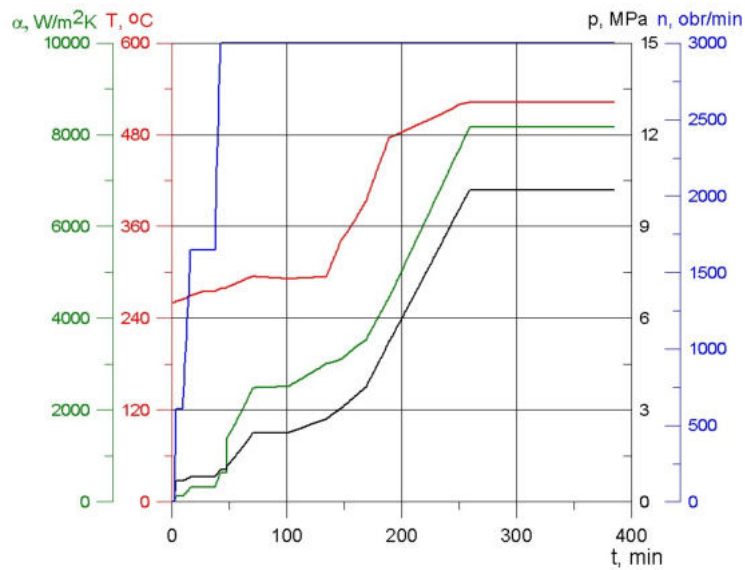
-koncentrację naprężeń (powstające naprężenia obwodowe znacząco przekraczają te, jakie powstałyby przy wirniku pełnym, bez otworu)

-największe prawdopodobieństwo występowania wad materiałowych i związanych z obróbką materiału.

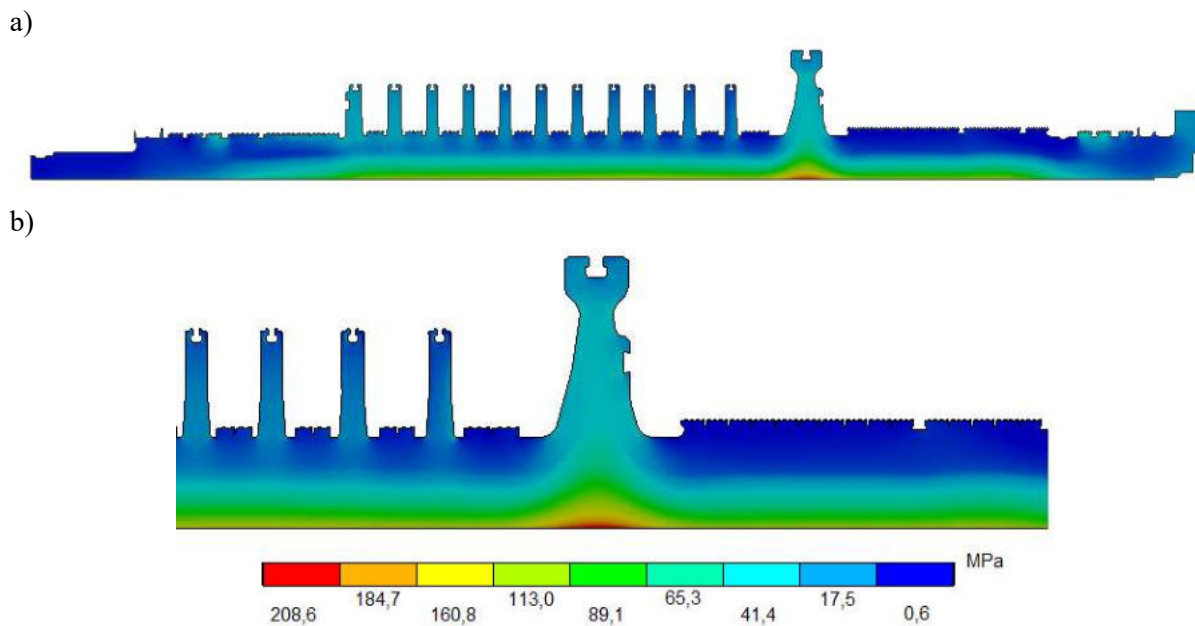
Pozostawienie pęknięcia, na które naprężania obwodowe działają rozciągająco może doprowadzić do katastrofalnych skutków w wyniku kruchej rozprzestrzenienia się nieciągłości. Jest to jeden ze scenariuszy natychmiastowej awarii obiektu.

Na rys. 4.6 przedstawiono rozkład naprężeń obwodowych oraz obszar koncentracji tych naprężeń podczas rozruchu zimnego prowadzonego zgodnie z charakterystykami widocznymi na rys. 4.5. Analogiczne obliczenia przeprowadzono również dla wirnika SP

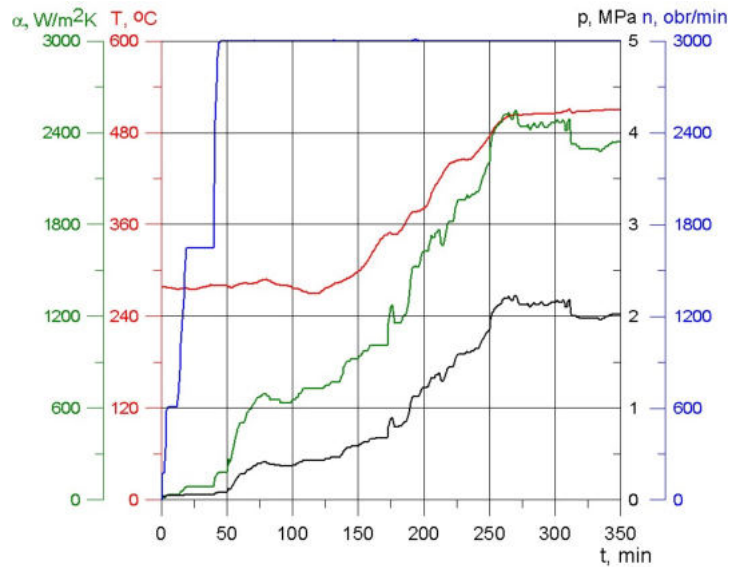
(rys. 4.7 i 4.8). W obu przypadkach skorzystano z metody elementów skończonych (MES) oraz komercyjnego oprogramowania inżynierskiego Ansys Mechanical.



Rys. 4.5 Przebieg parametrów dla wirnika WP podczas rozruchu zimnego, α - najwyższa wartość współczynnika wnikania ciepła, T - najwyższa wartość temperatury pary omywającej, p - najwyższa wartość ciśnienia pary omywającej, n - prędkość obrotowa

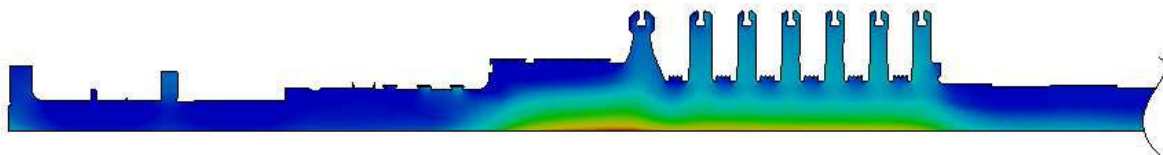


Rys. 4.6 a) Rozkład naprężeń obwodowych w wirniku WP podczas rozruchu turbiny;
b) Koncentracja naprężeń obwodowych w wirniku WP

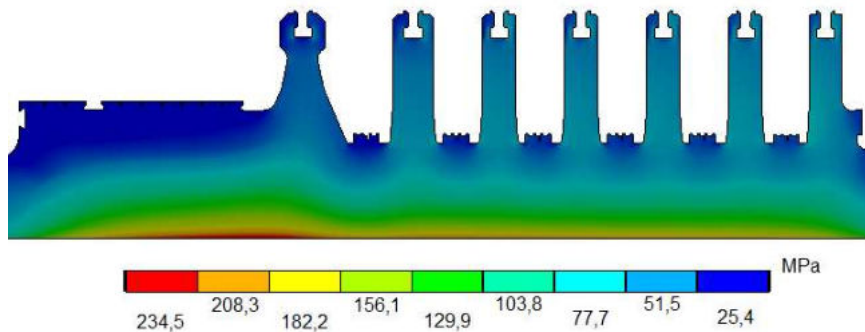


Rys. 4.7 Przebieg parametrów dla wirnika SP podczas rozruchu zimnego, α - najwyższa wartość współczynnika wnikania ciepła, T - najwyższa wartość temperatury pary omywającej, p - najwyższa wartość ciśnienia pary omywającej, n - prędkość obrotowa

a)



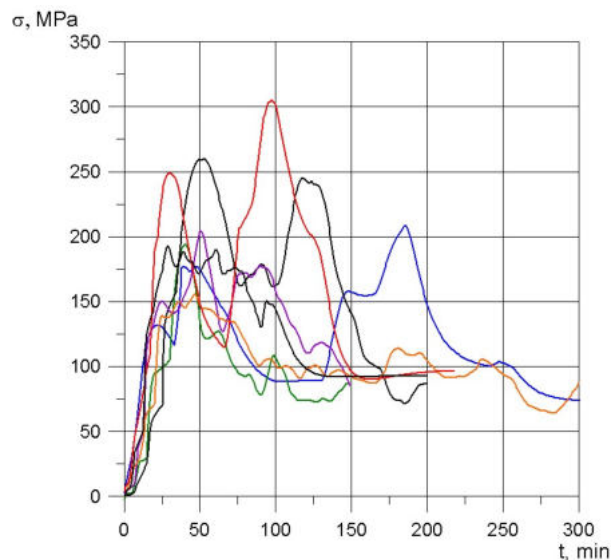
b)



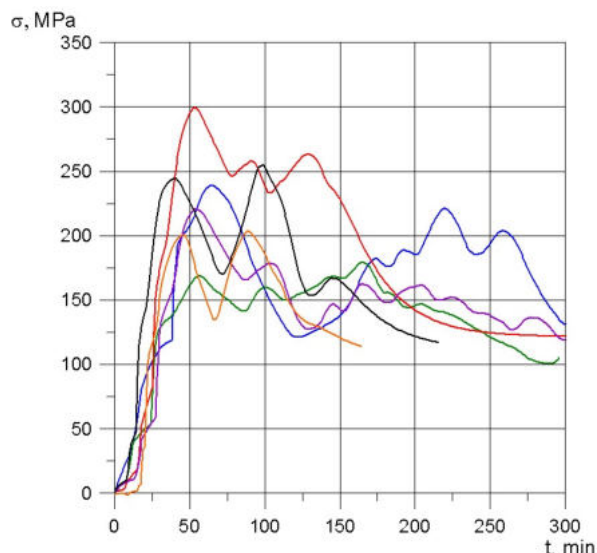
Rys. 4.8 a) Rozkład naprężeń obwodowych w wirniku SP podczas rozruchu turbiny;
b) Koncentracja naprężeń obwodowych w wirniku SP

W celu przeprowadzenia obliczeń propagacji pęknięcia w otworze centralnym wirników WP i SP posłużono się wzorami (4.5) i (4.8). Niezbędne jest wówczas określenie wartości dla stałych materiałowych C, m, A, n charakterystycznych dla analizowanej stali wirnikowej. Wartości te zostały wyznaczone na podstawie opublikowanych danych literaturowych [79]. Przyrosty naprężenia podczas różnych typów rozruchów $\Delta\sigma$, mogą zostać wyznaczone dla zagrożonego obszaru za pomocą MES. Ze względu na czas obliczeń, a także konieczność przygotowania wielu modeli nagrzewania, ilość uzyskanych przebiegów naprężenia jest ograniczona. Skutecznym narzędziem umożliwiającym uzyskanie większej liczby wyników jest algorytm bieżącej kontroli naprężeń opisany w rozdziale 5., dla którego dane wejściowe stanowią wyniki pomiarów podstawowych parametrów procesowych, które

standardowo wykonywane są podczas eksploatacji bloku węglowego. Rys. 4.9 i 4.10 przedstawiają przykładowe przebiegi naprężeń obwodowych występujących w otworach centralnych pierwszego stopnia wirników WP i SP uzyskane w wyniku analizy rozruchów z różnych stanów cieplnych (zimne, ciepłe, gorące), a także rozruchów przyspieszonych (przykładowy przebieg przyspieszonego rozruchu zimnego oznaczony kolorem czerwonym), charakterystycznych dla elastycznego reżimu pracy bloku węglowego. Na podstawie przedstawionych wyników opracowano trzy scenariusze eksploatacji turbiny. W scenariuszu pierwszym (sc. #1) wszystkie rozruchy prowadzone są tak, aby naprężenia w otworze dochodziły do 200 MPa. Jest to typowe dla stosunkowo wolnego nagrzewania, prowadzonego zgodnie z zaleceniami producenta. W scenariuszu trzecim (sc. #3) założono, że wszystkie rozruchy są przeprowadzane w sposób przyspieszony co skutkuje pojawieniem się naprężeń obwodowych w otworach centralnych na poziomie 300 MPa. Sytuacja taka jest mało prawdopodobna nawet w przypadku przeznaczenia danej jednostki wytwórczej do regulacyjnego trybu pracy. Przeprowadzone obliczenia pozwalają jednak określić tempo propagacji pęknięć dla najgorszego możliwego wariantu. Drugi scenariusz eksploatacji (sc. #2) stanowi wariant pośredni pomiędzy #1 i #3 (połowa rozruchów powoduje pojawienie się naprężeń 300 MPa, a połowa 200 MPa). Ze względu na losowy charakter rzeczywistych procesów nagrzewania wirników założono, że wielkości $\Delta\sigma$ posiadają rozkłady normalne, dla których podane poziomy naprężeń stanowią wartości oczekiwane, a odchylenie standardowe wynosi kolejno 10 MPa (sc. #1) i 15 MPa (sc. #3). We wszystkich scenariuszach założono, że w ciągu roku, blok uruchamiany jest 200 razy, a czas pracy pomiędzy kolejnymi odstawieniami wynosi 30 h, co daje łącznie 6000 h pracy na rok.



Rys. 4.9 Przebiegi naprężeń obwodowych w otworze centralnym wirnika WP podczas różnych rozruchów



Rys. 4.10 Przebiegi naprężeń obwodowych w otworze centralnym wirnika SP podczas różnych rozruchów

W przypadku obliczeń związanych z propagacją pęknięcia w warunkach pełzania, konieczne jest wyznaczenie poziomu naprężenia występującego w stanie zbliżonym do ustalonego. W tym celu ponownie skorzystano z MES, dzięki czemu uzyskano poziomy dla σ_{pet} po ustabilizowaniu się wartości w wyniku procesu relaksacji. W obliczeniach naprężeń w warunkach pełzania wykorzystano model materiału opisany zależnością Nortona [80]:

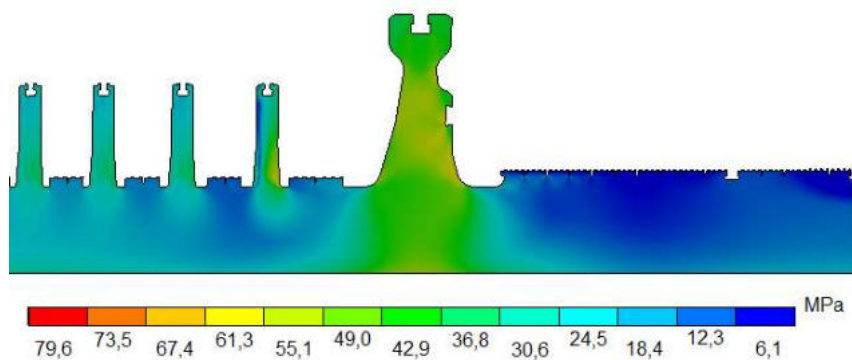
$$\dot{\epsilon} = B\sigma^d \quad (4.19)$$

gdzie:

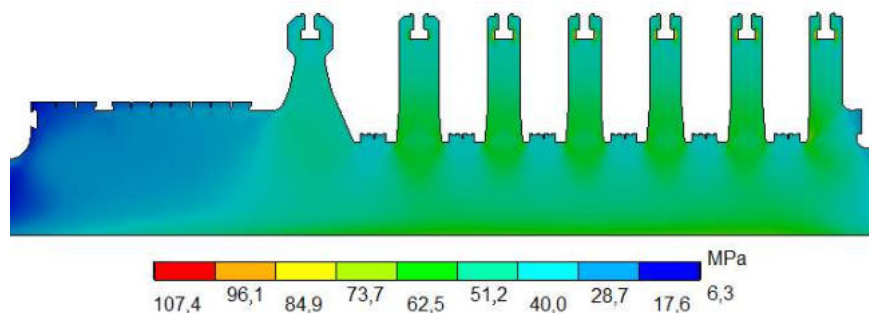
$\dot{\epsilon}$ – zmiana odkształcenia w czasie;

B, d – stałe modelu, oszacowane na podstawie badań próbek stali wirnikowych.

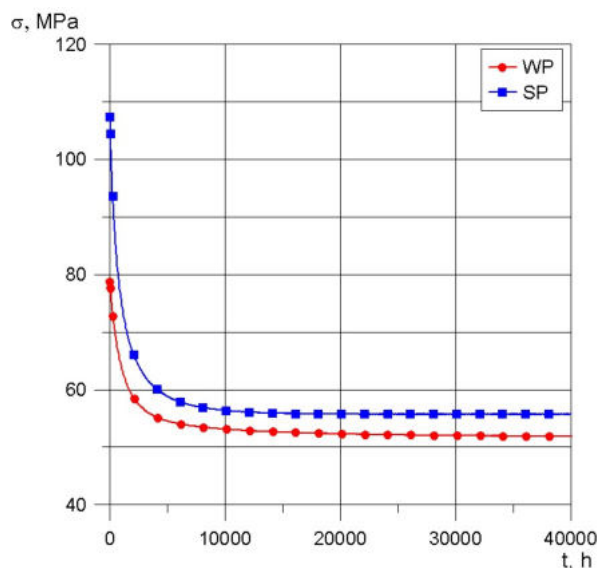
Badania pełzania dla analizowanej stali wykazały, że stałe przyjęły wartości: $B = 9,247 \text{ MPa}^d \cdot \text{h}^{-1}$ oraz $d = 2,904$. Rozkład naprężeń zredukowanych w wirniku WP i SP w stanie ustalonym po procesie relaksacji przedstawiono kolejno na rys. 4.11 i 4.12. Sam proces jest dobrze widoczny na rys. 4.13.



Rys. 4.11 Rozkład naprężeń zredukowanych po procesie relaksacji w wirniku WP



Rys. 4.12 Rozkład naprężeń zredukowanych po procesie relaksacji w wirniku SP



Rys. 4.13 Przebieg naprężeń zredukowanych w warunkach relaksacji w otworach centralnych wirników

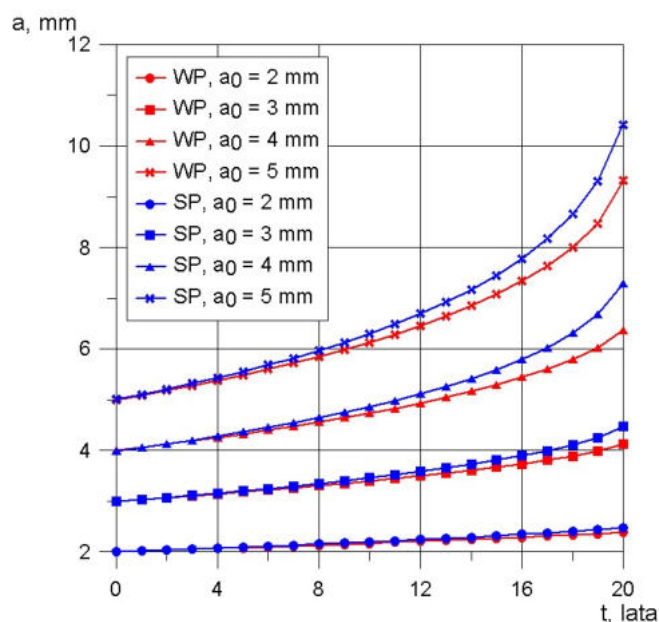
Naprężenie w otworze centralnym wirnika WP spadło do ok. 52 MPa, a w wirniku SP do ok. 56 MPa. W dalszych obliczeniach przyjęto nieco wyższe wartości kolejno 55 MPa i 60 MPa wraz z odchyleniami standardowymi na poziomie 2,75 MPa i 3 MPa.

Założono różne wymiary początkowe pęknięcia a_0 . Ograniczona dokładność metod pomiarowych w zakresie identyfikacji pęknięć, może spowodować niemożność ich wykrycia. W takim przypadku można przyjąć, że nieciągłość istnieje, a jej długość wynosi ok. 2-2,5 mm. W przypadku znacznych wymiarów wykrytych pęknięć (ok. 5 mm lub większych), należy rozważyć przeprowadzenie naprawy korekcyjnej przed dopuszczeniem wirnika do dalszej eksploatacji. Zakres analizowanych wymiarów początkowych a_0 wynosi zatem 2-5 mm. Wielkości te posiadają rozkład normalny o odchyleniu standardowym wynoszącym 0,5 mm. Na podstawie dostępnych dokumentów związanych z polityką energetyczną kraju [2,11], określono horyzont czasowy dla którego prowadzone będą obliczenia. Niektóre bloki klasy 200 MW i 360 MW prawdopodobnie będą eksploatowane co najmniej do 2035 r. Pierwszym monitorowanym okresem będzie zatem 13 lat (od 2022 r. do 2035 r.). Dodatkowo założono możliwość wydłużenia czasu pracy bloków o kolejne 7 lat, co daje sumaryczny przewidywany czas eksploatacji 20 lat. Tabela 4.2 przedstawia podsumowanie w zakresie przyjętych wielkości, niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń propagacji pęknięć w wirnikach turbiny parowej.

Tabela 4.2 Wartości oczekiwane i odchylenia standardowe wielkości wpływających na propagację pęknięć

Dana wejściowa	Wartość oczekiwana	Odchylenie standardowe
C	2e-12	1e-13
m	3,4537	0,173
A	3e-14	1,5e-15
n	5,6572	0,283
$\Delta\sigma_1$	200 MPa	10 MPa
$\Delta\sigma_2$	300 MPa	15 MPa
$\sigma_{pełWP}$	55 MPa	2,75 MPa
$\sigma_{pełSP}$	60 MPa	3 MPa
a_0	2 - 5 mm	0,5 mm
t	20 lat x 6000 h/rok	-
N	200 cykli/rok	-

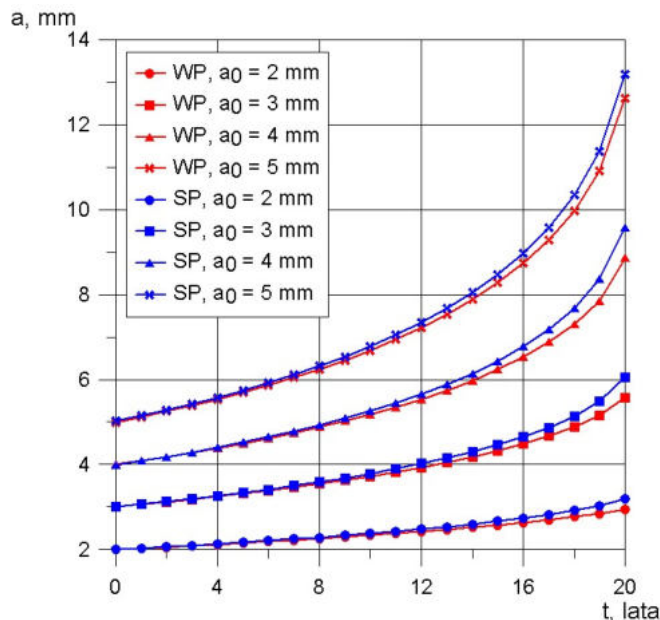
Początkowo przeprowadzono obliczenia propagacji pęknięć dla wirników WP i SP, wszystkich wymiarów pęknięcia i scenariusza #1. Wyniki przedstawiono na rys. 4.14. W przypadku mniejszych wymiarów a_0 (2 mm i 3 mm), przyrost długości pęknięcia jest nieznaczny. Propagacja przy większych wymiarach z kolei przebiega znacznie szybciej. Po 13 latach w przypadku wirnika części WP, wielkość pęknięcia może wynieść 5 mm i 6,6 mm, a po 20 latach 6,4 mm i 9,3 mm (kolejno dla a_0 wynoszącego 4 mm i 5 mm). W przypadku wirnika SP wartości te są wyższe, co wynika z wyższego poziomu naprężeń podczas stanu quasi-ustalonego. Dla większych wymiarów początkowych, wielkości pęknięć wynoszą po 13 latach 5,3 mm oraz 6,9 mm, a po 20 latach 7,3 mm oraz 10,4 mm (kolejno dla a_0 wynoszącego 4 mm i 5 mm).



Rys. 4.14 Propagacja pęknięcia dla scenariusza #1 eksploatacji w wirnikach WP i SP

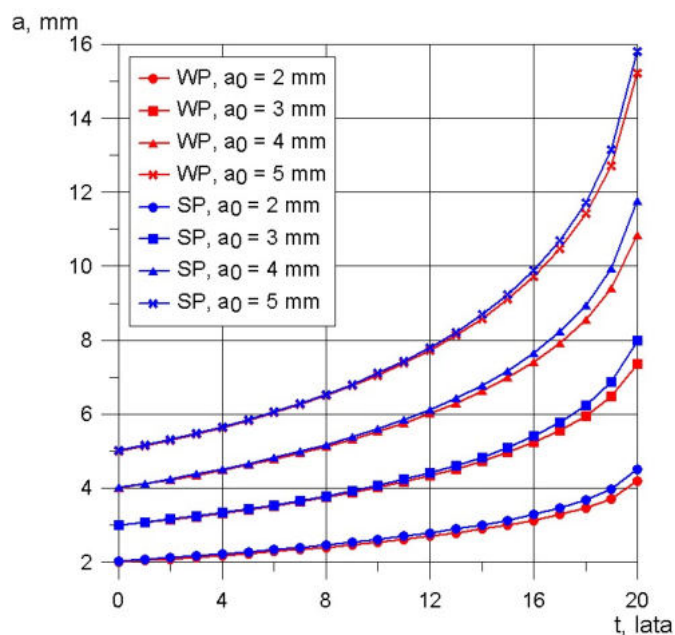
Kolejnym analizowanym scenariuszem był sc. #2. Wyniki propagacji przeprowadzone za pomocą metody Monte Carlo przedstawiono na rys. 4.15. Widoczne jest przyspieszenie

tempa propagacji, a także znaczne przyrosty wymiarów pęknięcia w ostatnich latach horyzontu czasowego. Ponownie dla najmniejszego wymiaru początkowego ($a_0 = 2$ mm), przyrosty są niewielkie mimo długiego analizowanego okresu pracy. Przy wyższych wielkościach a_0 , tempo propagacji jest znacznie gwałtowniejsze.



Rys. 4.15 Propagacja pęknięcia dla scenariusza #2 eksploatacji w wirnikach WP i SP

Na rys. 4.16 przedstawiono wyniki symulacji dla najgroźniejszego z założonych scenariuszy (#3). Pęknięcia osiągają po 13 latach w wirniku WP wartości 2,8 mm, 4,5 mm, 6,3 mm, 8,1 mm, a po 20 latach wymiary 4,2 mm, 7,4 mm, 10,8 mm, 15,2 mm dla kolejnych wartości a_0 . W przypadku wirnika SP wymiary pęknięć po 13 latach wynoszą 2,9 mm, 4,6 mm, 6,4 mm i 8,2 mm, a po 20 latach 4,5 mm, 8,0 mm, 11,8 mm, 15,8 mm dla kolejnych wartości a_0 . Oznacza to, że najmniejsze rozpatrywane pęknięcie o wymiarze początkowym 2 mm, w całym analizowanym horyzoncie czasowym, podwoiło swój rozmiar. Dla największego wymiaru 5 mm, rozmiar uległ nawet potrojeniu. Ponownie widoczne jest znaczące przyspieszenie propagacji pęknięcia w ostatnich latach analizowanego okresu. Przykładowo dla wymiaru początkowego 5 mm przyrosty rok do roku w pierwszej fazie wynoszą ok. 0,15 mm, by w końcowym etapie osiągnąć ok. 1,3 - 2,6 mm. Z powodu znaczącej dynamiki zjawiska, stan wirnika powinien być starannie monitorowany, aby nie doszło do jego zniszczenia.



Rys. 4.16 Propagacja pęknięcia dla scenariusza #3 eksploatacji w wirnikach WP i SP

Kolejnym etapem analizy, było wykonanie obliczeń prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek propagacji pęknięcia w wirniku, przeprowadzone zgodnie z metodologią przedstawioną w rozdziale 4.1.2. W tym celu należy wyznaczyć wartości oczekiwane wymiarów krytycznych wraz z ich odchyleniami standardowymi. Wymiary krytyczne zależą od poziomu naprężenia, które powinno być przyjęte jako najwyższe mogące wystąpić podczas eksploatacji (dla sc.#1 $\sigma_{max} = 200$ MPa, dla sc.#2 i sc.#3 $\sigma_{max} = 300$ MPa), a także od odporności na kruche pękanie K_{IC} , które jest cechą materiałową. Początkowa jej wartość dla analizowanej stali wirnikowej wynosi ok. $100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ lecz w czasie długotrwałej eksploatacji ulega spadkowi. W tabeli 4.3 przedstawiono wartości oczekiwane i odchylenia standardowe wielkości wpływających na wymiar krytyczny.

Tabela 4.3 Wartości oczekiwane i odchylenia standardowe wielkości wpływających na wymiar krytyczny pęknięcia

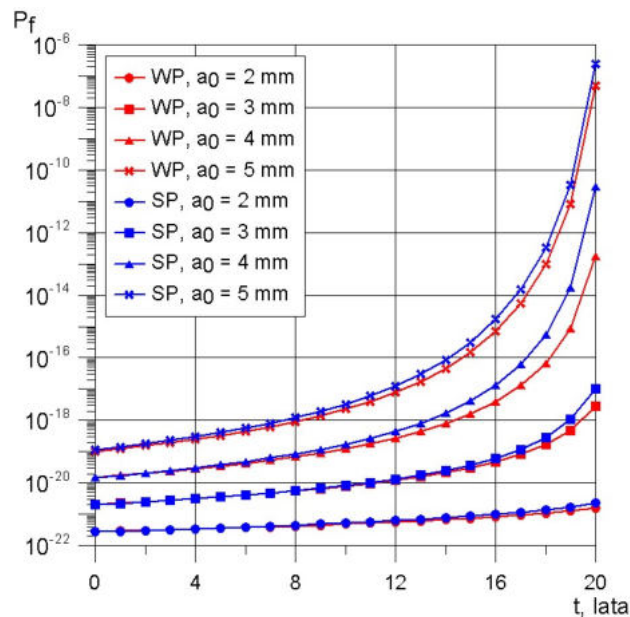
Dana wejściowa	Wartość oczekiwana	Odchylenie standardowe
σ_1	200 MPa	10 MPa
σ_2	300 MPa	15 MPa
K_{IC}	60 - 100 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$	3 - 5 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$

Wartości oczekiwane wymiarów krytycznych a_{kr} wraz z odchyleniami standardowymi $\delta_{a_{kr}}$ dla poszczególnych scenariuszy eksploatacji i poszczególnych przyjętych poziomów odporności na kruche pękanie K_{IC} przedstawiono w tabeli 4.4.

Tabela 4.4 Wartości oczekiwane i odchylenia standardowe wymiaru krytycznego pęknięcia

$K_{Ic}, \text{MPa}\sqrt{\text{m}}$	sc.#1	sc. #2 i sc. #3
60	$a_{kr} = 21,84 \text{ mm}$ $\delta_{a_{kr}} = 2,99 \text{ mm}$	$a_{kr} = 10,13 \text{ mm}$ $\delta_{a_{kr}} = 1,71 \text{ mm}$
80	$a_{kr} = 35,05 \text{ mm}$ $\delta_{a_{kr}} = 4,49 \text{ mm}$	$a_{kr} = 17,99 \text{ mm}$ $\delta_{a_{kr}} = 2,75 \text{ mm}$
100	$a_{kr} = 47,74 \text{ mm}$ $\delta_{a_{kr}} = 4,72 \text{ mm}$	$a_{kr} = 26,31 \text{ mm}$ $\delta_{a_{kr}} = 3,84 \text{ mm}$

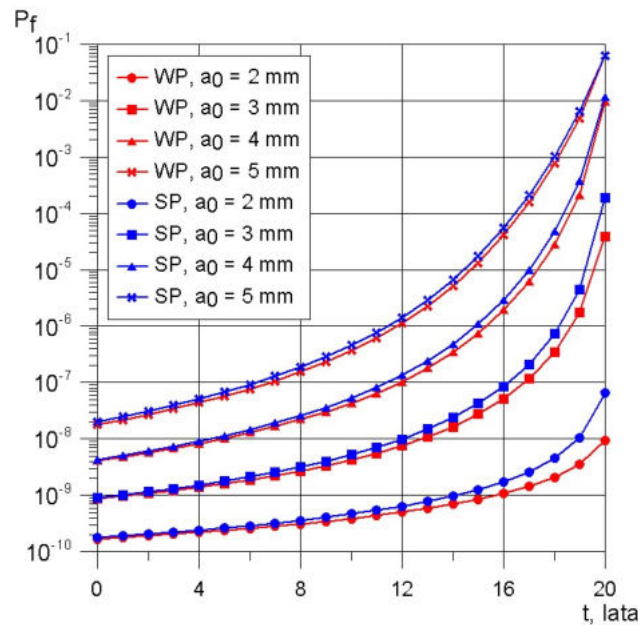
Rys. 4.17 przedstawia wyniki obliczeń prawdopodobieństwa przekroczenia wymiaru krytycznego dla wirników części WP i SP, równoznacznego ze zniszczeniem obiektu. Początkowo analizowanym scenariuszem eksploatacji był sc.#1. Złożono, że odporność na kruche pęknięcie zostanie zachowana na stałym poziomie równym odporności początkowej stali ($K_{Ic} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$). Prawdopodobieństwo zniszczenia dla wszystkich analizowanych wymiarów początkowych nie przekroczyło wartości 10^{-6} . Oznacza to, że zgodnie z założeniami sc.#1, gdy wszystkie rozruchy powodują umiarkowane przyrosty naprężeń (do 200 MPa), ryzyko kruche pęknięcia w okolicach otworu centralnego wirników jest bardzo niskie.



Rys. 4.17 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia dla scenariusza #1 eksploatacji w wirnikach WP i SP ($K_{Ic} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$)

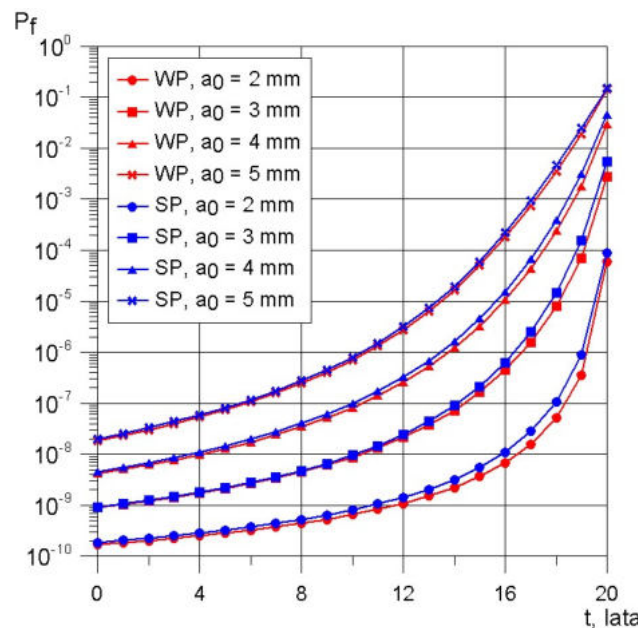
Na rys. 4.18 przedstawiono wyniki prawdopodobieństwa zniszczenia dla scenariusza #2. W sytuacji, gdy część rozruchów prowadzona jest w sposób przyspieszony, na skutek czego przyrosty naprężania w otworach centralnych mogą dochodzić do 300 MPa, prawdopodobieństwo awarii gwałtownie wzrasta w porównaniu ze sc.#1. Wynika to nie tylko z szybszego tempa propagacji, ale również zmniejszenia wymiaru krytycznego blisko o połowę. Jako znaczący poziom P_f można uznać wartość 0,001. W pierwszych 13 latach nie

zostanie ona przekroczona. Przy rozszerzeniu okresu eksploatacji do 20 lat, sytuacja taka może nastąpić, szczególnie jeżeli w wirnikach wykryto pęknięcia o pierwotnych wymiarach powyżej 4 mm.



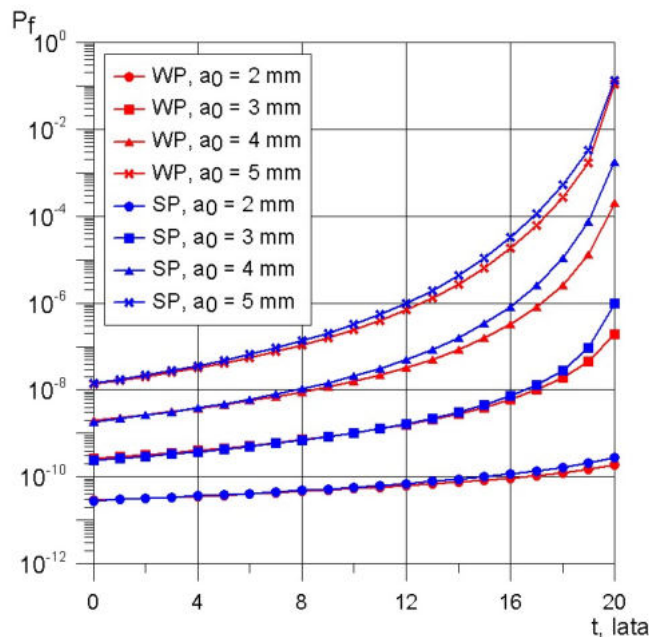
Rys. 4.18 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia dla scenariusza #2 eksploatacji w wirnikach WP i SP ($K_{Ic} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$)

Wyniki prawdopodobieństwa zniszczenia dla ostatniego z analizowanych scenariuszy zaprezentowano na rys. 4.19. Ponownie w ciągu 13 lat, znacząca wartość 0,001 nie została przekroczona. Po wydłużeniu okresu eksploatacji, zostanie ona jednak osiągnięta. Dla $a_0 = 3 \text{ mm}$ nastąpi to po 19-tym roku, dla $a_0 = 4 \text{ mm}$ po 18-tym roku, a dla $a_0 = 5 \text{ mm}$ po 17-tym roku pracy.



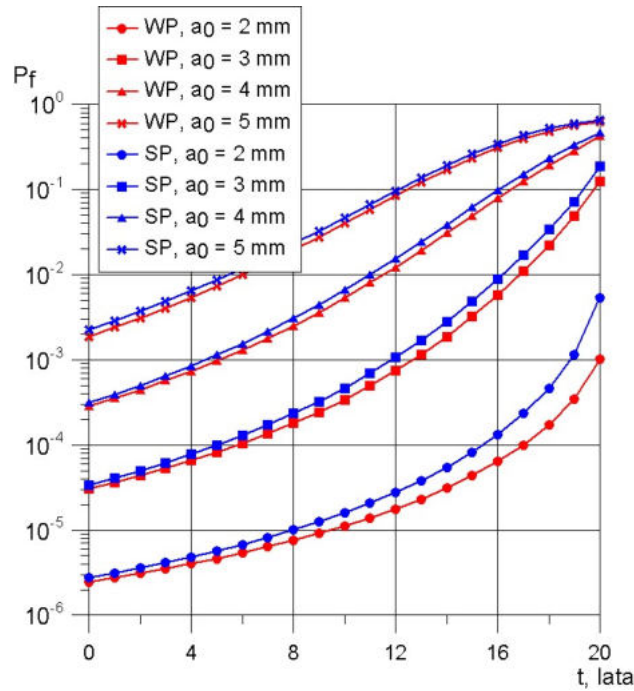
Rys. 4.19 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia dla scenariusza #3 eksploatacji w wirnikach WP i SP ($K_{Ic} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$)

Analizowane wirniki WP i SP są obiektami długo eksploatowanymi, co przyczynia się do znaczącej utraty odporności na kruche pękanie. Kolejnym krokiem przeprowadzonej analizy jest zatem oszacowanie prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek pęknięcia, tym razem dla obniżonej wielkości parametru K_{Ic} do 60% wartości początkowej. Rys. 4.20 przedstawia wyniki dla scenariusza #1 eksploatacji. Poziomy prawdopodobieństwa są znacząco wyższe niż w przypadku rys. 4.17 co wynika z obniżenia wymiaru krytycznego pęknięcia z 47,74 mm do 21,84 mm. Mimo to, w ciągu 13 lat nadal wartość 0,001 nie zostanie osiągnięta. Stanie się tak dopiero po 19-tym roku dla $a_0 = 4$ mm (dla wirnika SP) oraz po 18-tym roku dla $a_0 = 5$ mm (dla wirnika WP i SP).



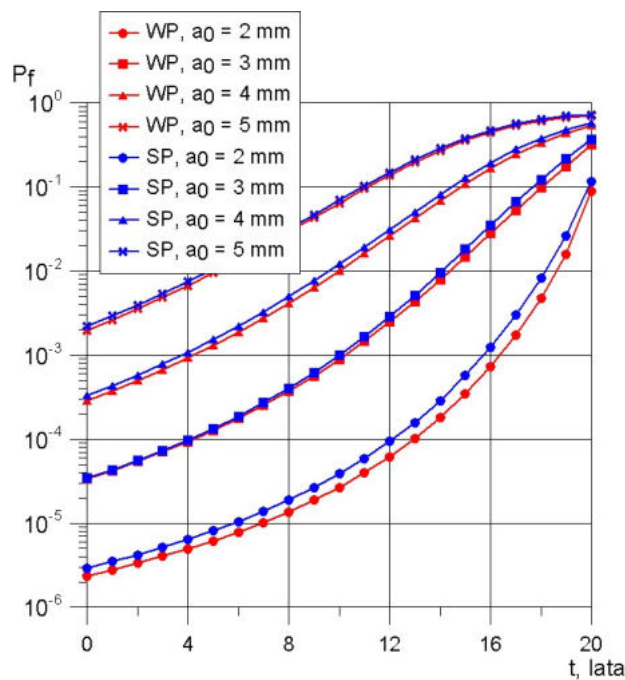
Rys. 4.20 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia dla scenariusza #1 eksploatacji w wirnikach WP i SP ($K_{Ic} = 60 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$)

Wyniki przebiegu prawdopodobieństwa zniszczenia dla sc.#2 widoczne są na rys. 4.21. Wyższe wartości wynikają z ponownego obniżenia wymiaru krytycznego pęknięcia, z powodu większego poziomu naprężenia podczas eksploatacji. Dla każdego wymiaru początkowego i obu wirników, w okresie 20 lat eksploatacji, zostanie osiągnięta znacząca wartość prawdopodobieństwa 0,001. W przypadku $a_0 = 5$ mm będzie to miało miejsce już od samego początku, co oznacza, że pierwotny stan materiału stwarza istotne zagrożenie poważną awarią. Widoczne jest również charakterystyczne zagięcie przebiegu funkcji w kierunku wartości maksymalnej $P_f = 1$.



Rys. 4.21 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia dla scenariusza #2 eksploatacji w wirnikach WP i SP ($K_{Ic} = 60 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$)

Ostatnim przeanalizowanym wariantem był sc.#3, dla którego odnotowuje się największe prawdopodobieństwo awarii (rys. 4.22). Po 13 latach przyjmuje ono wartości od 0,0001 do 0,21 w zależności od przyjętego wymiaru początkowego pęknięcia, a po 20 latach od 0,09 do 0,72. Przekroczenie istotnej, z punktu widzenia bezpieczeństwa, wartości 0,001 następuje po 16-tym, 11-tym i 4-tym roku kolejno dla a_0 równego 2 mm, 3 mm i 4 mm. W przypadku gdy wymiar początkowy wynosi 5 mm, od samego początku prawdopodobieństwo jest już wyższe, podobnie jak dla scenariusza #2.



Rys. 4.22 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek pęknięcia dla scenariusza #3 eksploatacji w wirnikach WP i SP ($K_{Ic} = 60 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$)

4.2. Modelowanie zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego

4.2.1. Zużycie zmęczeniowe i pełzaniowe

Procesy zużycia jakimi są zmęczenie i pełzanie opisano w rozdziale 2.2. Przedstawiono tam warunki w jakich dochodzi do pojawienia się tych zjawisk, a także skutki jakie wywołują. W przypadku wirnika turbiny parowej wpływają one m.in. na propagację istniejących pęknięć, co wykazano w punkcie 4.1. Doprowadzają również do osłabienia właściwości mechanicznych materiału, odkształceń oraz wyczerpania trwałości prowadząc do uszkodzeń o charakterze kruchym. Znając warunki eksploatacyjne możliwe jest określenie trwałości wirnika na podstawie stopnia zaawansowania procesów zużycia. W tym celu wykorzystywana jest hipoteza kumulacji uszkodzeń opisana zależnością liniową (4.20) lub nieliniową (4.21) [42]:

$$Z = Z_N + Z_t \quad (4.20)$$

$$Z = Z_N + e(Z_N Z_t)^r + Z_t \quad (4.21)$$

gdzie:

Z – zużycie całkowite;

Z_N – zużycie zmęczeniowe;

Z_t – zużycie pełzaniowe;

e, r – stałe materiałowe.

Zużycie zmęczeniowe Z_N będące skutkiem jednego cyklu (dla zmęczenia niskocyklowego) jest opisane zależnością [42]:

$$Z_N = \sum_{i=1}^m \frac{1}{a(\Delta\varepsilon_i)^b} \quad (4.22)$$

gdzie:

$\Delta\varepsilon$ – zakres zmian odkształceń;

m – ilość znaczących zmian zakresu odkształceń w czasie jednego cyklu pracy;

a, b – stałe materiałowe.

Zmiana odkształcenia $\Delta\varepsilon$ może być w obszarze odkształceń sprężystych wyznaczana ze wzoru:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} \quad (4.23)$$

gdzie:

E – moduł Younga..

Zużycie pełzaniowe, powodowane jedną godziną pracy w warunkach pełzania, opisane jest wzorem [42]:

$$Z_t = \frac{1}{c\sigma^d} \quad (4.24)$$

gdzie:

σ – naprężenie w stanie quasi-ustalonym;

c, d – stałe materiałowe..

Całkowite zużycie po N cyklach zmęczeniowych i t godzinach pracy zgodnie z liniową hipotezą kumulacji uszkodzeń przyjmuje więc postać:

$$Z = N \sum_{i=1}^m \frac{1}{a(\Delta\varepsilon_i)^b} + t \frac{1}{c\sigma^d} \quad (4.25)$$

4.2.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek zużycia

Uszkodzenie obiektu na skutek działania procesów zmęczenia i pełzania materiału następuje w momencie przekroczenia granicznej wartości zużycia Z_g . Ze względu na przyjęty sposób obliczania zużycia całkowitego zgodnie z zależnością (4.25), zniszczenie następuje w momencie wyczerpania trwałości materiału i osiągnięcia wartości $Z=1$, którą przyjmuje się jako wartość graniczną. Jest to wielkość losowa, dla której założono rozkład normalny o odchyleniu standardowym na poziomie 3%. Kryterium zniszczenia można zapisać wówczas jako [42]:

$$g = Z_g - Z \quad (4.26)$$

Prawdopodobieństwo zniszczenia jest równoznaczne z prawdopodobieństwem osiągnięcia przez kryterium g wartości równej lub mniejszej od 0 [42]:

$$P_f = P(g \leq 0) \quad (4.27)$$

Przy założeniu, że zarówno zużycie w danym roku eksploatacji jak i zużycie graniczne charakteryzują się rozkładami normalnymi, prawdopodobieństwo P_f będzie opisane wzorem (4.17). Parametr z_1 obliczany jest wtedy jako:

$$z_1 = - \frac{\mu_{Z_g} - \mu_Z}{\sqrt{\delta_{Z_g}^2 + \delta_Z^2}} \quad (4.28)$$

gdzie:

μ_{Z_g} – wartość oczekiwana zużycia granicznego;

μ_Z – wartość oczekiwana zużycia;

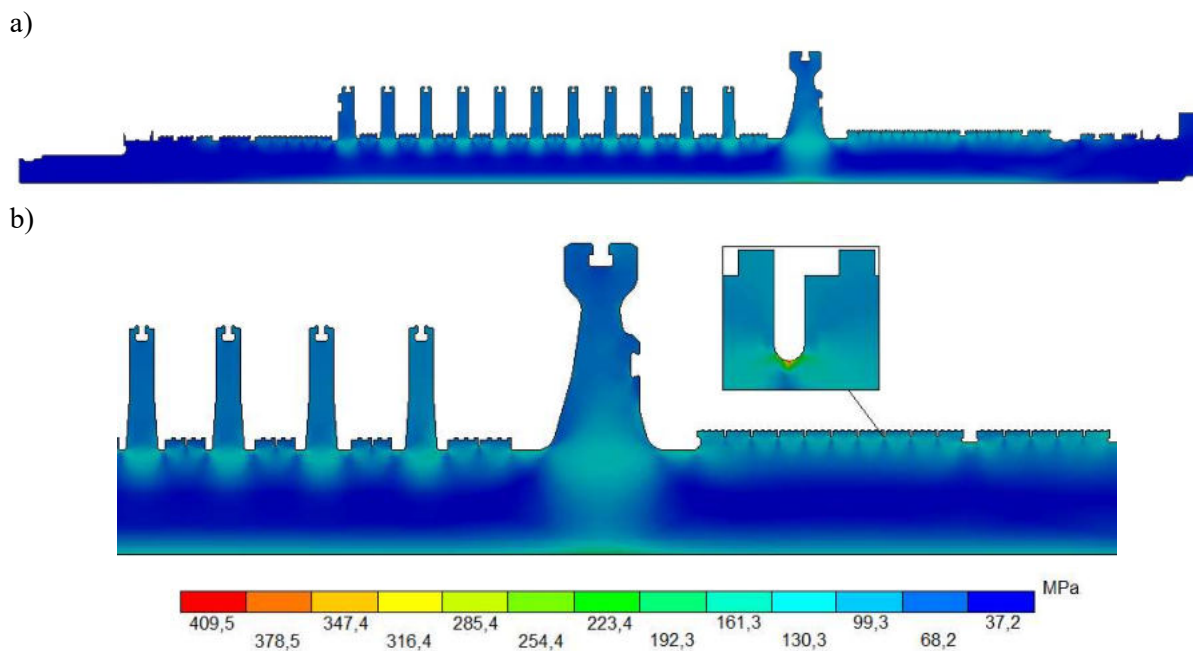
δ_{Z_g} – odchylenie standardowe zużycia granicznego;

δ_Z – odchylenie standardowe zużycia.

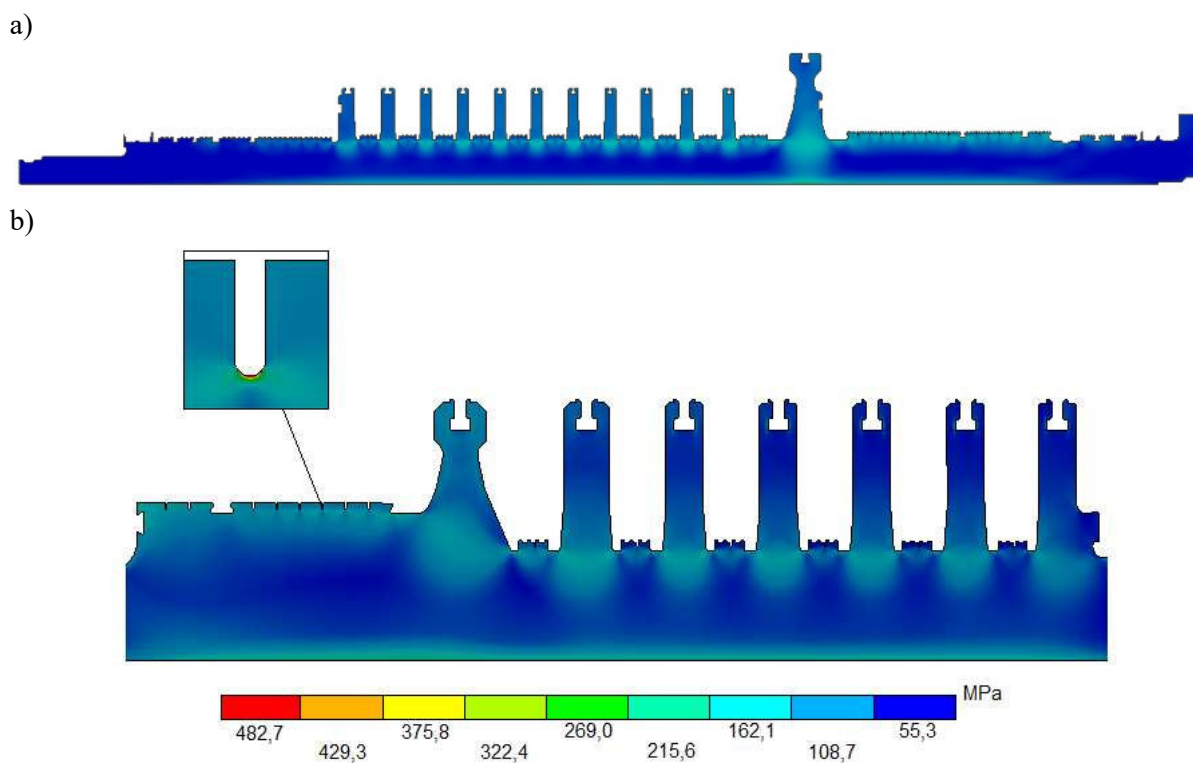
4.2.3. Wyniki obliczeń zużycia zmęczeniowego i pełzaniowego oraz prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek zużycia

Obszarem szczególnie zagrożonym wyczerpaniem trwałości na skutek zużycia są rowki termiczne [78,81]. Intensyfikacja zmęczenia niskocyklicznego wynika z ich geometrii, charakteryzującej się małymi promieniami krzywizny, co sprzyja kumulacji naprężeń w trakcie procesów nagrzewania obiektu. Dodatkowo obszar ten narażony jest na wysoką temperaturę pracy, co z kolei stanowi warunki do rozwoju procesu pełzania. Efektem tych zjawisk jest m.in. pojawienie się pęknięć, które mogą przebiegać na powierzchni materiału (charakterystyczne dla zmęczenia niskocyklowego) lub pod jego powierzchnią (charakterystyczne dla zniszczenia pełzaniowego) [82]. Na rys. 4.23 i 4.24 przedstawiono przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych podczas rozruchów wirników WP i SP, prowadzonych zgodnie z charakterystykami przedstawionymi na rys. 4.5 i 4.7.

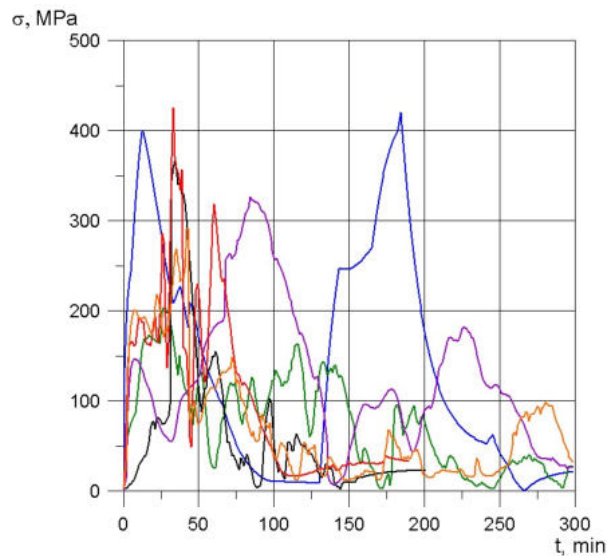
W celu przeprowadzenia obliczeń zużycia skorzystano z hipotezy liniowej kumulacji uszkodzeń (równanie (4.25)). Podobnie jak w przypadku modelowania propagacji pęknięć, opracowano trzy różne scenariusze eksploatacji różniące się przyrostami naprężeń podczas cykli zmęczeniowych (rozruchów). Wytężenie materiału w rowkach termicznych wirników WP i SP może znacząco się różnić (wyższe wartości występują w rowkach wirnika SP), dlatego scenariusze nie mogą być tym razem opracowane wspólnie dla obu części turbiny. Dobrze obrazują to rys. 4.25 i 4.26, na których przedstawiono przebiegi naprężeń zredukowanych dla równych rozruchów, z różnych stanów cieplnych. W scenariuszu #1 założono stosunkowo wolne nagrzewanie turbiny. Osiągane naprężenia są zatem najmniejsze i wynoszą podczas każdego uruchomienia średnio 300 MPa (WP) i 350 MPa (SP). Scenariusz #3 jest opracowany dla obiektów, które za każdym razem są uruchamiane „na żądanie”, w związku z tym narzucane jest szybkie tempo nagrzewania powodujące wysokie przyrosty naprężeń (odpowiednio 450 MPa i 470 MPa dla wirników WP i SP). Scenariusz #2 jest ponownie wariantem pośrednim (połowa rozruchów zgodnie ze sc.#1, a połowa zgodnie ze sc.#3). Założono, że w ciągu jednego rozruchu następuje jeden znaczący przyrost odkształcenia $\Delta\varepsilon$. Przyjęty czas pracy w stanie ustalonym oraz liczba rozruchów są takie same jak opisano w rozdziale 4.1.3



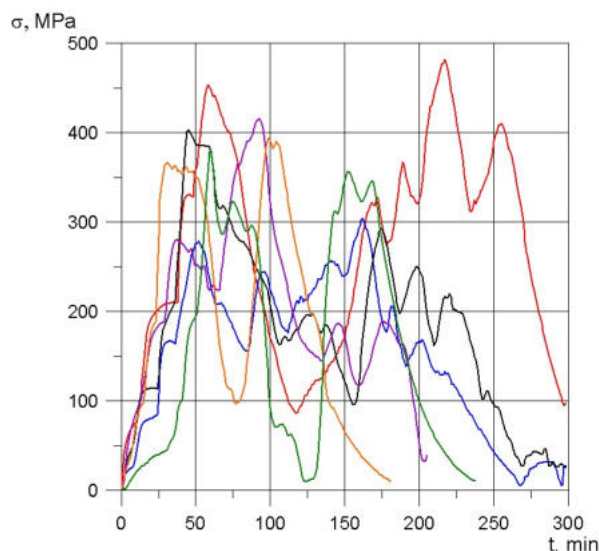
Rys. 4.23 a) Rozkład naprężeń zredukowanych w wirniku WP podczas rozruchu turbiny;
b) Koncentracja naprężeń zredukowanych w wirniku WP



Rys. 4.24 a) Rozkład naprężeń zredukowanych w wirniku SP podczas rozruchu turbiny;
b) Koncentracja naprężeń zredukowanych w wirniku SP



Rys. 4.25 Przebiegi naprężeń zredukowanych w rowku termicznym wirnika WP podczas różnych rozruchów



Rys. 4.26 Przebiegi naprężeń zredukowanych w rowku termicznym wirnika SP podczas różnych rozruchów

Obszar rowków termicznych, w przeciwieństwie do otworów centralnych, nie jest narażony na duży udział składowej masowej obciążenia wynikającej z wirowania masy własnej wirnika. Oznacza to, że największe naprężenia występują podczas nagrzewania (składowa termiczna obciążenia), a następnie zanikają co dodatkowo jest spotęgowane procesem relaksacji w stanie quasi-ustalonym. W takim przypadku trwałość pełzaniowa, określona jako liczba godzin pracy do zniszczenia wyznaczona z zależności (4.24), nie byłaby możliwa do zweryfikowania dla obiektu rzeczywistego. Z tego powodu w dalszych obliczeniach przyjęto ją na poziomie 10^6 h [78].

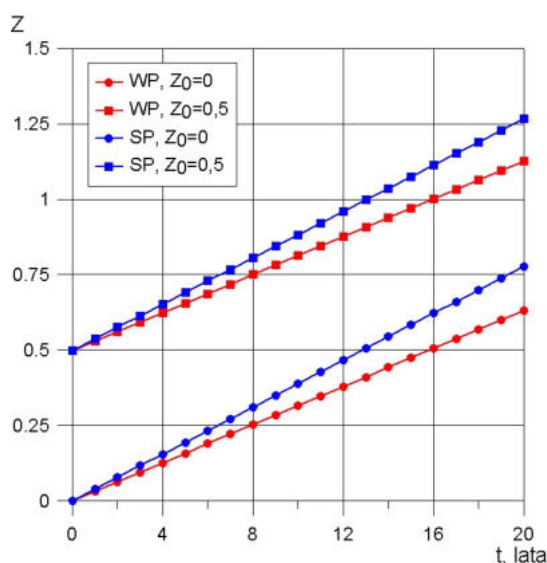
Z przypadku obliczeń poziomu zużycia, podobnie jak dla analizy propagacji pęknięć, konieczne jest określenie początkowego stanu materiału. Jeśli nie stwierdzono uszkodzeń o charakterze zmęczeniowym lub pełzaniowym w rowkach cieplnych, zakłada się, że zużycie początkowe wynosi $Z_0 = 0$ i ulega pogorszeniu w ciągu kolejnych lat pracy. Podobna sytuacja ma miejsce, gdy dokonano naprawy korekcyjnej poprzez np. przetoczenie rowka lub

zeszlifowanie zdegradowanej warstwy materiału. Analizowane wirniki są obiektami długo eksploatowanymi, dlatego można spodziewać się znaczącego poziomu zużycia na początku monitorowanego okresu, na poziomie np. $Z_0 = 0,5$. Przeprowadzono zatem obliczenia dla obu przytoczonych wartości Z_0 . Do przeprowadzenia analizy przyrostu zużycia posłużono się metodą Monte Carlo. Wielkości wpływające na trwałość zmęczeniową i pełzaniową posiadają znane wartości średnie i odchylenia standardowe oraz charakteryzują się rozkładami normalnymi. W tabeli 4.5 zestawiono przykładowe przyjęte wartości.

Tabela 4.5 Wartości oczekiwane i odchylenia standardowe wielkości wpływających na zużycie zmęczeniowe i pełzaniowe

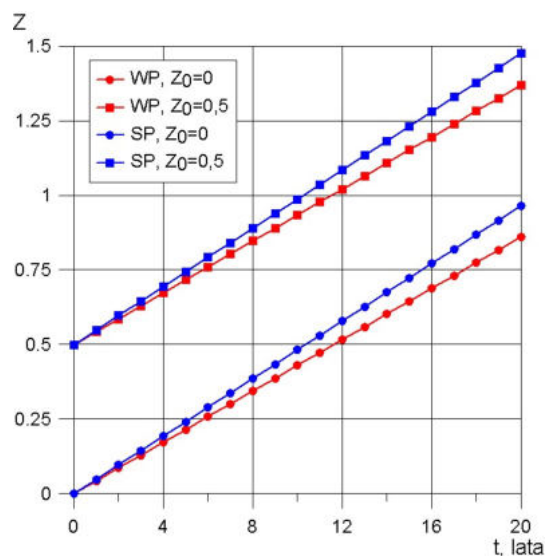
Dana wejściowa	Wartość oczekiwana	Odchylenie standardowe
E	180 GPa	9 GPa
$\Delta\sigma_{1WP}$	300 MPa	15 MPa
$\Delta\sigma_{2WP}$	450 MPa	22,5 MPa
$\Delta\sigma_{1SP}$	350 MPa	17,5 MPa
$\Delta\sigma_{1SP}$	470 MPa	23,5 MPa
Z_t^{-1}	1 000 000 h	50 000 h
Z_0	0 / 0,5	- / 0,05
t	20 lat x 6000 h/rok	-
N	200 cykli/rok	-

Na rys. 4.27 przedstawiono przyrost zużycia całkowitego dla scenariusza #1, obu wirników WP i SP oraz dla przyjętych wartości początkowych 0 i 0,5. Ze względu na inne poziomy naprężeń występujące w wirnikach, widoczna jest wyraźna różnica między zużyciem, która z każdym kolejnym rokiem eksploatacji ulega powiększeniu. Dla roku 13-tego, który jest końcem pierwszego monitorowanego okresu, rozbieżność jest na poziomie 0,1, a dla roku 20-tego już o połowę większa (dla obu założonych wartości Z_0). Wartość graniczna $Z_g = 1$ jest osiągnięta tylko w przypadku większego poziomu zużycia początkowego. Jej przekroczenie następuje po roku 16-tym dla wirnika WP i po roku 14-stym dla wirnika SP.



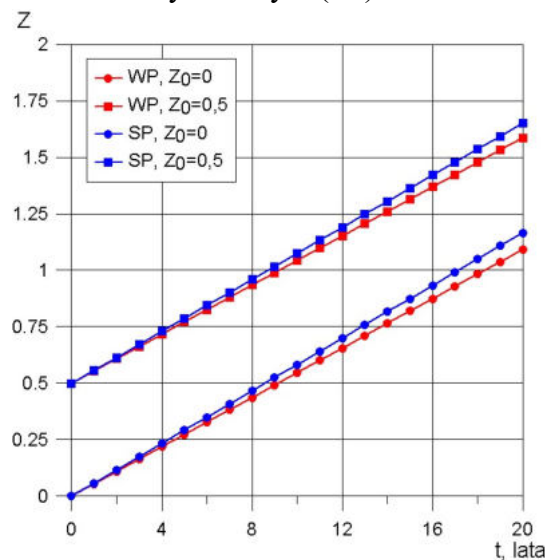
Rys. 4.27 Zużycie zmęczeniowo-pełzaniowe dla scenariusza #1 eksploatacji w wirnikach WP i SP

Kolejnym przeanalizowanym scenariuszem był sc. #2. Na rys. 4.28 zestawiono otrzymane wyniki. Widoczny jest znaczący wzrost zużycia w stosunku do sc. #1, mimo to wartość graniczna dla $Z_0 = 0$ nadal nie jest przekroczona w zakładanym okresie eksploatacji. Dla $Z_0 = 0,5$ wystąpi to natomiast szybciej, kolejno w roku 12-tym dla wirnika WP i 10-tym dla wirnika SP.



Rys. 4.28 Zużycie zmęczeniowo-pełzaniowe dla scenariusza #2 eksploatacji w wirnikach WP i SP

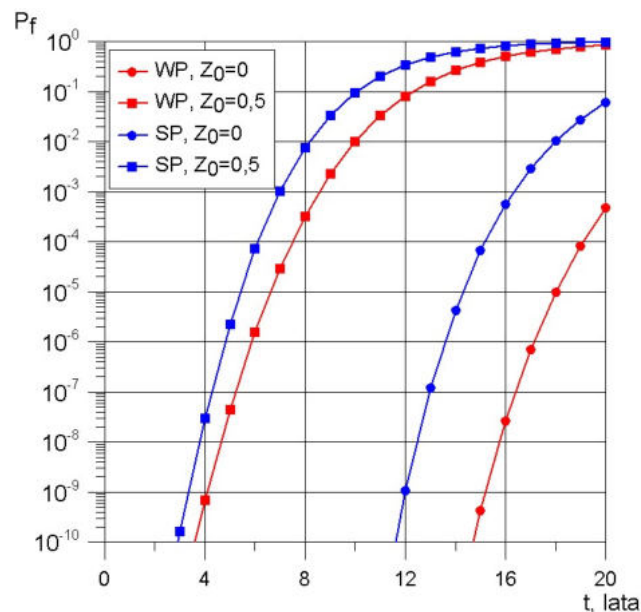
Wyniki obliczeń zużycia dla najgroźniejszego scenariusza eksploatacji (sc.#3) przedstawiono na rys. 4.29. Rozbieżność wyników pomiędzy wirnikami WP i SP jest taka sama jak w przypadku sc. #1 (0,1 w roku 13-tym i 0,15 w roku 20-tym). Przekroczenie wartości granicznej wystąpi dla obu wirników i dla każdego przyjętego wariantu Z_0 : w roku 18-tym i 9-tym (WP) oraz w roku 17-tym i 9-tym (SP).



Rys. 4.29 Zużycie zmęczeniowo-pełzaniowe dla scenariusza #3 eksploatacji w wirnikach WP i SP

Przeprowadzona analiza przyrostu zużycia w czasie była niezbędnym etapem podczas obliczeń prowadzących do określenia poziomu prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek wyczerpania trwałości materiału. Posługując się zależnościami (4.17), (4.28) i (4.29)

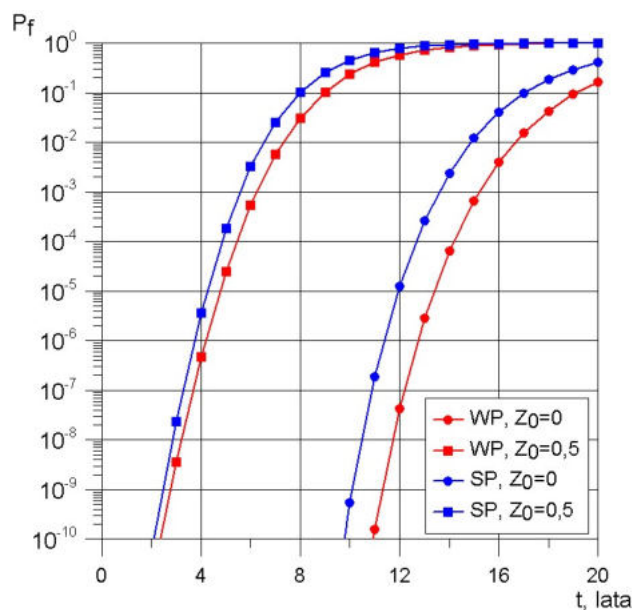
otrzymano wyniki dla scenariusz #1 eksploatacji, które przedstawiono na rys. 4.30. W celu zwiększenia czytelności wykresu, nie pokazano na nim wartości poniżej 10^{-10} . Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek wyczerpania trwałości ma szerszy zakres osiąganych wartości niż w przypadku propagacji pęknięć. Na początku monitorowanego okresu jest znikome, a na końcu 20-letniego czasu pracy z kolei osiąga wartości dla wirnika WP: 0,0004 i 0,84 oraz dla wirnika SP: 0,06 i 0,96 (kolejno dla $Z_0 = 0$ i $Z_0 = 0,5$). Ponownie założono, że znaczące dla bezpieczeństwa turbiny jest prawdopodobieństwo na poziomie 0,001. Jest ono osiągnięte już w ciągu pierwszych 13-tych lat przy założeniu gorszego stanu początkowego materiału dla obu wirników. W sytuacji, gdy zużycie początkowe jest przyjęte jako 0, wartość ta zostanie osiągnięta tylko w przypadku wirnika SP, po 16-tych roku eksploatacji.



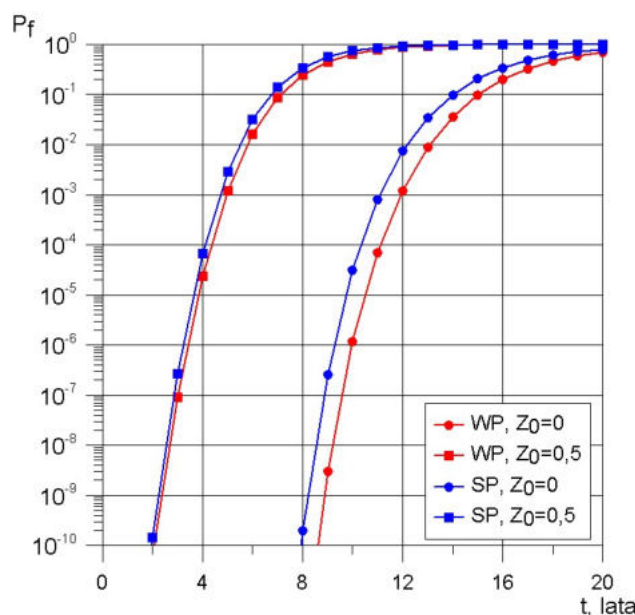
Rys. 4.30 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego dla scenariusza #1 eksploatacji w wirnikach WP i SP

Na rys 4.31 zaprezentowano wyniki prawdopodobieństwa zniszczenia dla sc.#2. W tym przypadku wartość znacząca 0,001 zostanie osiągnięta dla każdego z wirników. Po 20 latach w przypadku większego poziomu zużycia początkowego, prawdopodobieństwo awarii przyjmuje wartości bliskie 1.

Dla ostatniego z analizowanych wariantów (sc.#3) obserwuje się największe poziomy prawdopodobieństwa zniszczenia na skutek zużycia (rys. 4.32), które dla 13-tego roku eksploatacji przyjmują wartości 0,009 i 0,93 (WP, kolejno $Z_0 = 0$ i $Z_0 = 0,5$) oraz 0,034-0,96 (SP, kolejno $Z_0 = 0$ i $Z_0 = 0,5$), a dla 20-tego roku 0,69 i 0,99 (WP, kolejno $Z_0 = 0$ i $Z_0 = 0,5$) oraz 0,79 i 0,99 (SP, kolejno $Z_0 = 0$ i $Z_0 = 0,5$). Wartość znacząca 0,001 jest przekraczana w każdym przypadku między 5-tych a 12-tych rokiem eksploatacji.



Rys. 4.31 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego dla scenariusza #2 eksploatacji w wirnikach WP i SP



Rys. 4.32 Prawdopodobieństwo zniszczenia na skutek zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego dla scenariusza #3 eksploatacji w wirnikach WP i SP

Przedstawione obliczenia dotyczące dwóch potencjalnych scenariuszy awarii (na skutek pęknięcia oraz na skutek wyczerpania trwałości zmęczeniowo-pełzaniowej) wskazują na konieczność monitorowania wyznaczonych obszarów krytycznych turbiny. Wykazano, że praca w trybie regulacyjnym, związana z koniecznością szybkiego uruchomienia turbiny, prowadzi do znaczącego wzrostu tempa propagacji pęknięcia oraz zużycia materiału. Przy wydłużeniu okresu eksploatacji wirników do 20 lat oraz przy założeniu złego ich stanu początkowego (duże wymiary początkowe pęknięć, duży stopień zużycia), prawdopodobieństwo zniszczenia może wzrosnąć do kilkudziesięciu procent, a nawet blisko 100 % co oznacza, że bez wdrożenia obsługi prewencyjnej obiektu, awaria jest zdarzeniem niemal pewnym.

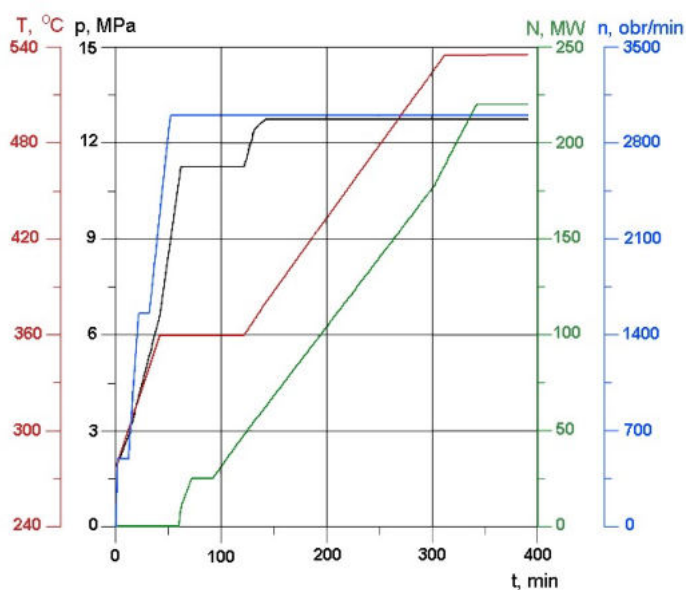
5. OPTIMALIZACJA ROZRUCHU TURBINY PAROWEJ

Rozruchy przeprowadzone zgodnie z charakterystykami dostarczonymi przez producentów powinny zapewniać bezpieczeństwo eksploatacji turbin [42]. Przyrosty poszczególnych parametrów procesowych, szczególnie nagrzewanie obiektu, są wówczas tak dobrane, aby nie pojawił się nadmierny wzrost naprężeń, co stanowiłoby zagrożenie dla poszczególnych elementów maszyn. Podczas rzeczywistego uruchomienia nie jest możliwe zachowanie dokładnych zaleceń, a dodatkowo każdy rozruch przebiega w nieco inny sposób. Narzucenie jednostkom konwencjonalnym elastycznego reżimu pracy tym bardziej różnicuje sposoby nagrzewania w kierunku wzrostu tempa ich przeprowadzania. Z tego powodu niezbędnym krokiem jest przeprowadzenie badań w zakresie optymalizacji rozruchu i opracowanie nowego sposobu nagrzewania, który będzie odpowiadać aktualnym potrzebom.

Optymalizacja charakterystyk rozruchowych może odbywać się w sposób statyczny i polega na opracowaniu nowego tempa przyrostu poszczególnych parametrów procesowych, zwłaszcza temperatury pary omywającej, które powinno zostać zachowane podczas rozruchu obiektu rzeczywistego. Przykłady opracowanych charakterystyk dla turbin parowych zostały opublikowane w [55,83,84]. Innym podejściem jest przeprowadzenia doboru tempa nagrzewania w czasie trwania rozruchu (w sposób dynamiczny), z wykorzystaniem monitorowania naprężeń, zapewniającego wzrost elastyczności pracy przy ograniczonym ryzyku uszkodzenia [85]. Rozwiązania takie, dla turbiny parowej zainstalowanej w koncentrycznej elektrowni słonecznej, opisano w [86], gdzie wykorzystano nieliniowy model sterowania predykcyjnego NMPC (*nonlinear model predictive control*).

5.1. Optymalizacja charakterystyki rozruchowej turbiny ze stanu zimnego

Przykład przeprowadzenia optymalizacji charakterystyk rozruchowych wirnika WP turbiny, został opisany w artykule [55]. Pierwotna charakterystyka, którą poddawano dalszym badaniom, została przedstawiona na rys. 5.1. Czas osiągnięcia mocy nominalnej to 330 min. Zgodnie z przyjętymi praktykami, dwukrotnie wstrzymuje się wzrost prędkości obrotowej. Założenie takie zostało zachowane podczas dalszych obliczeń. Podobnie jest ze wstrzymaniem procesu nagrzewania, w chwili osiągnięcia przez temperaturę pary wartości 360°C.



Rys. 5.1 Fabryczna charakterystyka rozruchowa ze stanu zimnego

Funkcja celu V w czasie procesu optymalizacji jest tożsama z całkowitym czasem trwania rozruchu t_r , który zostanie zminimalizowany:

$$V = t_r \rightarrow \min \quad (5.1)$$

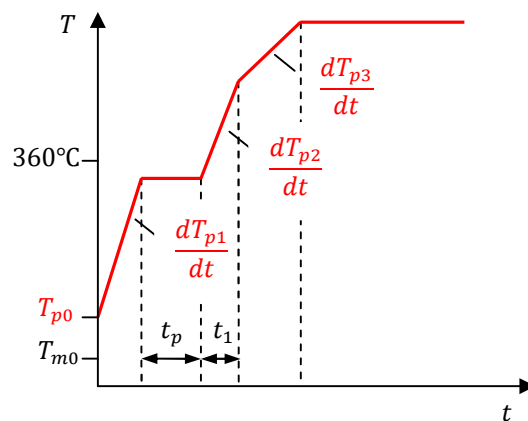
Korzyści osiągnięte ze zminimalizowania czasu rozruchu to redukcja strat rozruchowych wynikających z produkcji czynnika roboczego przy częściowej produkcji mocy [42], ograniczenie niekorzystnego wpływu na środowisko [87] i zwiększenie elastyczności pracy bloku energetycznego. Zupełnie inne podejście zostało przedstawione w [83], gdzie opisano proces optymalizacji rozruchu, przy zachowaniu pierwotnego czasu jego trwania, minimalizując naprężenie zredukowane w obszarze jego koncentracji.

W budowanym modelu optymalizacyjnym, oprócz funkcji celu, powinny znaleźć się również funkcje ograniczające φ_i , które dostosowują rozwiązanie matematyczne do rzeczywistych warunków. Ograniczeniem w przypadku turbiny parowej jest maksymalne naprężenie zredukowane σ_{max} , które nie powinno przekraczać założonej dopuszczalnej wartości σ_{dop} , zapewniającej odpowiedni poziom bezpieczeństwa [42].

$$\varphi(t) = \sigma_{max} \leq \sigma_{dop} \quad (5.2)$$

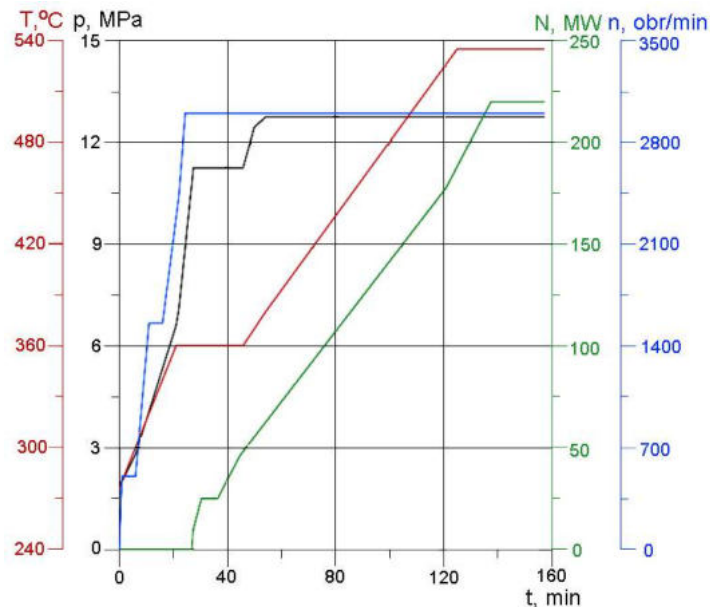
Po przeprowadzeniu symulacji rozruchu za pomocą metody elementów skończonych stwierdzono, że maksymalne naprężenia pojawiają się w rowku cieplnym uszczelnienia (co wykazano również w rozdziale 4.2.3). Wartość dopuszczalną przyjęto na poziomie 250 MPa.

Optymalizowane wielkości przedstawiono schematycznie na rys. 5.2. Należą do nich szybkości nagrzewania $\frac{dT_{p1}}{dt}$, $\frac{dT_{p2}}{dt}$, $\frac{dT_{p3}}{dt}$ oraz długość trwania okresu t_1 . Czas wstrzymania nagrzewania t_p nie ma wpływu na maksymalną wartość naprężeń i może zostać skrócony z 80 min do nawet 7 min. Ważnym parametrem jest początkowa temperatura metalu wirnika T_{m0} , która może różnić się w zależności od czasu postoju turbiny. W początkowej fazie nagrzewania różnica pomiędzy temperaturą pary i temperaturą metalu ma znaczący wpływ na wartości pojawiających się naprężeń. W kolejnych etapach decydujący jest wzrost temperatury pary w poszczególnych krokach czasowych. W analizowanym przypadku założono, że początkowy stan cieplny wirnika wynika z postoju trwającego 96 h.

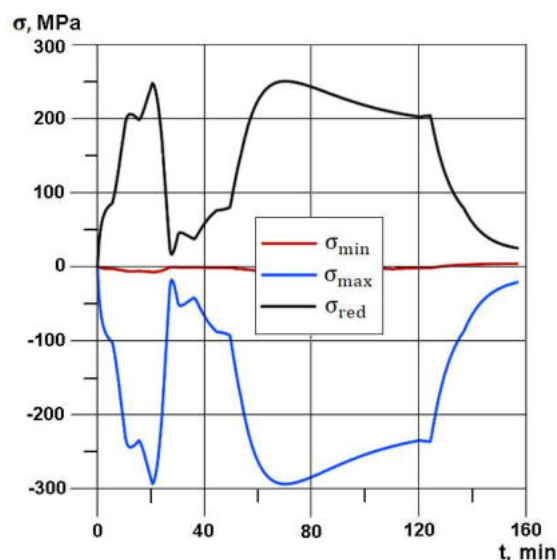


Rys. 5.2 Wielkości optymalizowane podczas rozruchu

W celu rozwiązania problemu optymalizacyjnego można wykorzystać metodę systematycznego przeszukiwania lub metodę RSM (*response surface method*), dzięki której zbudowano powierzchnię odpowiedzi i zastosowano algorytm genetyczny. Uzyskane, nowe krzywe rozruchowe przedstawiono na rys. 5.3. Całkowity czas rozruchu wirnika WP wyniósł 140 min. Udało się więc skrócić uruchomienie o ponad 57%. Na rys. 5.4 przedstawiono przebiegi naprężeń w rowku cieplnym (minimalne i maksymalne naprężenie główne oraz naprężenie zredukowane), które potwierdzają, że wartości dopuszczalne zostały zachowane.



Rys. 5.3 Optymalna charakterystyka rozruchowa ze stanu zimnego



Rys. 5.4 Przebieg naprężeń w wirniku podczas rozruchu prowadzonego zgodnie z charakterystyką optymalną

Uzyskane wyniki pokazują, że fabryczne charakterystyki rozruchowe mogą zostać zmodyfikowane w celu znacznego skrócenia czasu uruchamiania turbiny. Istnieje zatem potencjał do opracowania nowych sposobów nagrzewania wirników, które poprawią elastyczność pracy bloku węglowego.

Opisana optymalizacja rozruchu została przeprowadzona w sposób statyczny, tzn. że aby uzyskać pożądane efekty, na obiekcie rzeczywistym powinny być wykorzystywane opracowane krzywe obrazujące przebieg poszczególnych parametrów. W sytuacji niedochowania zalecanego przyrostu, dokonanie korekty jest utrudnione ze względu na brak możliwości kontroli poziomu naprężenia. Innym problemem może być również różnorodność początkowego stanu cieplnego turbiny, ze względu na różne czasy postoju (chłodzenia). W takim przypadku konieczne jest przygotowanie całego zestawu optymalnych charakterystyk. Aby uniknąć opisywanych komplikacji, proces optymalizacji może być przeprowadzany w sposób dynamiczny (w czasie rzeczywistym) z wykorzystaniem systemu bieżącej kontroli naprężeń.

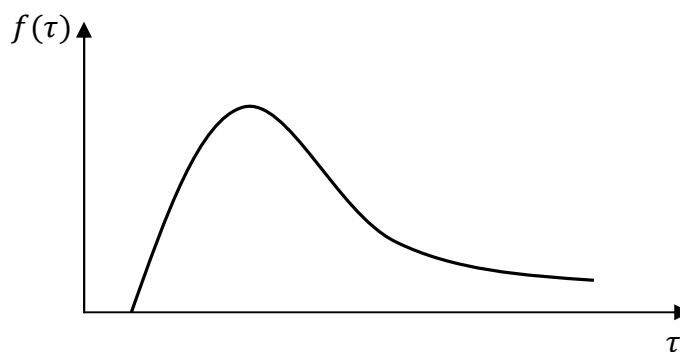
5.2. Przegląd algorytmów bieżącej kontroli naprężeń

Największym wyzwaniem przy opracowaniu metody bieżącej kontroli wyężenia materiału, jest sposób określania poziomu naprężeń termicznych. Reakcja materiału na obciążenie termiczne jest bardziej skomplikowana niż w przypadku obciążenia powierzchniowego czy masowego. Maksymalne wartości pojawiających się naprężeń mogą zostać skorelowane ze zmierzoną różnicą temperatury ΔT lub pochodną temperatury metalu $\frac{dT_m}{dt}$ [42]:

$$\sigma_{max} = f(\Delta T) = f\left(\frac{dT_m}{dt}\right) \quad (5.3)$$

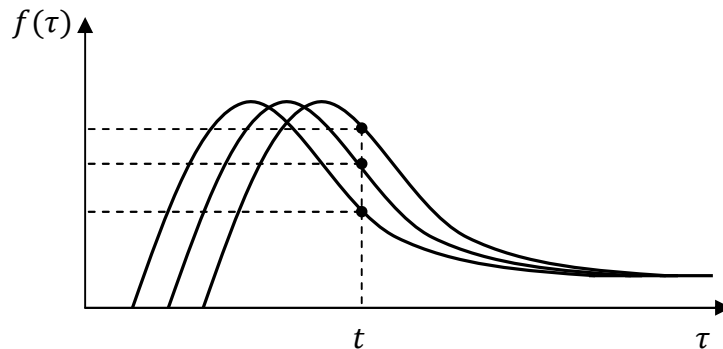
W przypadku niektórych elementów ciśnieniowych wykorzystywanych, np. w kotłach węglowych, pomiar temperatury metalu odbywa się tylko na powierzchni zewnętrznej, co jest niewystarczające do poprawnego zweryfikowania poziomu naprężenia. Aby określić rozkład temperatur na powierzchni wewnętrznej, możliwe jest zastosowanie odwrotnego problemu przewodzenia ciepła [85,88]. Różnica temperatury między powierzchnią wewnętrzną i zewnętrzną może być wówczas wykorzystana do oszacowania wartości naprężenia termicznego [88].

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie algorytmów bazujących na wyznaczonej funkcji wpływu obrazującej odpowiedź materiału na wymuszenie w postaci skoku temperatury. Początkowo naprężenia rosną osiągając maksymalną wartość, a następnie zanikają (rys. 5.5).



Rys. 5.5 Odpowiedź wyężeniowa materiału na skok temperatury (funkcja wpływu)

Jako funkcja wpływu wykorzystywana jest funkcja Green'a, a jej znalezienie jest możliwe dzięki metodzie elementów skończonych [42,89]. Aby uzyskać odpowiedź materiału nie tylko na jednostkowy skok temperatury, ale na ciągłą jej zmianę, stosowna jest metoda superpozycji, polegająca na sumowaniu poszczególnych odpowiedzi w danej chwili czasowej (rys. 5.6).



Rys 5.6 Metoda superpozycji dla odpowiedzi wyężeniowej na jednostkowe skoki temperatury

Naprężenia występujące w związku ze zmianą temperatury w danym przedziale czasu $0 \div t$ zliczane są za pomocą całki Duhamela w postaci [42]:

$$\sigma^T = \int_0^t \frac{dT(\tau)}{d\tau} f(t - \tau) d\tau \quad (5.4)$$

gdzie:

σ^T – składowa naprężenia termicznego;

$T(\tau)$ – temperatury pary w danej chwili czasowej;

$f(\tau)$ – funkcja Greena.

Do największych wad algorytmów opartych na zależności (5.4) należy brak możliwości uwzględniania zarówno zmian współczynnika wnikania ciepła jak i własności materiałowych podczas procesu nagrzewania elementu. Aby zminimalizować rozbieżności pomiędzy wartościami uzyskanymi z obliczeń, a prawdopodobnymi wartościami rzeczywistymi, wprowadza się modyfikacje. Przykładem może być metoda wyznaczania naprężeń na przykładzie wirnika części wysokoprężnej turbiny na parametry nadkrytyczne, opublikowana w [89]. W przedstawionych badaniach zamiast temperatury pary omywającej, wykorzystuje się bezpośrednio temperaturę metalu, która może być wyznaczona za pomocą metody elementów skończonych lub metody różnic skończonych. W artykule przedstawiono również alternatywną metodę wyznaczania naprężeń, na przykładzie kadłuba wewnętrznego turbiny, z użyciem sieci neuronowych.

W [90] opisano sposób wyznaczania naprężeń w czasie rzeczywistym, z uwzględnieniem zmienności własności materiału pod wpływem wzrostu temperatury. Proces nagrzewania elementu jest podzielony na kilka etapów, dla których wyznaczane są osobne funkcje Green'a uwzględniające podstawowe parametry materiału w danej temperaturze. Następnie wykorzystywana jest sieć neuronowa, poddawana procesowi uczenia

na podstawie wyznaczonych funkcji wpływu. Nowe funkcje Green'a otrzymane wskutek działania sieci są dostosowywane przez współczynnik wagowy. Zapewnia on ograniczenie rozbieżności pomiędzy naprężeniami otrzymanymi opisywaną metodą, a tymi, które wyznaczane są za pomocą MES.

W [91,92] przedstawiono modyfikację metody polegającą na uwzględnieniu w obliczeniach zmienności współczynnika wnikania ciepła. Temperatura pary $T(\tau)$ we wzorze (5.4) zastąpiona jest temperaturą zastępczą (modyfikowaną). W celu jej wyznaczenia wykorzystano równanie opisujące gęstość strumienia ciepła przenoszonego w wyniku wnikania:

$$q = \alpha(\tau) * (T - T_m) \quad (5.5)$$

gdzie:

$\alpha(\tau)$ – współczynnik wnikania ciepła w danej chwili czasowej, W/m^2K ;

T – temperatura pary, K;

T_m – temperatura metalu, K;

Gęstość strumienia ciepła może być wyrażona również jako:

$$q = \alpha_{mod}(T_{mod} - T_m) \quad (5.6)$$

gdzie:

α_{mod} – stała wartość współczynnika wnikania ciepła, W/m^2K ;

T_{mod} – nowa temperatura pary, która uwzględnia zmianę współczynnika wnikania ciepła w czasie, K.

Porównując równanie (5.5) i (5.6) otrzymuje się zależność:

$$\alpha(\tau) * (T - T_m) = \alpha_{mod}(T_{mod} - T_m) \quad (5.7)$$

Zatem:

$$T_{mod} = \frac{\alpha(\tau) \cdot (T - T_m)}{\alpha_{mod}} + T_m \quad (5.8)$$

Przeszkodą w stosowaniu opisanej metody jest wyznaczenie zmiennej w czasie temperatury metalu w obszarze monitorowanym. Temperatura ta, w przeciwieństwie do parametrów pary świeżej, nie jest kontrolowana za pomocą aparatury pomiarowej. W celu określenia poziomu temperatury metalu w dowolnej chwili trwania rozruchu posłużono się kolejną funkcją wpływu. Temperatura metalu może być wówczas na bieżąco wyznaczona dla każdej chwili czasowej t za pomocą równania [92]:

$$T_m = \int_0^t \frac{dT(\tau)}{d\tau} f_T(t - \tau) \quad (5.9)$$

gdzie:

$f_T(\tau)$ – funkcja wpływu dla temperatury.

5.3. Opis proponowanego algorytmu bieżącej kontroli naprężeń

Podczas rozruchu turbiny parowej występuje bardzo szeroki zakres zmienności współczynnika wnikania ciepła. Wartości wahają się od kilku do kilku tysięcy W/m^2K w zależności od monitorowanego obszaru. W przypadku tak dużych rozbieżności korzystanie z przedstawionych algorytmów obliczania naprężeń z wykorzystaniem funkcji Greena i całki Duhamela jest niewystarczające oraz zachodzi konieczność dostosowania przedstawionych metod. Proponowanym rozwiązaniem problemu może być podzielenie czasu trwania rozruchu na przedziały w zależności od aktualnych wartości osiąganych przez współczynnik wnikania ciepła. Dla tych przedziałów opracowywane są dedykowane funkcje wpływu (dla temperatury metalu i naprężeń). Dodatkowo dobierany jest również indywidualny współczynnik korygujący k przyjmujący wartości stałe lub zmienne w czasie. Jego dobór następuje na podstawie analizy różnych rodzajów rozruchów. Umożliwia on zminimalizowanie różnicy pomiędzy wynikami otrzymanymi przy użyciu funkcji Green'a, a tymi które uważane są za najbliższe rzeczywistym wartościom i wyznaczonymi za pomocą MES. Współczynnik ten jest istotny przy wyznaczaniu temperatury zastępczej pary w oparciu o równanie (5.8) z zależności:

$$T_{mod} = \frac{\alpha(\tau) \cdot (T(\tau) - T_m(\tau))}{k} + T_m(\tau) \quad (5.10)$$

Temperatura metalu jest wówczas obliczana jako:

$$T_m = \int_0^t \frac{dT(\tau)}{d\tau} f_{T_i}(t - \tau) \quad (5.11)$$

gdzie:

$f_{T_i}(\tau)$ – indywidualna funkcja wpływu dla temperatury, dla konkretnego przedziału wartości współczynnika wnikania ciepła.

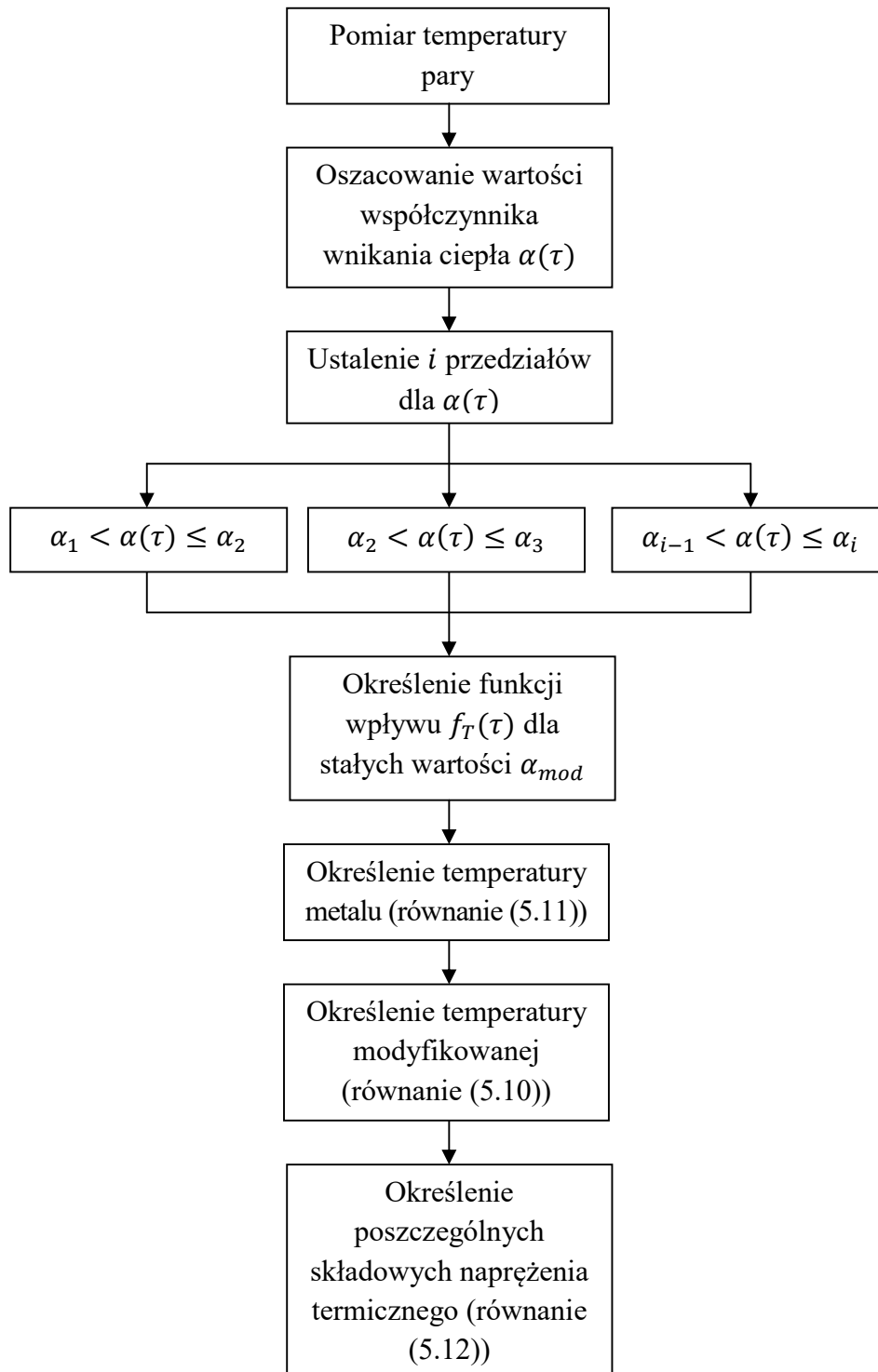
Poszczególne składowe naprężeń termicznych z kolei wyznacza się z zależności:

$$\sigma^T = \int_0^t \frac{dT_{mod}(\tau)}{d\tau} f_i(t - \tau) d\tau \quad (5.12)$$

gdzie:

$f_i(\tau)$ – indywidualna funkcja Green'a dla konkretnego przedziału wartości współczynnika wnikania ciepła.

Opisywany sposób wyznaczania naprężeń termicznych został schematycznie zaprezentowany na rys. 5.7.



Rys. 5.7 Algorytm wyznaczania naprężeń termicznych

Oprócz naprężeń termicznych wyznaczane są również naprężenia związane z obciążeniami powierzchniowymi (od ciśnienia czynnika roboczego) oraz masowymi (od wirowania masy własnej wirnika). Zależność naprężeń od obrotów przyjmuje formę równania kwadratowego i jest wyznaczana osobno dla poszczególnych składowych:

$$\sigma^n = c \cdot n^2 \quad (5.13)$$

gdzie:

c – współczynnik wyznaczony indywidualnie dla każdej składowej;

n – prędkość obrotowa (wielkość mierzona);

W przypadku określania składowych naprężeń związanych z ciśnieniem, stosowana jest relacja:

$$\sigma^p = a \cdot p + b \quad (5.14)$$

gdzie:

a, b – współczynniki wyznaczone indywidualnie dla każdej składowej;

p – ciśnienie pary (wielkość mierzona).

Po wyznaczeniu wszystkich składowych normalnych σ i stycznych τ można obliczyć naprężenie zredukowane zgodnie z hipotezą Hubera-Misses'a:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_x\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (5.15)$$

Aby uniknąć potencjalnego zaniżenia obliczonej wartości, co mogłoby stanowić zagrożenie dla bezpieczeństwa pracy turbiny, możliwe jest wprowadzenie do algorytmu współczynnika skalującego $k_s > 1$, który może dodatkowo podwyższyć wyznaczone naprężenie zredukowane σ_{red} . Operator korzystający z systemu monitorowania, może wówczas zareagować wcześniej na niepokojący wzrost naprężeń, aby uniknąć przekroczenia wartości dopuszczalnych.

5.4. Monitorowane obszary turbiny parowej

Opisaną metodę bieżącego wyznaczania naprężeń zastosowano dla kilku obszarów krytycznych turbiny parowej klasy 200 MW. Wybrane elementy charakteryzują się podwyższonym poziomem wyęczenia materiału lub podwyższonym ryzykiem pojawienia się procesów zużycia (propagujące pęknięcia, zużycie zmęczeniowe, pełzanie).

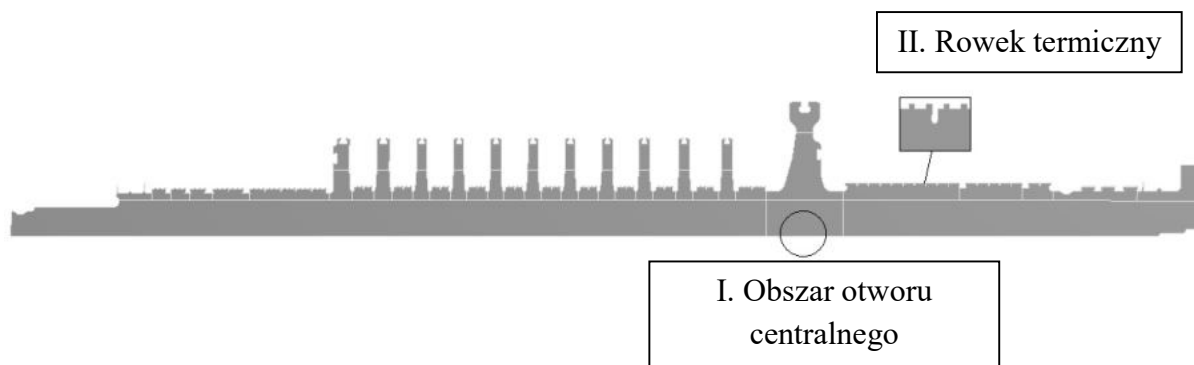
5.4.1. Wirnik części wysokoprężnej

Za pomocą MES przeprowadzono symulację rozruchu ze stanu zimnego (rys. 4.5) dla wirnika części wysokoprężnej turbiny, co przedstawiono w rozdziale 4.1.3 (rys. 4.6). Na podstawie analizy rozkładu naprężeń, a także po zidentyfikowaniu zagrożeń wynikających z rozwoju zjawisk degradacji materiału wynikających ze zwiększonego poziomu wyęczenia materiału, wybrano dwa obszary krytyczne (rys. 5.8):

-obszar I zlokalizowany pod stopniem regulacyjnym, narażony na pojawienie się propagującego pęknięcia;

-obszar II zlokalizowany w rowku termicznym, narażony na zużycie zmęczeniowe i pełzaniowe.

Monitorowanie naprężeń we wskazanych obszarach pozwoli na weryfikację sporządzonych prognoz rozwoju pęknięć i zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego dla rzeczywistego bloku energetycznego, zwłaszcza w obliczu konieczności pracy w warunkach zmiennego obciążenia.



Rys. 5.8 Monitorowane obszary w wirniku WP turbiny parowej

Dobrano funkcje aproksymujące wartość współczynnika wnikania ciepła dla pary. Dla początkowego okresu rozruchu, gdy następuje zmiana prędkości obrotowej wirnika, przyjmuje ona postać funkcji kwadratowej:

$$\alpha = a_1 \cdot n^2 + a_2 \cdot n + a_3 \quad (5.16)$$

Gdzie:

n – prędkość obrotowa, obr/min.

W okresie zmiany mocy turbiny, funkcja aproksymująca wyrażona jest wzorem:

$$\alpha = a_4 \cdot N + a_5 \quad (5.17)$$

gdzie:

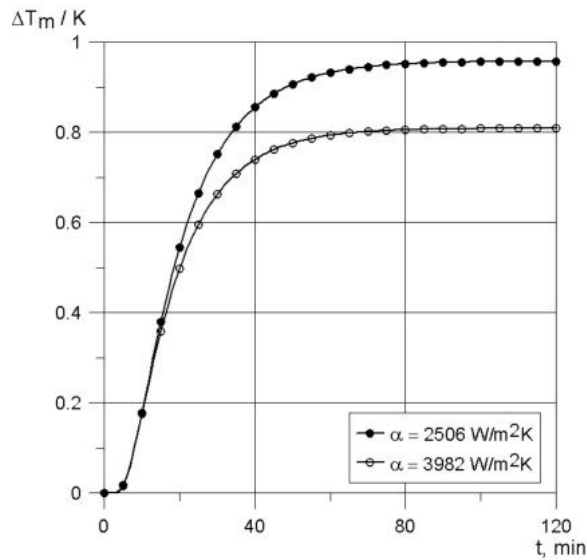
N – moc turbiny, MW.

Ze względu na szeroki zakres zmian współczynnika wnikania ciepła podczas rozruchu ($\Delta\alpha \approx 8000 \text{ W/m}^2\text{K}$, zgodnie z rys. 5.7 przyjęto dwa przedziały ($i = 2$) dla każdego z obu obszarów monitorowanych i wyznaczono dedykowane funkcje wpływu dla stałych wartości współczynników α_{mod} , a także określono wartości współczynników korygujących k (tabela 5.1):

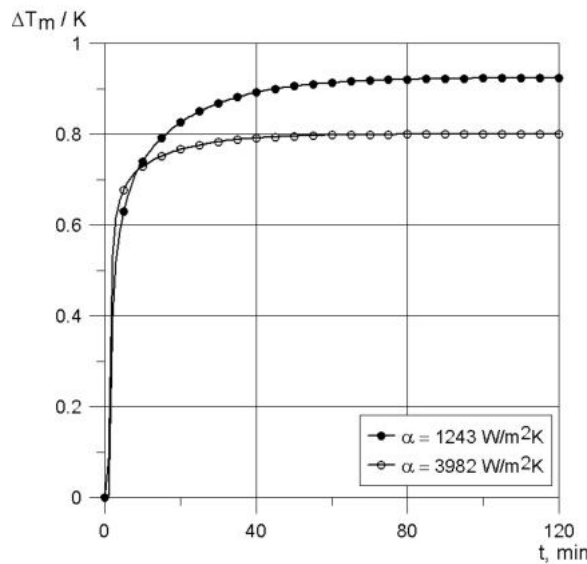
Tabela 5.1 Wielkości przedziałów i wartości współczynników przyjęte w obliczeniach wirnika WP

Obszar I	Obszar II
-I przedział: $\alpha \leq 3250 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha_{mod_I} = 2506 \text{ W/m}^2\text{K}$ $k = 2506$	-I przedział: $\alpha \leq 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha_{mod_I} = 1243 \text{ W/m}^2\text{K}$ $k = 1243$
-II przedział: $\alpha > 3250 \text{ W/m}^2\text{K}$ $\alpha_{mod_{II}} = 3982 \text{ W/m}^2\text{K}$ $k = 3982$	-II przedział: $\alpha > 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ $\alpha_{mod_{II}} = 3982 \text{ W/m}^2\text{K}$ $k = \alpha(\tau)$

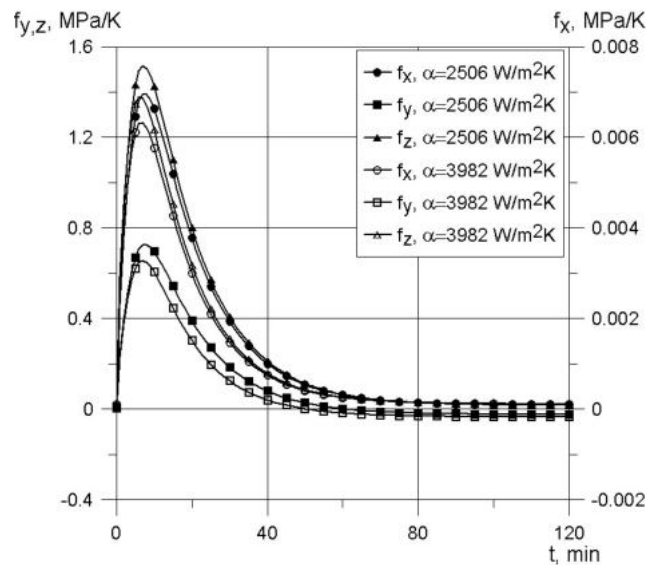
Rys. 5.9 i 5.10 przedstawiają funkcje wpływu dla temperatury kolejno dla obszaru I i II wirnika WP. Rys. 5.11-5.14 z kolei przedstawiają funkcje Green'a (kolejno dla składowych normalnych i stycznych oraz obu monitorowanych obszarów).



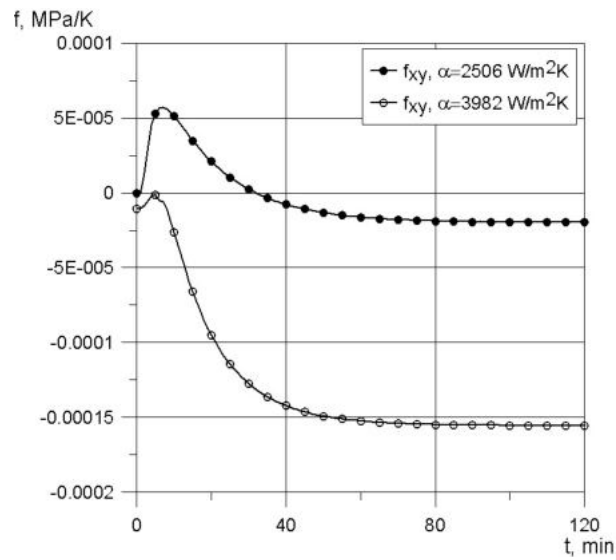
Rys. 5.9 Funkcje wpływu dla temperatury metalu wirnika WP (obszar I)



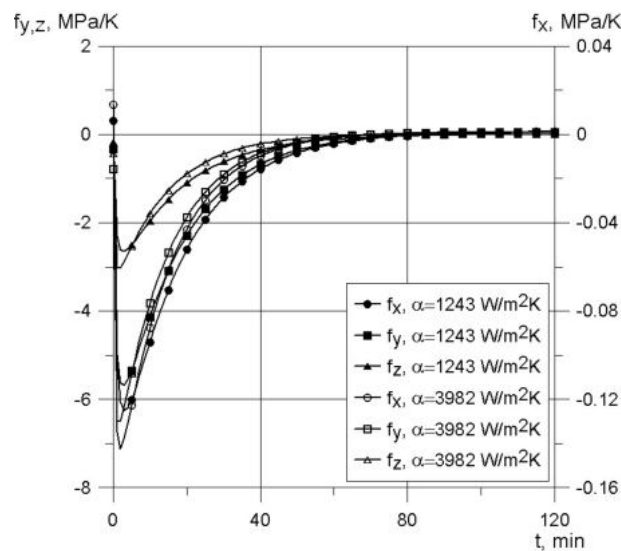
Rys. 5.10 Funkcje wpływu dla temperatury metalu wirnika WP (obszar II)



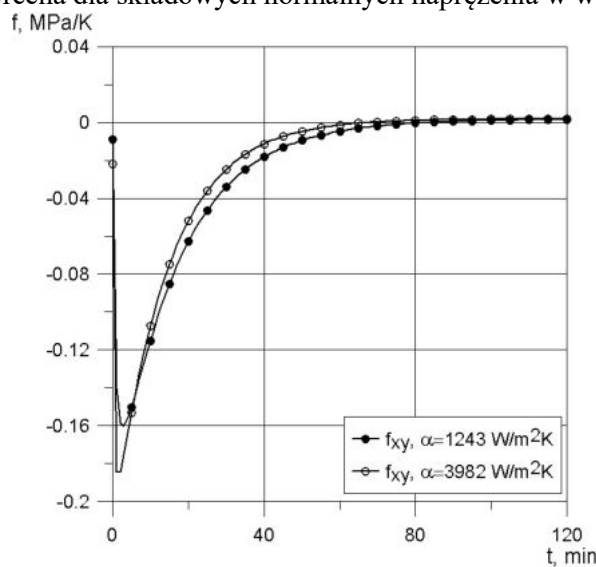
Rys. 5.11 Funkcje Greena dla składowych normalnych naprężenia w wirniku WP (obszar I)



Rys. 5.12 Funkcje Greena dla składowych stycznych naprężenia w wirniku WP (obszar I)



Rys. 5.13 Funkcje Greena dla składowych normalnych naprężenia w wirniku WP (obszar II)



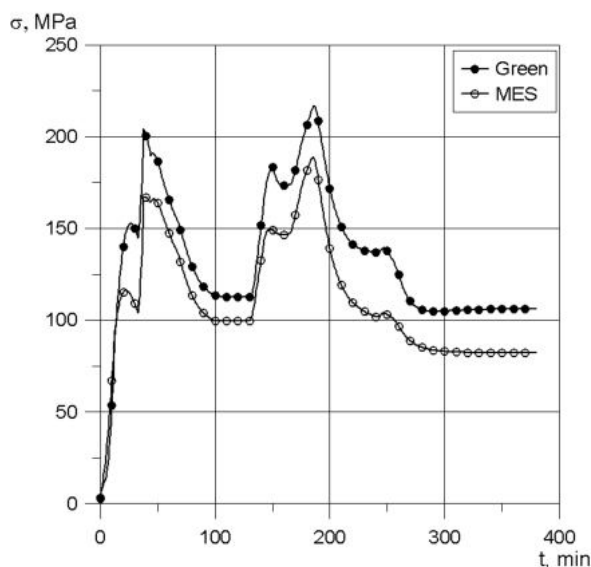
Rys. 5.14 Funkcje Greena dla składowych stycznych naprężenia w wirniku WP (obszar II)

Zgodnie z zależnościami 4.11 i 4.12 konieczne jest określenie stałych a, b, c umożliwiających wyznaczenie poziomu naprężeń związanego z ciśnieniem pary (podawanym w MPa) i wirowaniem masy własnej wirnika. Stałe są wyznaczone osobno, dla poszczególnych składowych. Tabela 5.2 przedstawia ich wartości.

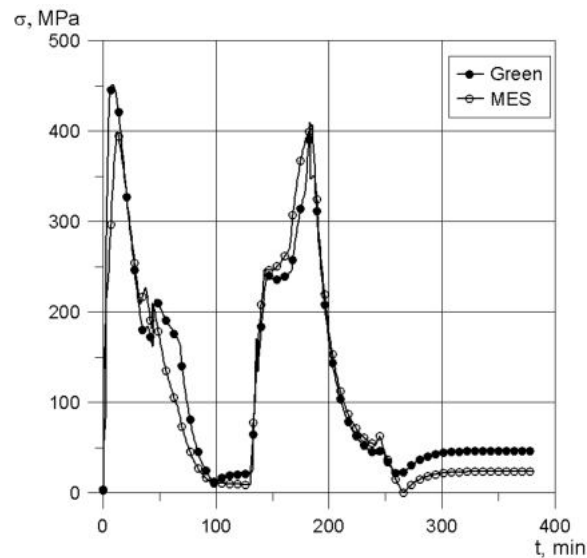
Tabela 5.2. Wartości dla stałych związanych z obciążeniem powierzchniowym i masowym dla wirnika WP

Obszar I	Obszar II
$a_x = -0,00835, b_x = 0$	$a_x = -0,475; b_x = 0$
$a_y = 0,595, b_y = 0$	$a_y = 3,464; b_y = 0$
$a_z = -1,713, b_z = 0$	$a_z = 0,335; b_z = 0$
$a_{xy} = 0, b_{xy} = 0$	$a_{xy} = 0,105; b_{xy} = 0$
$c_x = 4,597 \cdot 10^{-8}$	$c_x = -7,463 \cdot 10^{-8}$
$c_y = -2,133 \cdot 10^{-6}$	$c_y = -2,258 \cdot 10^{-6}$
$c_z = 9,794 \cdot 10^{-6}$	$c_z = 3,261 \cdot 10^{-7}$
$c_{xy} = -1,625 \cdot 10^{-10}$	$c_{xy} = -6,704 \cdot 10^{-8}$

Z zależności 4.13 wyznaczane są naprężenia zredukowane, łączące wszystkie rodzaje obciążenia (termiczne, powierzchniowe i masowe) oraz wszystkie składowe. Przyjęto dodatkowo współczynnik skalujący $k_s=1,1$. Przebiegi naprężeń w obszarach monitorowanych uzyskane za pomocą algorytmu obliczeń opartego o funkcje Greena, porównano z uzyskanymi przy użyciu MES. Aby sprawdzić uniwersalność opracowanego systemu kontroli przeanalizowano rozruchy z różnych stanów cieplnych. Rys. 5.15 i 5.16 przedstawiają porównanie naprężeń zredukowanych dla rozruchu zimnego prowadzonego dla wirnika WP zgodnie z parametrami widocznymi na rys. 4.5.

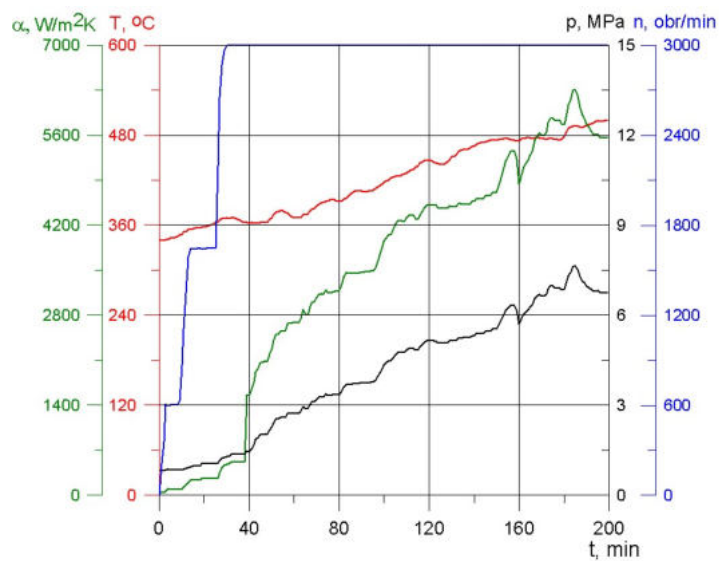


Rys. 5.15 Przebieg naprężeń w wirniku WP podczas rozruchu zimnego (obszar I)

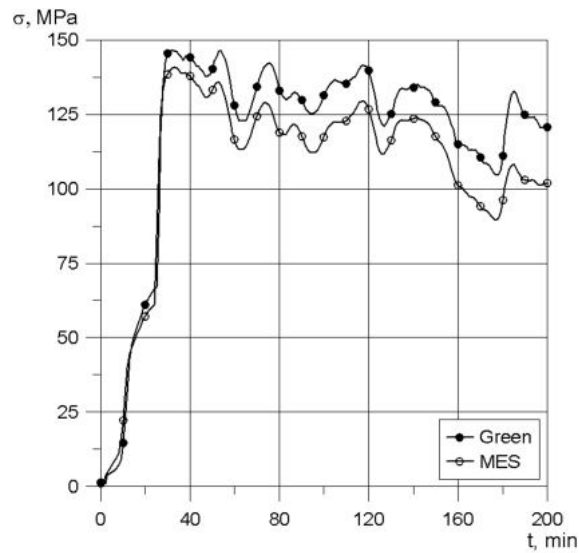


Rys. 5.16 Przebieg naprężeń w wirniku WP podczas rozruchu zimnego (obszar II)

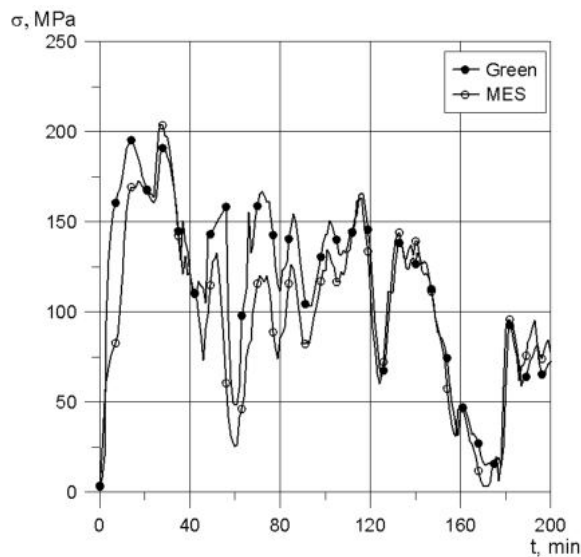
Rys. 5.17 przedstawia przyrost parametrów w wirniku WP podczas rozruchu ze stanu ciepłego. Rys. 5.18 i 5.19 przedstawiają porównanie przebiegu naprężenia w monitorowanych obszarach z wynikami uzyskanymi za pomocą MES. Podobną analizę przeprowadzono również w przypadku rozruchu gorącego (rys. 5.20-5.22).



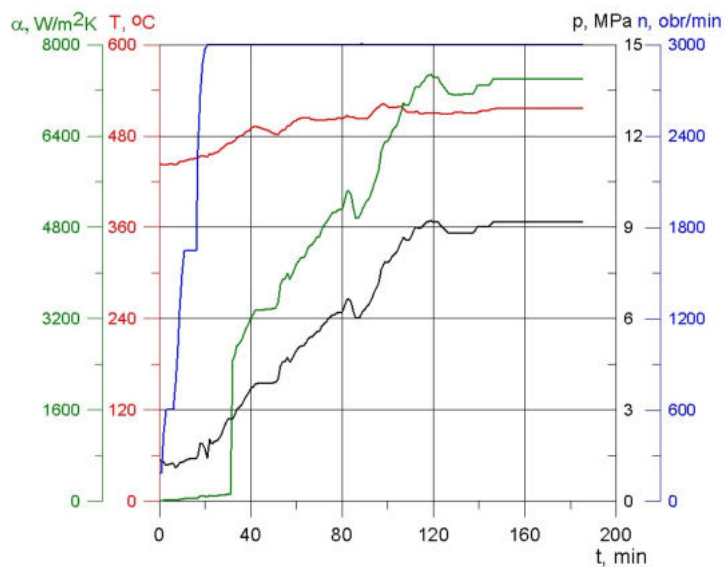
Rys. 5.17 Przebieg parametrów dla wirnika WP podczas rozruchu ciepłego



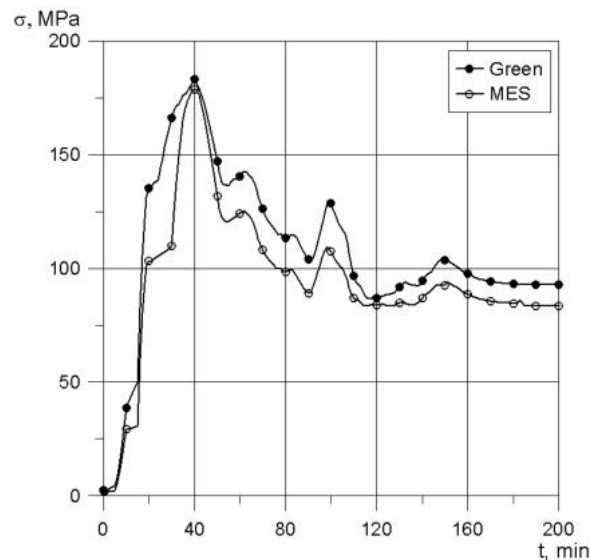
Rys. 5.18 Przebieg naprężeń w wirniku WP podczas rozruchu ciepłego (obszar I)



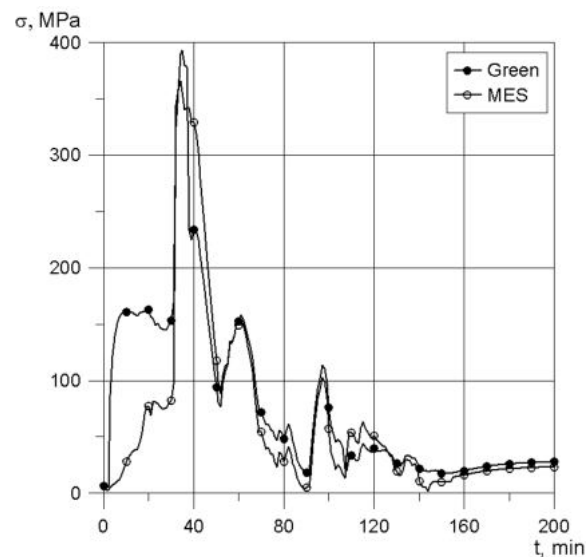
Rys. 5.19 Przebieg naprężeń w wirniku WP podczas rozruchu ciepłego (obszar II)



Rys. 5.20 Przebieg parametrów dla wirnika WP podczas rozruchu gorącego



Rys. 5.21 Przebieg naprężeń w wirniku WP podczas rozruchu gorącego (obszar I)



Rys. 5.22 Przebieg naprężeń w wirniku WP podczas rozruchu gorącego (obszar II)

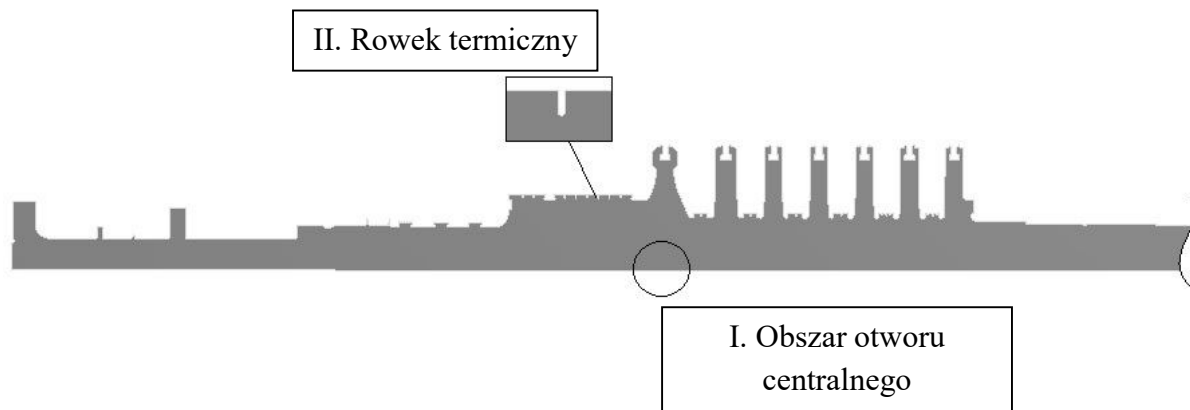
Na podstawie uzyskanych wyników, można wnioskować, że otrzymano satysfakcjonującą zbieżność pomiędzy wartościami wynikającymi z obliczeń za pomocą funkcji Green'a i za pomocą MES dla wirnika WP turbiny parowej. Proponowany algorytm kontroli naprężeń jest odpowiedni dla każdego rozruchu, niezależnie od początkowego stanu cieplnego elementu.

5.4.2. Wirnik części średnioprężnej

Opracowany algorytm kontroli naprężeń został również wykorzystany w przypadku wirnika części średnioprężnej turbiny. Ponownie na podstawie przeprowadzonych uprzednio obliczeń dla rozruchu zimnego (rys. 4.7, 4.8), analogicznie jak dla wirnika części WP, dokonano wyboru dwóch obszarów krytycznych (rys. 5.23):

-obszar I zlokalizowany pod pierwszym stopniem, narażony na pojawienie się propagującego pęknięcia;

-obszar II zlokalizowany w rowku termicznym, narażony na zużycie zmęczeniowe i pełzaniowe.



Rys. 5.23 Monitorowane obszary w wirniku SP turbiny parowej

Opracowano funkcje aproksymujące wartość współczynnika wnikania ciepła w czasie trwania rozruchu. Dla okresu zwiększania obrotów wirnika (n), współczynnik ten może być obliczany z zależności aproksymującej:

$$\alpha = a_6 \cdot n^2 + a_7 \cdot n + a_8 \quad (5.18)$$

Dla okresu naboru mocy (N), współczynnik wnikania ciepła szacowany jest na podstawie równania:

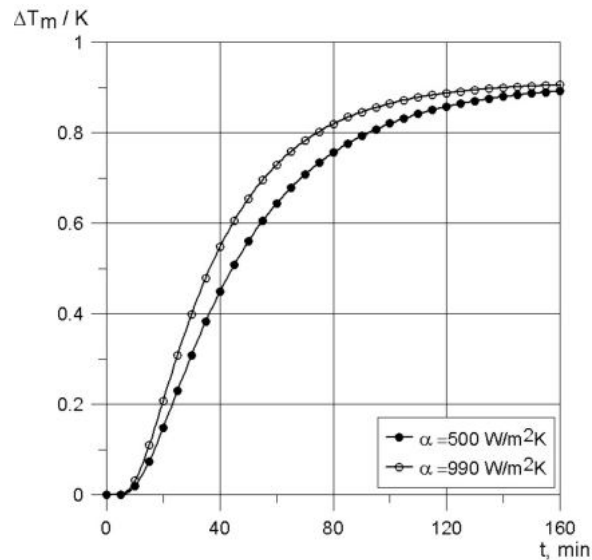
$$\alpha = a_9 \cdot N^2 + a_{10} \cdot N + a_{11} \quad (5.19)$$

Zakres zmienności współczynnika α podczas rozruchu może wynosić ok. 2500 W/m²K, więc wyróżniono dwa przedziały jego wartości ($i = 2$), zarówno dla obszaru I i II. W tabeli 5.3 podano wartości współczynników α_{mod} oraz k dla każdego z przedziałów.

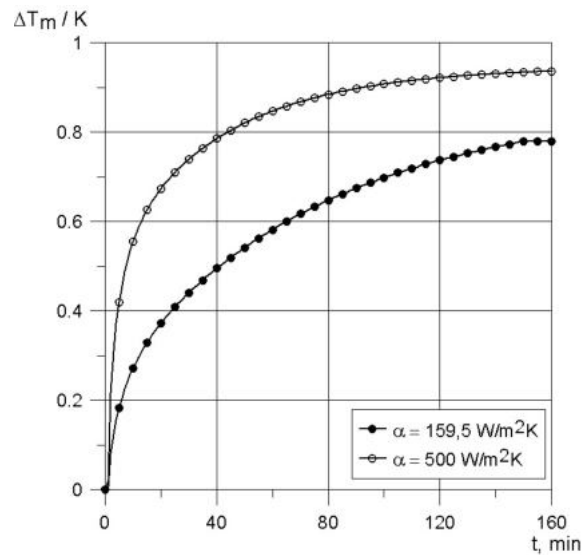
Tabela 5.3. Wielkości przedziałów i wartości współczynników przyjęte w obliczeniach wirnika SP

Obszar I	Obszar II
-I przedział: $\alpha \leq 500$ W/m ² K $\alpha_{mod_I} = 500$ W/m ² K $k = 500$	-I przedział: $\alpha \leq 500$ W/m ² K $\alpha_{mod_I} = 159,5$ W/m ² K $k = 159,5$
-II przedział: $\alpha > 500$ W/m ² K $\alpha_{mod_{II}} = 990$ W/m ² K $k = \alpha(\tau)$	-II przedział: $\alpha > 500$ W/m ² K $\alpha_{mod_{II}} = 500$ W/m ² K $k = 0,4 \cdot \alpha(\tau)$

Rys. 5.24 i 5.25 przedstawiają funkcje wpływu dla temperatury metalu, wyznaczone dla każdego z przedziałów, kolejno dla monitorowanego obszaru I i II.

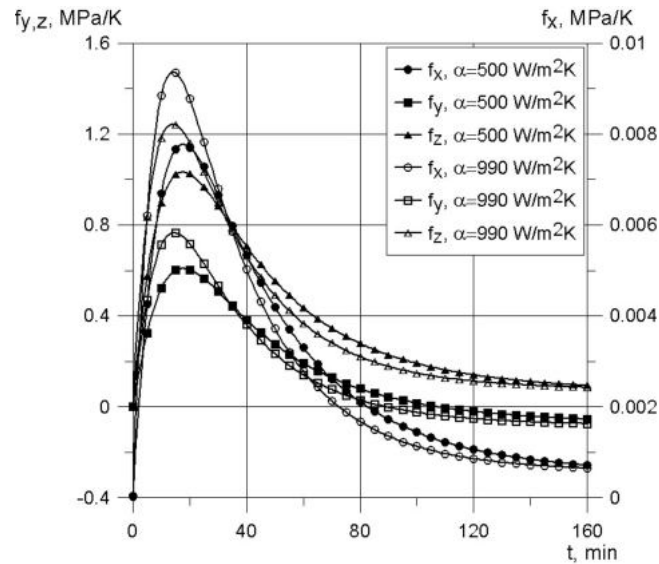


Rys. 5.24 Funkcje wpływu dla temperatury metalu wirnika SP (obszar I)

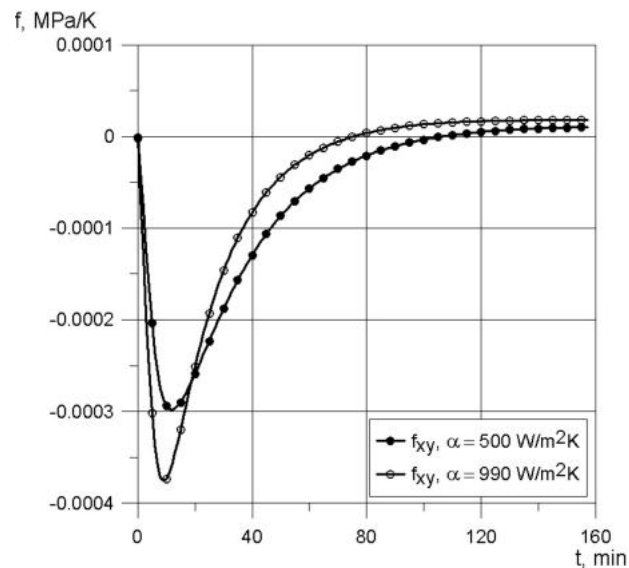


Rys. 5.25 Funkcje wpływu dla temperatury metalu wirnika SP (obszar II)

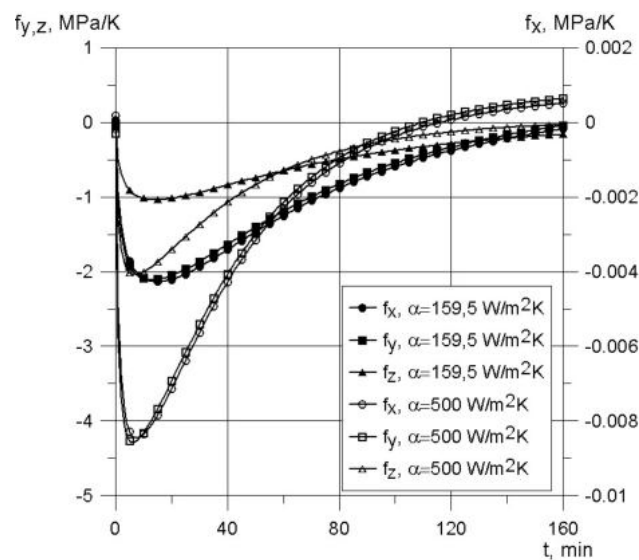
Rys. 5.26-5.29 przedstawiają funkcje Green'a dla składowych normalnych i stycznych naprężenia, wyznaczone dla obszarów monitorowanych. Okres, w którym wartości funkcji wpływu ulegają spadkowi jest dłuższy niż w przypadku wirnika części WP, co również zostało uwzględnione w funkcjonowaniu algorytmu.



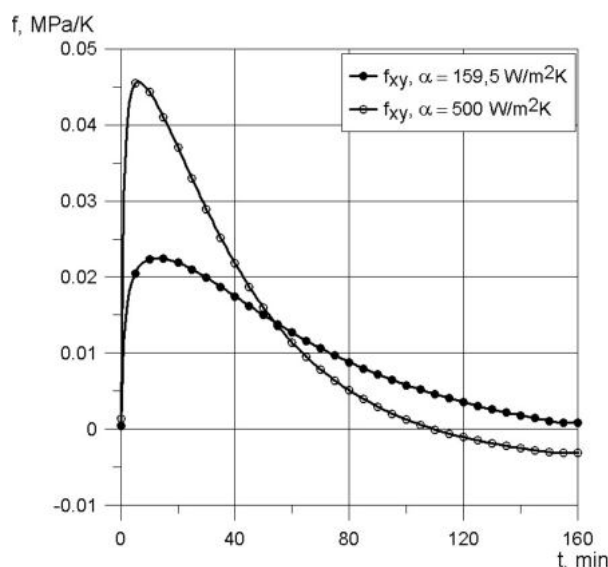
Rys. 5.26 Funkcje Greena dla składowych normalnych naprężenia w wirniku SP (obszar I)



Rys. 5.27 Funkcje Greena dla składowych stycznych naprężenia w wirniku SP (obszar I)



Rys. 5.28 Funkcje Greena dla składowych normalnych naprężenia w wirniku SP (obszar II)



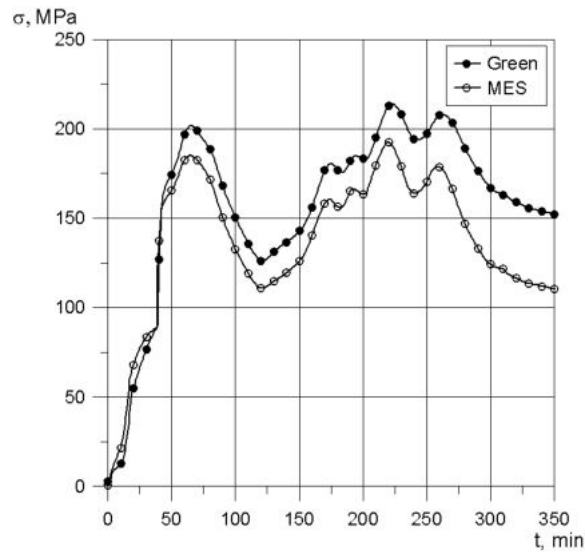
Rys. 5.29 Funkcje Greena dla składowych stycznych naprężenia w wirniku SP (obszar II)

Zgodnie z zależnościami 4.11 i 4.12 wyznaczono stałe a, b, c dla obu obszarów wirnika SP. Stałe umożliwiają określenie naprężeń wynikających z obciążenia powierzchniowego i masowego. Wartości dla poszczególnych składowych przedstawiono w tabeli 5.4.

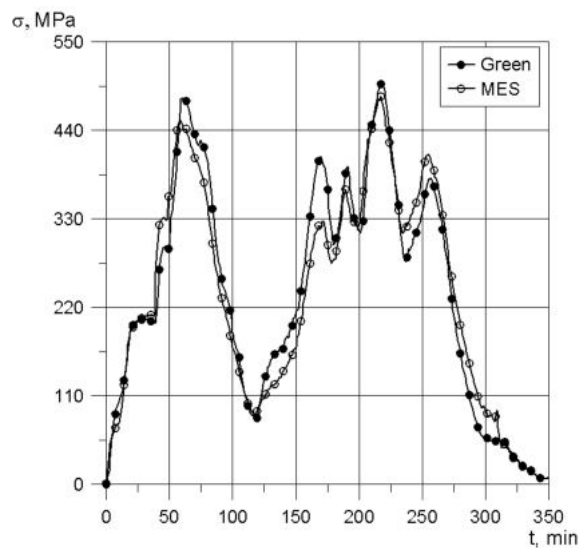
Tabela 5.4 Wartości dla stałych związanych z obciążeniem powierzchniowym i masowym dla wirnika SP

Obszar I	Obszar II
$a_x = 0,013, b_x = 0,014$	$a_x = -0,705, b_x = 0$
$a_y = 0,375, b_y = -0,289$	$a_y = 1,709, b_y = -1,360$
$a_z = -1,792, b_z = 2,000$	$a_z = -0,207, b_z = -0,373$
$a_{xy} = 0, b_{xy} = 0$	$a_{xy} = -0,02, b_{xy} = 0,010$
$c_x = 7,649 \cdot 10^{-8}$	$c_x = -1,359 \cdot 10^{-8}$
$c_y = 8,575 \cdot 10^{-8}$	$c_y = -5,141 \cdot 10^{-6}$
$c_z = 1,014 \cdot 10^{-5}$	$c_z = 3,776 \cdot 10^{-7}$
$c_{xy} = -8,494 \cdot 10^{-10}$	$c_{xy} = 5,630 \cdot 10^{-8}$

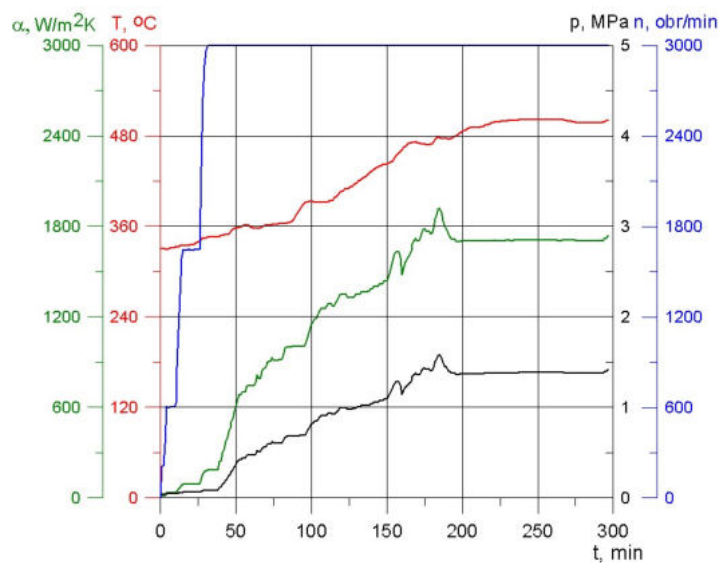
Algorytm obliczania naprężeń został sprawdzony dla trzech rozruchów z różnych stanów cieplnych. Otrzymane wyniki, z uwzględnieniem współczynników skalujących $k_s=1,1$ dla obszaru I oraz $k_s=1$ dla obszaru II, zostały porównane z wartościami uzyskanymi za pomocą MES. Rys. 5.30 i 5.31 przedstawiają przebieg naprężeń w obu obszarach monitorowanych podczas rozruchu zimnego, przeprowadzanego zgodnie z charakterystyką widoczną na rys. 4.7. Kolejnymi analizowanymi rozruchami był rozruch ze stanu ciepłego (rys. 5.32) i gorącego (rys. 5.35). Wyniki przebiegu naprężeń dla obszarów krytycznych przedstawiono na rys. 5.33 i 5.36 (obszar I wirnika) oraz 5.34 i 5.37 (obszar II wirnika).



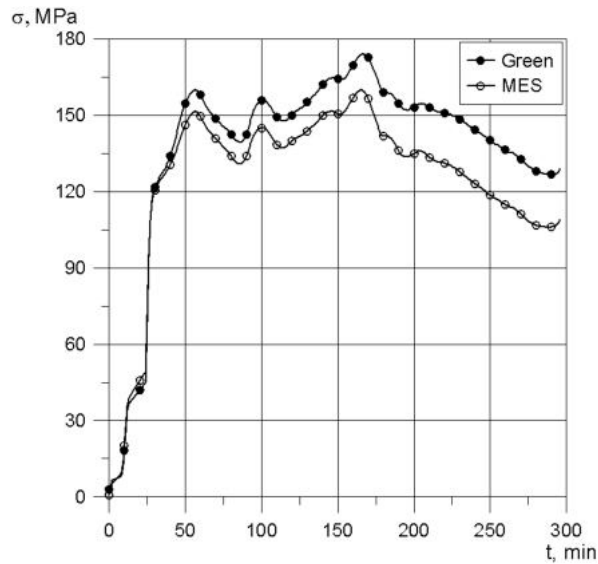
Rys. 5.30 Przebieg naprężeń w wirniku SP podczas rozruchu zimnego (obszar I)



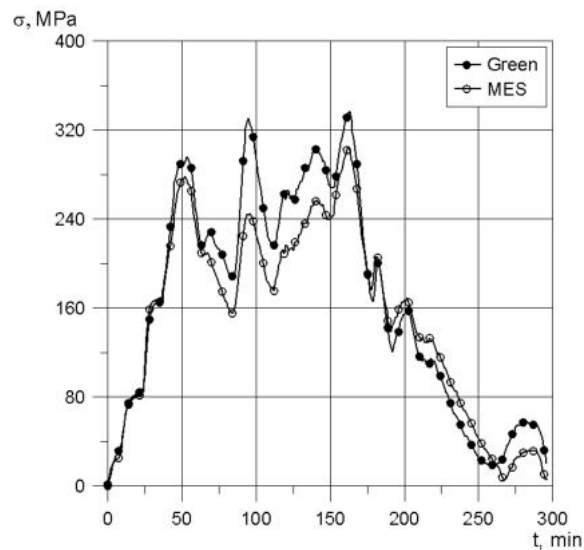
Rys. 5.31 Przebieg naprężeń w wirniku SP podczas rozruchu zimnego (obszar II)



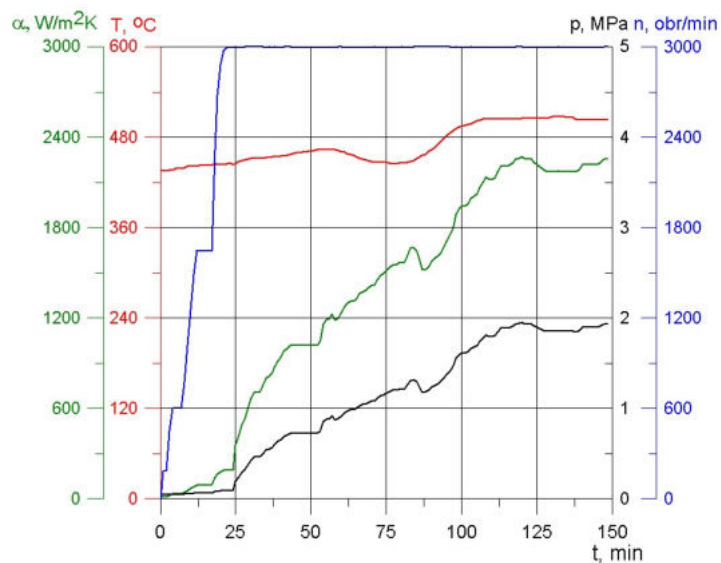
Rys. 5.32 Przebieg parametrów dla wirnika SP podczas rozruchu ciepłego



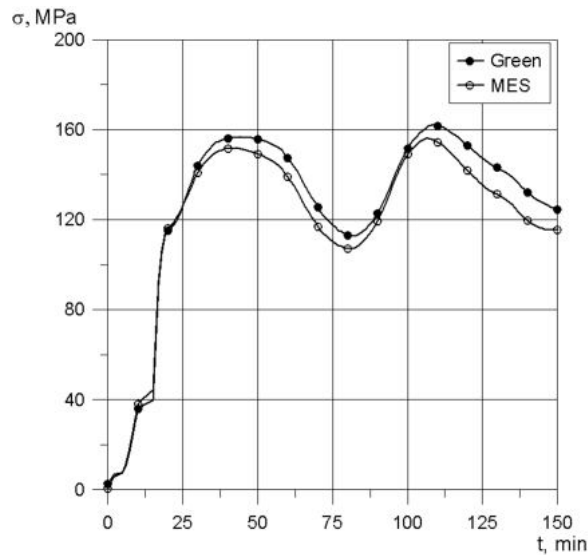
Rys. 5.33 Przebieg naprężeń w wirniku SP podczas rozruchu ciepłego (obszar I)



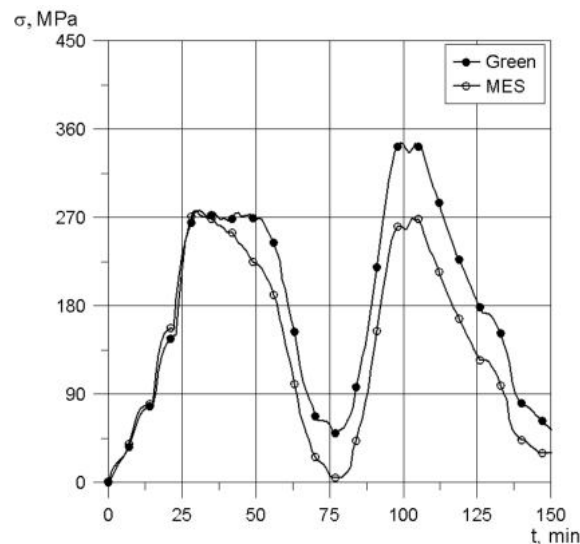
Rys. 5.34 Przebieg naprężeń w wirniku SP podczas rozruchu ciepłego (obszar II)



Rys. 5.35 Przebieg parametrów dla wirnika SP podczas rozruchu gorącego



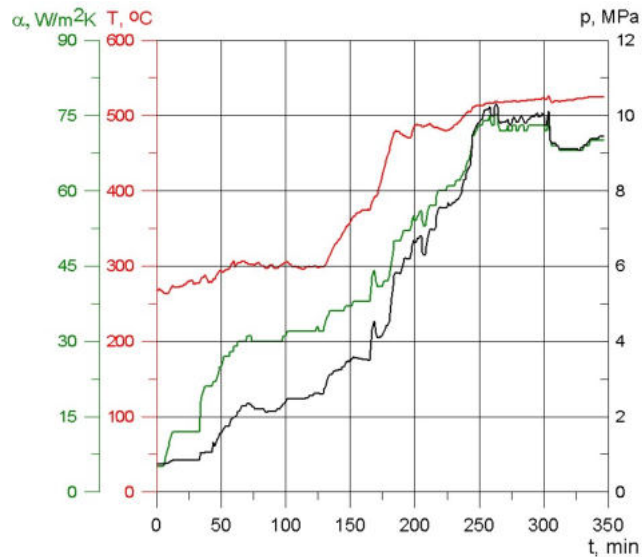
Rys. 5.36 Przebieg naprężeń w wirniku SP podczas rozruchu gorącego (obszar I)



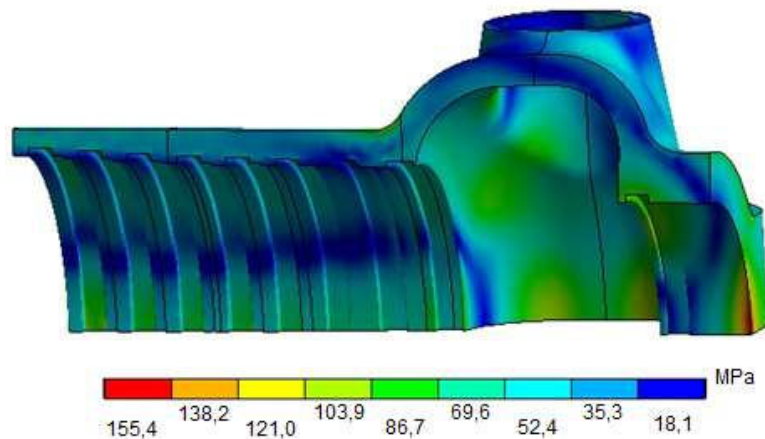
Rys. 5.37 Przebieg naprężeń w wirniku SP podczas rozruchu gorącego (obszar II)

5.4.3. Kadłub wewnętrzny

Obiektami dla których warto prowadzić bieżącą kontrolę naprężeń, są elementy ciśnieniowe turbiny, takie jak kadłub wewnętrzny czy zawór odcinający [93]. W celu znalezienia obszaru wartego monitorowania w kadłubie wewnętrznym, ponownie posłużono się metodą elementów skończonych. Umożliwiła ona otrzymanie rozkładu naprężeń (rys. 5.39) podczas rozruchu zimnego prowadzonego zgodnie z rys. 5.38.

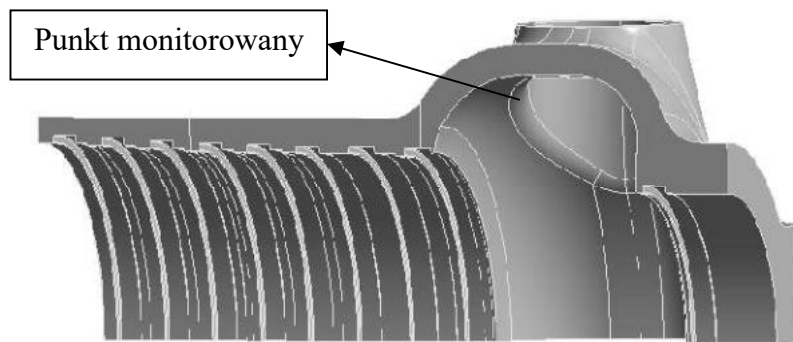


Rys. 5.38 Przebieg parametrów dla kadłuba wewnętrznego podczas rozruchu zimnego (z grzaniem)



Rys. 5.39 Rozkład naprężeń zredukowanych w kadłubie wewnętrznym podczas rozruchu zimnego

Punkt poddany kontroli (rys. 5.40) znajduje się na wewnętrznej powierzchni kadłuba, w miejscu wlotu pary. Poziom naprężeń zredukowanych nie jest w tym obszarze najwyższy, jednak ze względu na wysokie temperatury metalu, istnieje ryzyko intensyfikacji procesu pełzania.



Rys. 5.40 Monitorowany obszar w kadłubie wewnętrznym

Rozruch kadłuba wewnętrznego może odbywać się z lub bez doprowadzenia pary grzejnej do przestrzeni międzykadłubowej. Oznacza to, że w zależności od rodzaju rozruchu na powierzchniach zewnętrznych kadłuba występują większe lub mniejsze współczynniki wnikania ciepła.

Funkcje służące do aproksymacji wartości zmiennego w czasie trwania rozruchu współczynnika wnikania ciepła w obszarze monitorowanym, są opisane zależnościami liniowymi (5.20) i (5.21) kolejno dla okresu wzrostu obrotów (n) i mocy turbiny (N). Ze względu na usytuowanie punktu kontrolowanego na wewnętrznej powierzchni kadłuba zależności mogą być stosowane zarówno dla wariantu z lub bez doprowadzenia pary grzejnej na powierzchnię zewnętrzną.

$$\alpha = a_{12} \cdot n + a_{13} \quad (5.20)$$

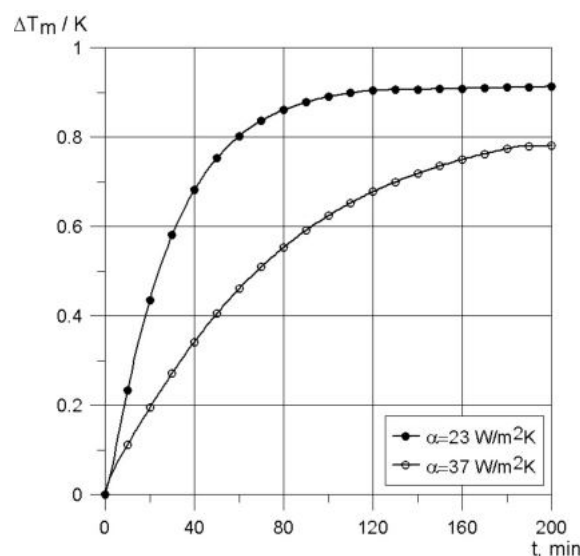
$$\alpha = a_{14} \cdot N + a_{15} \quad (5.21)$$

Ze względu na stosunkowo niewielki zakres zmienności współczynnika wnikania ciepła w obszarze monitorowanym podczas trwania rozruchu ($\Delta\alpha \approx 70 \text{ W/m}^2\text{K}$) zgodnie z rys. 5.7 przyjęto tylko jeden przedział ($i = 1$) i wyznaczono funkcje wpływu dla stałych wartości α_{mod} . Ustalono też współczynniki korygujące k (tabela 5.5).

Tabela 5.5. Wartości współczynników przyjęte w obliczeniach kadłuba wewnętrznego

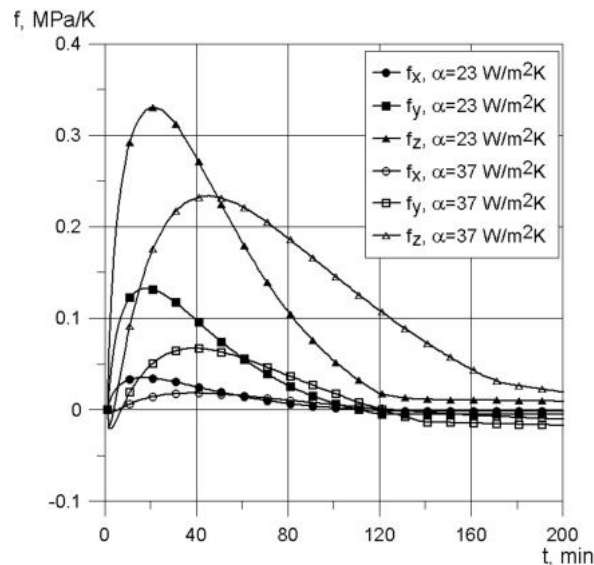
Wariant I (z grzaniem)	Wariant II (bez grzania)
$\alpha_{mod_I} = 23 \text{ W/m}^2\text{K}$ $k = 0,9 \cdot \alpha(t)$	$\alpha_{mod_{II}} = 37 \text{ W/m}^2\text{K}$ $k = \alpha(t)$

Rys. 5.41 przedstawia funkcję wpływu dla temperatury metalu w obszarze kontrolowanym kadłuba wewnętrznego. Okres osiągnięcia stałych wartości funkcji jest znacznie dłuższy w przypadku rozpatrywania wariantu rozruchu bez grzania przestrzeni międzykadłubowej.

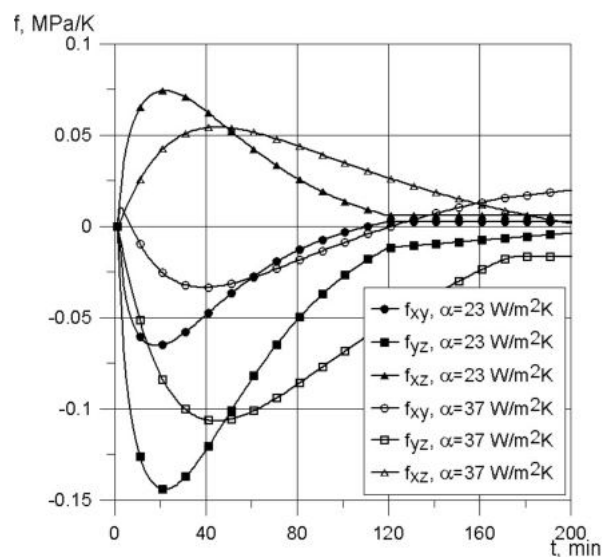


Rys. 5.41 Funkcje wpływu dla temperatury metalu kadłuba wewnętrznego

Następnie również przy użyciu MES wyznaczono funkcje Green'a dla poszczególnych składowych naprężenia, przy stałej wartości współczynnika wnikania ciepła α_{modI} i α_{modII} . Rys. 5.42 i 5.43 przedstawiają otrzymane zależności kolejno dla składowych normalnych i dla składowych stycznych naprężenia.



Rys. 5.42 Funkcje Greena dla składowych normalnych naprężenia w kadłubie wewnętrznym



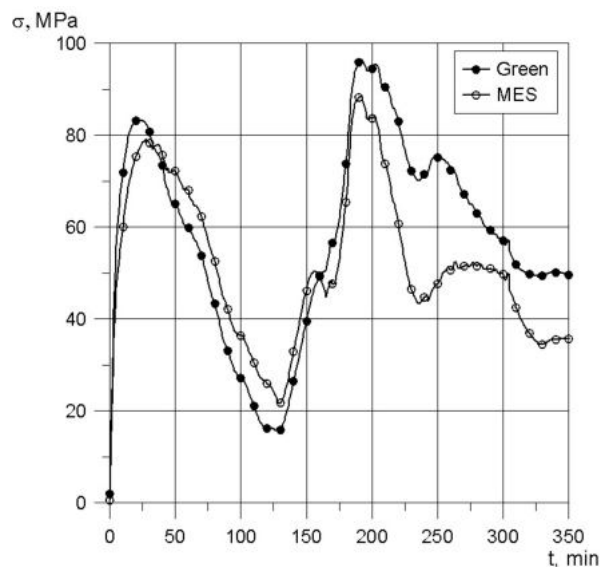
Rys. 5.43 Funkcje Greena dla składowych stycznych naprężenia w kadłubie wewnętrznym

W związku z tym, że kadłub turbiny jest elementem ciśnieniowym, konieczne jest określenie obciążenia powierzchniowego. W tym celu wyznaczono stałe a i b zgodnie z zależnością (5.14). Wyniki przedstawiono w tabeli 5.6.

Tabela 5.6 Wartości dla stałych związanych z obciążeniem powierzchniowym dla kadłuba wewnętrznego

Wariant I i II
$a_x = -0,904, b_x = 0$
$a_y = -0,772, b_y = 0$
$a_z = 1,462, b_z = -0,925$
$a_{xy} = -0,143, b_{xy} = 0$
$a_{yz} = -1,141, b_{yz} = 0$
$a_{xz} = 0,629, b_{xz} = 0$

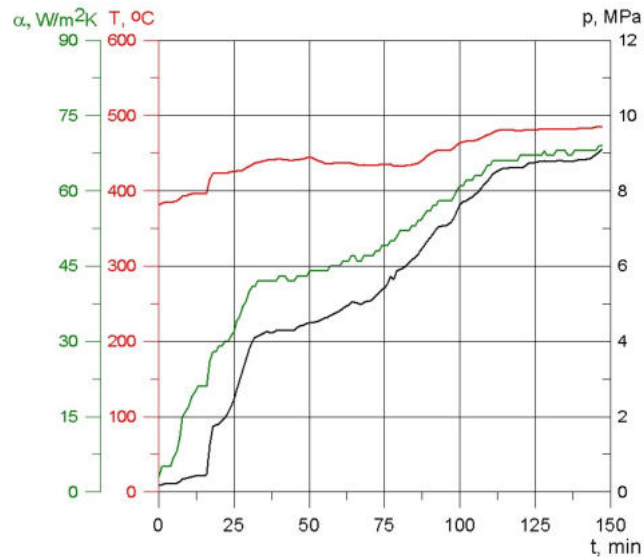
Podobnie jak w przypadku wirników WP i SP, przeprowadzono obliczenia naprężeń zredukowanych (dla $k_s = 1,1$) dla trzech różnych rozruchów. Pierwszym z nich był rozruch zimny (zgodnie z rys. 5.38), który odbywał się z doprowadzeniem pary grzejnej do przestrzeni międzykadłubowej (wariant I). Porównanie wyników uzyskanych za pomocą MES i funkcji Green'a przedstawiono na rys. 5.44.



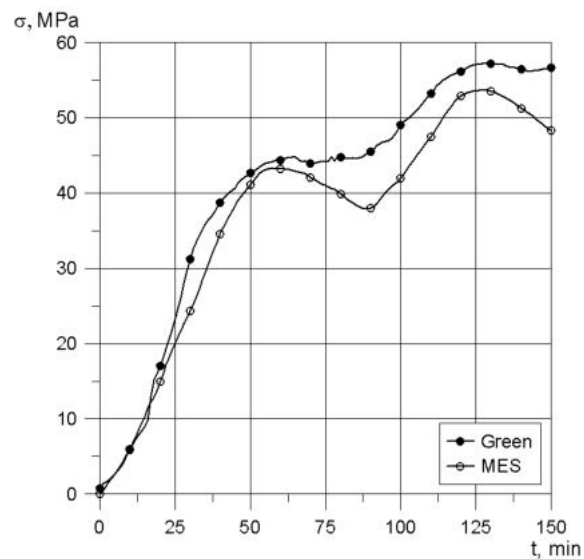
Rys. 5.44 Przebieg naprężeń w kadłubie wewnętrznym podczas rozruchu zimnego (z grzaniem)

Rozruch ciepły był prowadzony zgodnie z przyrostem parametrów przedstawionym na rys. 5.45, bez dodatkowego grzania przestrzeni międzykadłubowej. Porównanie wyników otrzymanych za pomocą funkcji Green'a oraz MES przedstawiono na rys. 5.46.

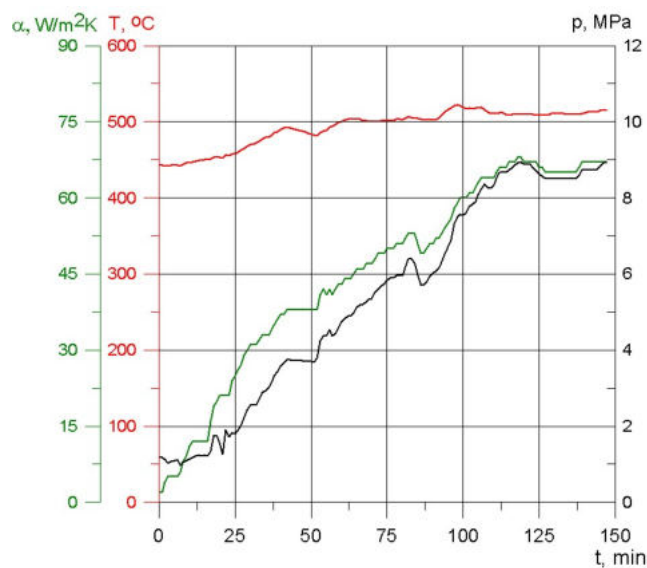
Ostatnim z analizowanych rozruchów był rozruch gorący, który również jest realizowany bez doprowadzenia pary grzejnej do przestrzeni międzykadłubowej. Charakteryzuje się on największą temperaturą początkową pary, co widoczne jest na rys. 5.47. Przebieg naprężeń zredukowanych dla monitorowanego punktu przedstawiono na rys. 5.48.



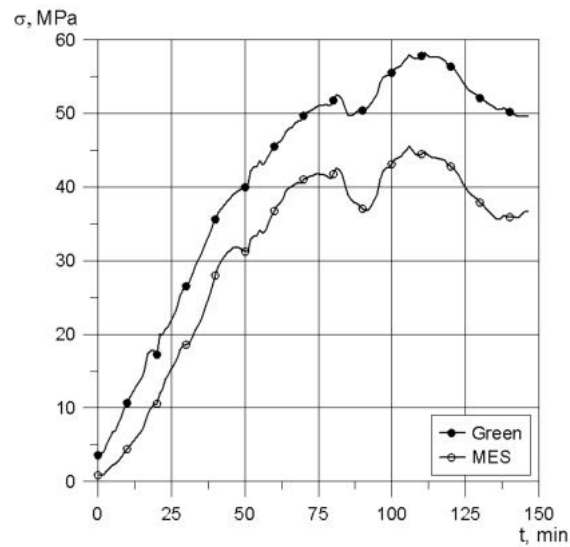
Rys. 5.45 Przebieg parametrów dla kadłuba wewnętrznego podczas rozruchu ciepłego (bez grzania)



Rys. 5.46 Przebieg naprężeń w kadłubie wewnętrznym podczas rozruchu ciepłego (bez grzania)



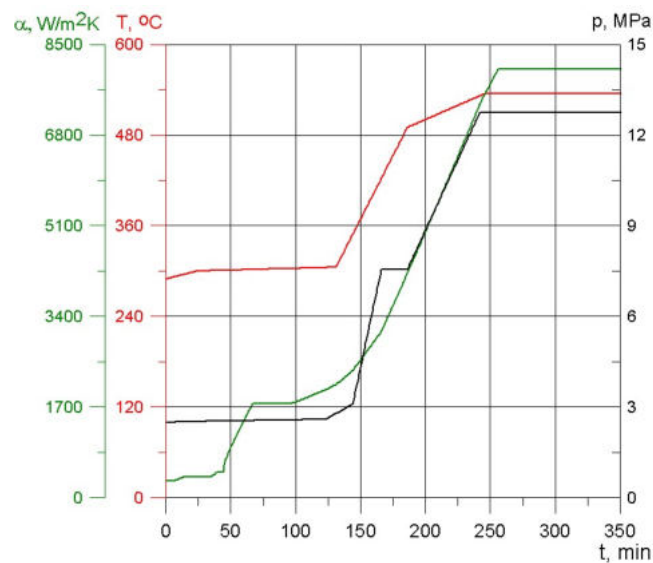
Rys. 5.47 Przebieg parametrów dla kadłuba wewnętrznego podczas rozruchu gorącego (bez grzania)



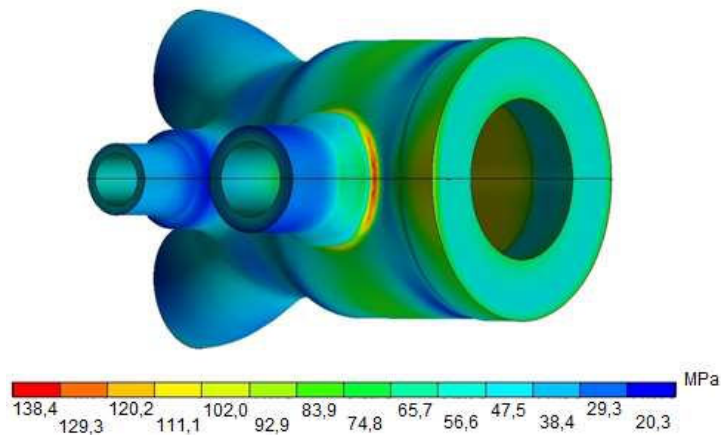
Rys. 5.48 Przebieg naprężeń w kadłubie wewnętrznym podczas rozruchu gorącego (bez grzania)

5.4.4. Zawór odcinający

Drugim analizowanym elementem ciśnieniowym był zawór odcinający części wysokoprężnej turbiny. Lokalizację obszaru zagrożonego podwyższonym poziomem naprężeń, przeprowadzono w oparciu o obliczenia dla rozruchu zimnego. Rys. 5.49 przedstawia przyrosty parametrów pary podczas tego rozruchu. Rys. 5.50 obrazuje rozkład naprężeń zredukowanych w chwili pojawienia się ich maksymalnej wartości.

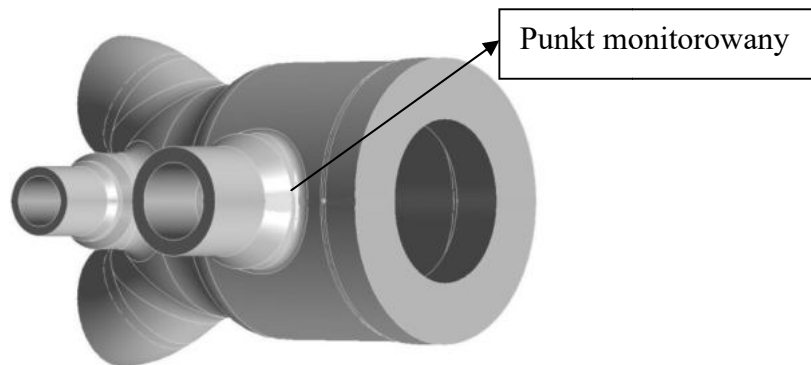


Rys. 5.49 Przebieg parametrów dla zaworu odcinającego podczas rozruchu zimnego



Rys. 5.50 Rozkład naprężeń zredukowanych w zaworze odcinającym podczas rozruchu zimnego

Monitorowany punkt w zaworze odcinającym przedstawiono na rys. 5.51. Jest to miejsce pojawienia się największych naprężeń zredukowanych.



Rys. 5.51 Monitorowany obszar w zaworze odcinającym

Podobnie jak dla wszystkich pozostałych elementów, aby stosować proponowany algorytm wyznaczania naprężeń, należy dla ustalonych kroków czasowych podczas rozruchu szacować wartości współczynnika wnikania ciepła. Ponownie opracowane funkcje aproksymujące wartość α , dla dwóch charakterystycznych okresów: (wzrostu obrotów turbiny n (5.22) oraz wzrostu mocy turbiny N (5.23)) przyjmują postać zależności liniowych:

$$\alpha = a_{16} \cdot n + a_{17} \quad (5.22)$$

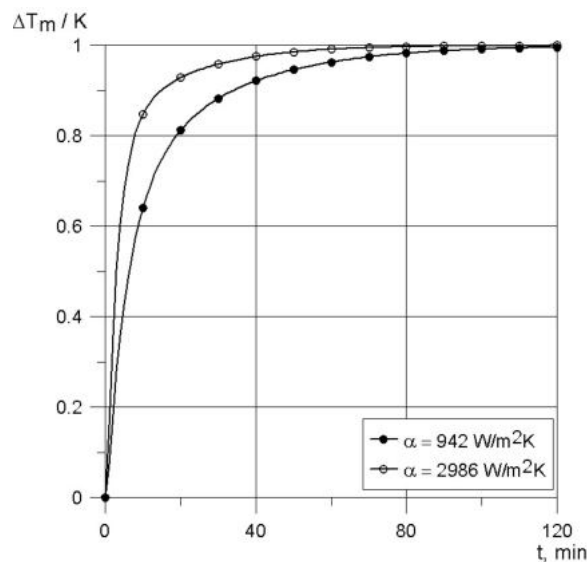
$$\alpha = a_{18} \cdot N + a_{19} \quad (5.23)$$

Zmiana współczynnika wnikania ciepła w wyznaczony obszarze zaworu jest stosunkowo duża (przekracza $8000 \text{ W/m}^2\text{K}$). Z powodu tak dużego przyrostu konieczne jest podzielenie rozruchów na dwa przedziały w zależności od wartości współczynników zgodnie z tabelą 5.7.

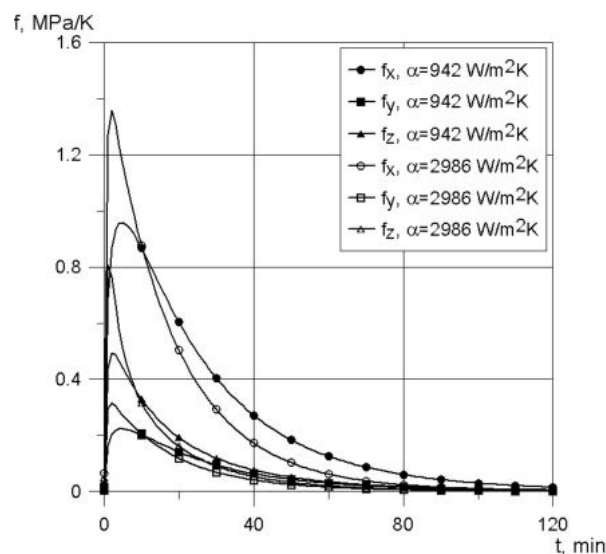
Tabela 5.7 Wielkości przedziałów i wartości współczynników przyjęte w obliczeniach zaworu odcinającego

Obszar I	
-I przedział: $\alpha \leq 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$,	
$\alpha_{modI} = 942 \text{ W/m}^2\text{K}$	
$k = 942$	
-II przedział: $\alpha > 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$	
$\alpha_{modII} = 2986 \text{ W/m}^2\text{K}$	
$k = 2986$	

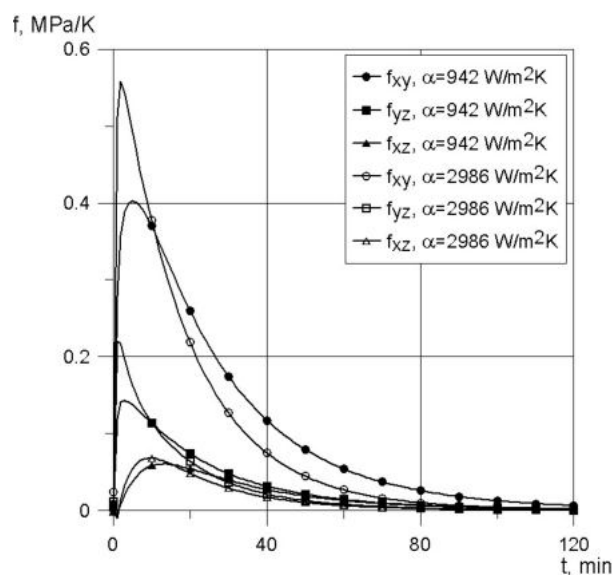
Rys. 5.52 przedstawia funkcje wpływu zmiany temperatury metalu na skutek jednostkowego przyrostu temperatury (dla α_{modI} i α_{modII}). Rys. 5.53 i 5.54 przedstawiają funkcje Green'a dla monitorowanego punktu w zaworze (kolejno dla składowych normalnych i stycznych naprężenia).



Rys. 5.52 Funkcje wpływu dla temperatury metalu zaworu odcinającego



Rys. 5.53 Funkcje Greena dla składowych normalnych naprężenia w zaworze odcinającym



Rys. 5.54 Funkcje Greena dla składowych stycznych naprężenia w zaworze odcinającym

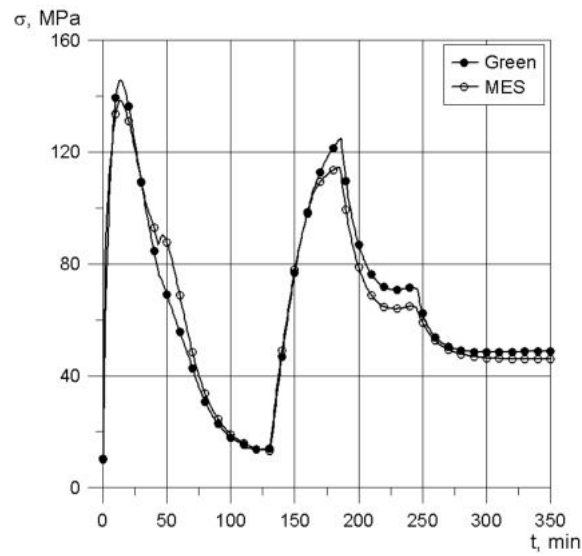
Podobnie jak w przypadku kadłuba wewnętrznego, zawór odcinający jest elementem ciśnieniowym. Dla wybranego obszaru wyznaczono zatem zależności pomiędzy ciśnieniem pary, a powstającymi naprężeniami zgodnie z równaniem (5.14). Współczynniki dla poszczególnych składowych przyjmują wartości podane w tabeli 5.8.

Tabela 5.8 Wartości dla stałych związanych z obciążeniem powierzchniowym dla zaworu odcinającego

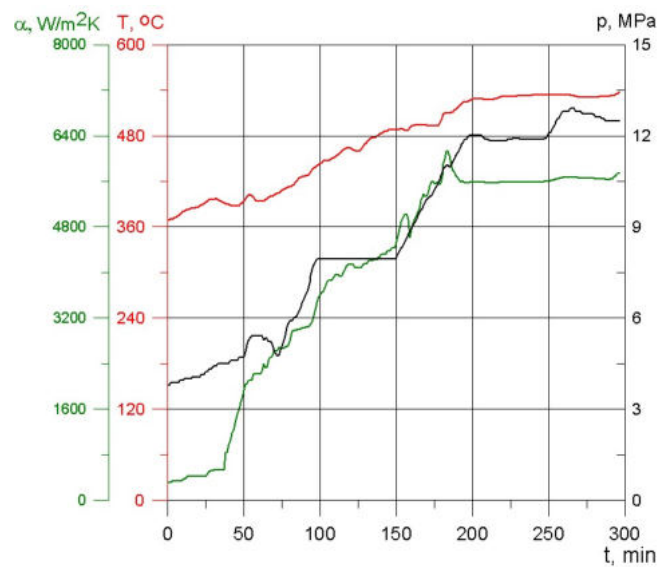
Obszar I
$a_x = 3,031, b_x = 0$
$a_y = 0,794, b_y = 0$
$a_z = 3,340, b_z = 0$
$a_{xy} = 1,247, b_{xy} = 0$
$a_{yz} = 0,853, b_{yz} = 0$
$a_{xz} = -0,248, b_{xz} = 0$

Przebiegi naprężeń zredukowanych otrzymane dla różnych rodzajów rozruchów (zimnego, ciepłego i gorącego) porównano z wynikami otrzymanymi przy użyciu MES. Nie stwierdzono konieczności zastosowania współczynnika skalującego. Rys. 5.55 przedstawia porównanie przeprowadzone dla rozruchu zimnego realizowanego zgodnie z charakterystyką widoczną na rys. 5.49.

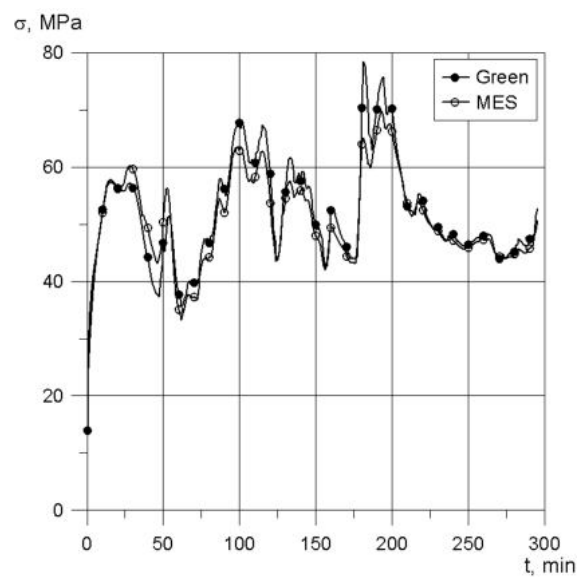
Kolejnym analizowanym przypadkiem był rozruch ze stanu ciepłego. Przyrost parametrów pary przedstawiono na rys. 5.56. Porównanie przebiegu naprężeń zredukowanych obliczanych za pomocą funkcji Green'a oraz MES obrazuje rys. 5.57.



Rys. 5.55 Przebieg naprężeń w zaworze odcinającym podczas rozruchu zimnego

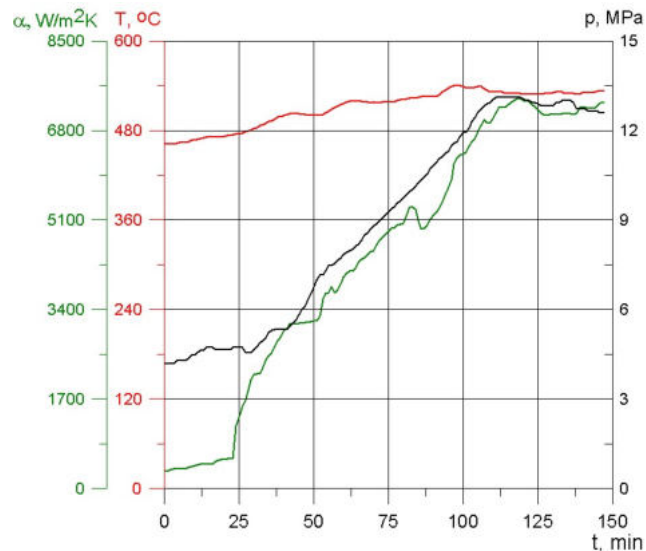


Rys. 5.56 Przebieg parametrów dla zaworu odcinającego podczas rozruchu ciepłego

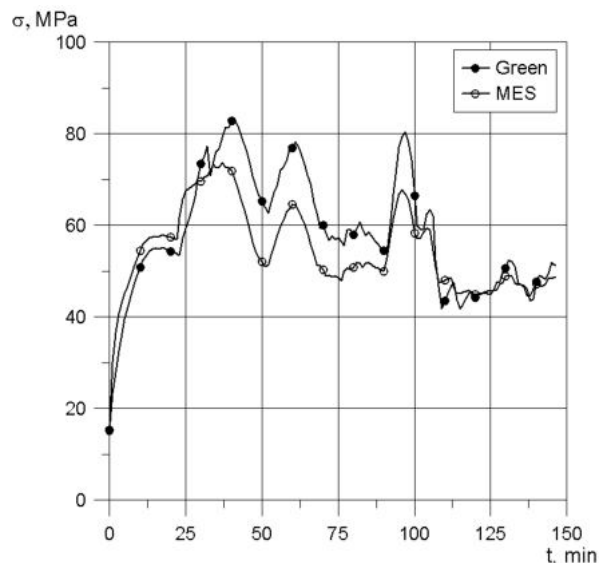


Rys. 5.57 Przebieg naprężeń w zaworze odcinającym podczas rozruchu ciepłego

Analogiczne obliczenia przeprowadzono dla rozruchu gorącego. Na rys. 5.58 widoczne są przyrosty parametrów pary w trakcie trwania procesu nagrzewania. Wyniki obliczeń dla naprężeń zredukowanych przedstawiono na rys. 5.59.



Rys. 5.58 Przebieg parametrów dla zaworu odcinającego podczas rozruchu gorącego



Rys. 5.59 Przebieg naprężeń w zaworze odcinającym podczas rozruchu gorącego

5.4.5. Ocena poprawności funkcjonowania algorytmu bieżącej kontroli naprężeń

Zaproponowano modyfikację metody wyznaczania naprężenia w obszarach monitorowanych przy użyciu funkcji Green'a, polegającą na uwzględnieniu zmiany wartości współczynnika wnikania ciepła α oraz wprowadzeniu współczynników korygujących k . Algorytm opracowano dla kilku obszarów krytycznych turbiny, które charakteryzują się podwyższonym ryzykiem wystąpienia procesów zużycia i zniszczenia. Opracowano dla nich niezbędne funkcje wpływu oraz wielkości potrzebne do obliczeń obciążenia masowego i powierzchniowego. Otrzymane dzięki metodzie wartości naprężeń porównano z wynikami uzyskanymi za pomocą MES oraz profesjonalnego oprogramowania inżynierskiego Ansys Mechanical. Proponowany algorytm został przetestowany również dla różnych typów

rozruchów (zimnych, ciepłych i gorących), w celu weryfikacji jego uniwersalności. Największa zgodność między wynikami obserwowana jest w każdym przypadku dla rozruchu zimnego, dla którego spodziewane są największe amplitudy naprężeń. Błąd względny opracowanej metody dla całego czasu trwania rozruchu jest na poziomie kilku procent. Dobrze oddane są również maksymalne wartości naprężenia, które mogą być niezwykle użyteczne w procesie prognozowania stopnia intensyfikacji procesów zniszczenia dla turbiny. Dla rozruchów ciepłych i gorących zgodność jest nieco mniejsza, natomiast naprężenia przyjmują niższe wartości, a co za tym idzie istnieje niższe ryzyko zdarzenia zagrażającego bezpieczeństwu eksploatacji turbiny.

Proponowany system pozwala na obserwacje odpowiedzi materiałowej na proces nagrzewania w czasie rzeczywistym. W porównaniu z MES stwierdzono zgodność przebiegu naprężeń- maleją one i rosną w tym samych momentach. Nie stwierdzono opóźnień w funkcjonowaniu algorytmu. Przedstawiona metoda jest również łatwa do implementacji na obiekcie rzeczywistym. Jej działanie oparte jest na pomiarach podstawowych parametrów. Może stanowić użyteczne narzędzie podczas stanów nieustalonych, szczególnie rozruchów, ale również zmian obciążenia. Pozwala na kontrolę naprężania także po ustaniu procesu nagrzewania, w stanie quasi-ustalonym.

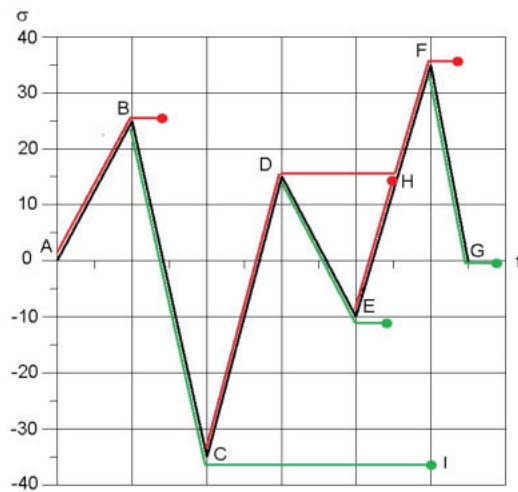
5.5. Monitorowanie zużycia elementów turbiny w trybie online

5.5.1. Bieżąca kontrola zjawisk degradacji materiału

Opisywany algorytm bieżącej kontroli naprężeń może posłużyć do opracowania systemu monitorowania procesów degradacji materiału takich jak propagacja pęknięć lub zużycie zmęczeniowo-pełzaniowe [94,95]. Oprócz samego obliczania wartości naprężenia w poszczególnych krokach, dodatkowo istnieje możliwość zliczania ilości cykli zmęczeniowych oraz amplitud naprężeń w poszczególnych cyklach w przypadku stanów nieustalonych. W tym celu wykorzystuje się algorytm kropli deszczu [96,97], który nazwę zawdzięcza analogii do kropli wody spływającej z dachu pagody. Służy on do budowania pętli histerezy obrazującej zależność między naprężeniem i odkształceniem materiału w kolejnych cyklach zmęczeniowych. Przykład zastosowania algorytmu kropli deszczu do zliczania cykli zmęczeniowych przedstawiono na rys. 5.60. Ogólne zasady jakimi należy się kierować to:

- każda dolina jest źródłem kropli wody która spływa po dachu pagody (punkty A, C, E), tworząc strumień. Jeżeli kolejna dolina na osi czasu ma wartość niższą lub równą źródłowej, to kropla kończy bieg (np. A-B). Jeżeli kolejna dolina na osi czasu ma wartość wyższą od źródłowej, to kropla spada dalej (np. C-D-F);
- każdy szczyt jest źródłem kropli wody która spływa po dachu pagody (punkty B, D, F), tworząc strumień. Jeżeli kolejny szczyt na osi czasu ma wartość wyższą lub równą źródłowej, to kropla kończy bieg (np. D-E). Jeżeli kolejny szczyt na osi czasu ma wartość niższą od źródłowej, to kropla spada dalej (np. B-C-I);
- jeżeli kropla wypływająca ze źródła napotka inny spływający strumień, to kończy bieg (np. E-H);
- dla każdego strumienia wyznacza się wartość u źródła i na jego końcu, co pozwala wyznaczyć zakres (np. dla strumienia C-D-F: od -35 do 35, zakres = 70);

-każdy wyznaczony zakres zaliczany jest jako 0,5 cyklu zmęczeniowego i może być połączony z zakresem sobie równym tworząc, pełny cykl zmęczeniowy.



Rys. 5.60 Zasada działania algorytmu kropli deszczu

W przypadku kontroli pełzania istnieje konieczność monitorowania czasu pracy i temperatury w okresach stałego obciążenia. Gdy system wykrywa nieznaczną zmianę naprężeń w czasie lub ich relaksację określany jest przyrost zużycia pełzaniowego Z_t obliczanego jako ubytek trwałości:

$$Z_t = \sum_{i=1}^m t_i \cdot \frac{1}{t_{t_i}} \quad (5.24)$$

gdzie:

m – liczba okresów pracy w warunkach pełzania, dla określonego poziomu naprężenia;

t_t – trwałość pełzaniowa (czas pracy w warunkach pełzania do zniszczenia), dla określonego poziomu naprężenia, h;

t – czas trwania stanu ustalonego dla określonego poziomu naprężenia, h.

Trwałość pełzaniowa materiału silnie zależy od warunków pracy (poziom naprężenia, temperatura) i jest określona na drodze eksperymentalnej. Podczas eksploatacji obiektu rzeczywistego, temperatura pracy elementu może ulegać zmianom. Badania trwałości są z kolei przeprowadzane tylko dla wybranych poziomów temperatury. Aby określać więc przyrost zużycia w trybie online może istnieć konieczność szybkiego wyznaczenia trwałości pełzaniowej dla bieżących warunków termicznych. Można zastosować wówczas parametr Larsona-Millera P_{LM} , który dla danej wartości naprężenia przyjmuje stałą wartość [42]. Jest on określony zależnością:

$$P_{LM} = T(C + \lg t_t) \quad (5.25)$$

gdzie:

T – temperatura pracy, K;

C – stała materiałowa.

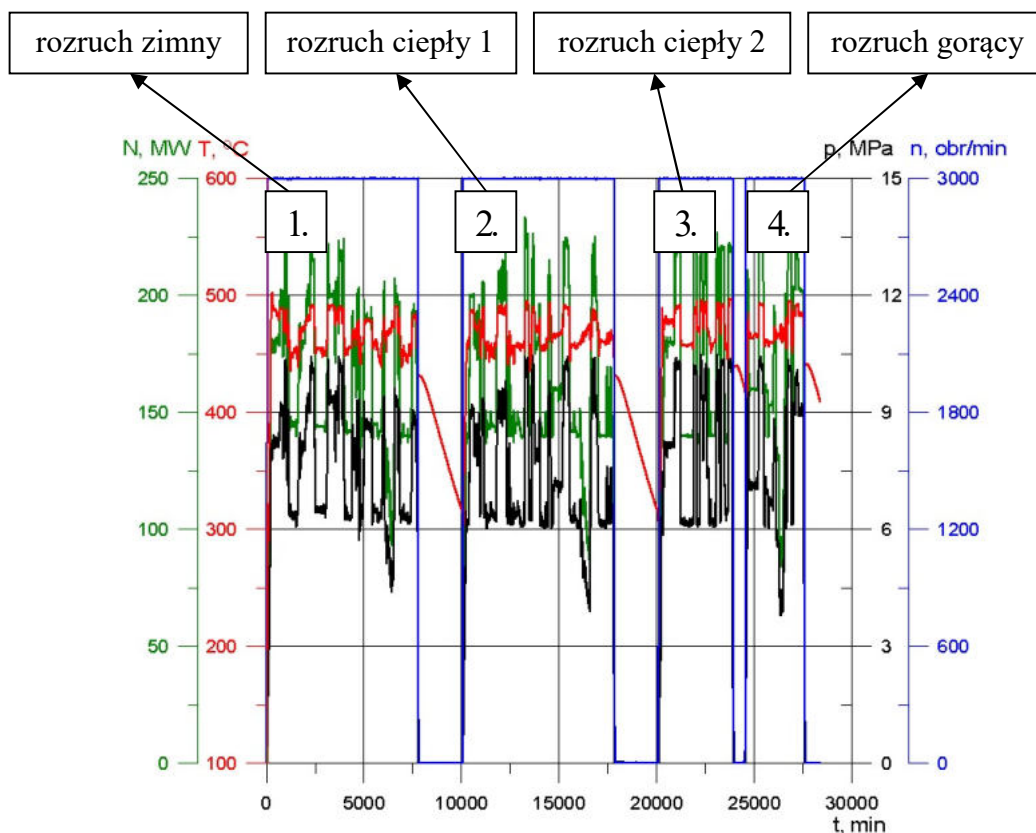
Jeżeli więc znana jest trwałość pełzaniowa t_{t_1} danego elementu w temperaturze T_1 , to możliwe jest wyznaczenie trwałości t_{t_2} w innej temperaturze T_2 , zarejestrowanej aktualnie przez aparaturę pomiarową:

$$t_{t_2} = 10^{\frac{T_1(C+\lg t_{t_1})}{T_2}-C} \quad (5.26)$$

Dzięki takiemu rozwiązaniu kontrola zjawiska pełzania może odbywać się w sposób ciągły, szczególnie w obszarach w których trwałość pełzaniowa jest zmniejszona na skutek występowania podwyższonego poziomu naprężenia.

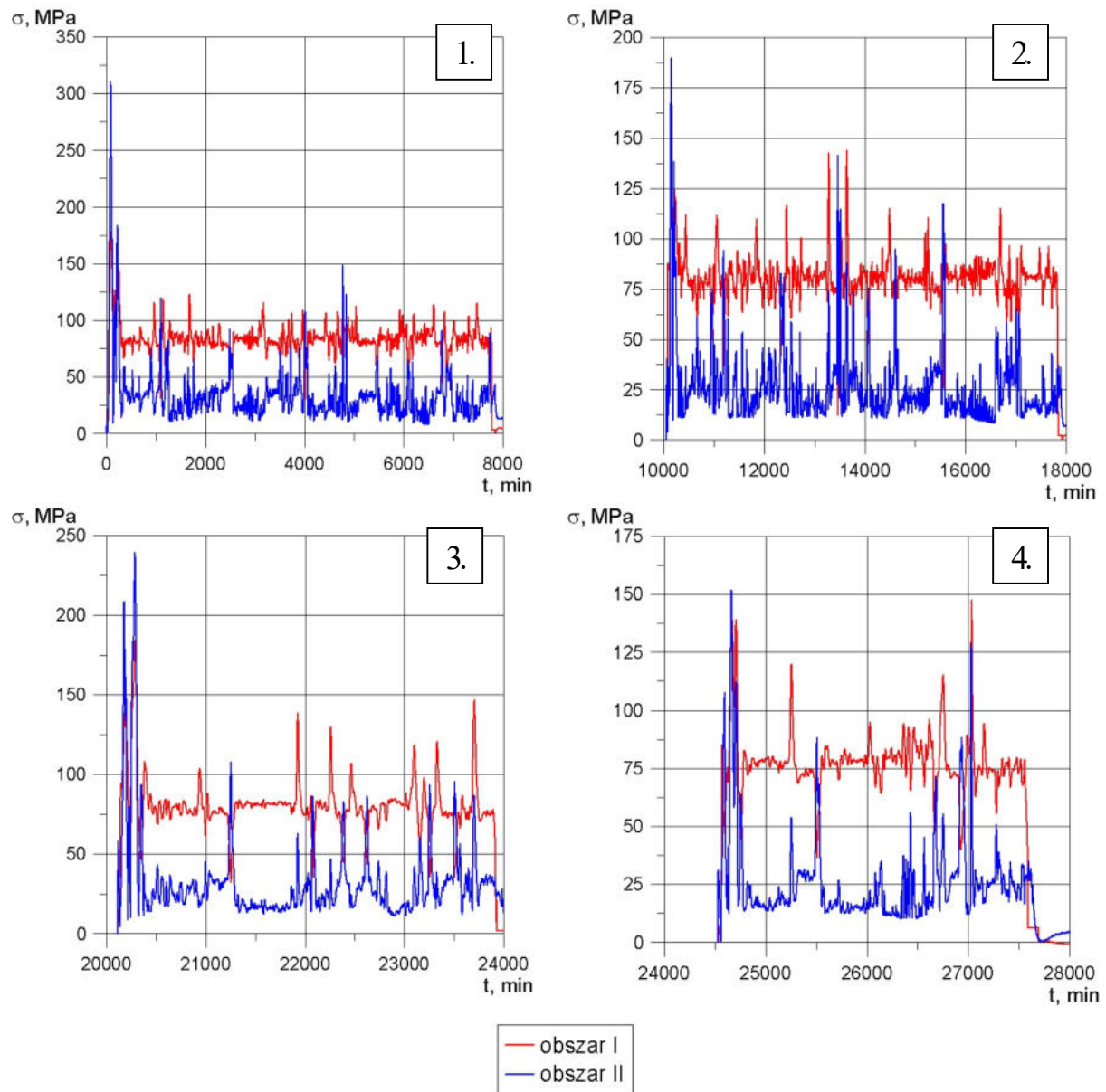
5.5.2. Wyniki bieżącej kontroli zjawisk degradacji materiału dla wirnika części wysokoprężnej

Przedstawione rozwiązanie bieżącej kontroli stanu materiału zostało zastosowane dla wybranego okresu eksploatacji rzeczywistej turbiny parowej. Na rys. 5.61 przedstawiono przebiegi poszczególnych parametrów procesowych: mocy turbiny N , temperatury T i ciśnienia p pary w komorze koła regulacyjnego oraz prędkości obrotowej n . Pomiar tych parametrów jest niezbędny do wykonania obliczeń dla wirnika części wysokoprężnej. W czasie monitorowanych 30 000 h przeprowadzono 4 rozruchy turbiny, w tym jeden zimny, dwa ciepłe i jeden gorący, które są początkiem kolejnych okresów 1 - 4.



Rys. 5.61 Zmiana wybranych parametrów procesowych podczas eksploatacji rzeczywistej turbiny parowej

Zastosowano bieżącą kontrolę naprężeń dla obszaru I (otwór centralny) i obszaru II (rowki cieplne) wirnika części wysokoprężnej. Zarejestrowane przebiegi naprężeń podczas kolejnych okresów (1 - 4) eksploatacji przedstawiono na rys. 5.62. Wyniki działania algorytmu kropli deszczu w postaci zaokrąglonych do dziesiątek amplitud naprężeń (dla $\Delta\sigma \geq 50$ MPa), zestawiono w tabeli 5.9. Czas pracy w stanie quasi-ustalonym wyniósł ok. 17 000 h.

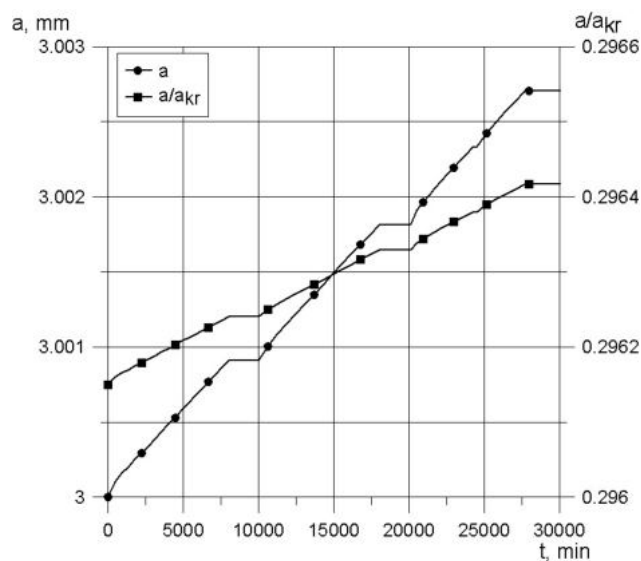


Rys. 5.62 Kontrola naprężenia w trybie online dla obszaru I i II wirnika części wysokoprężnej

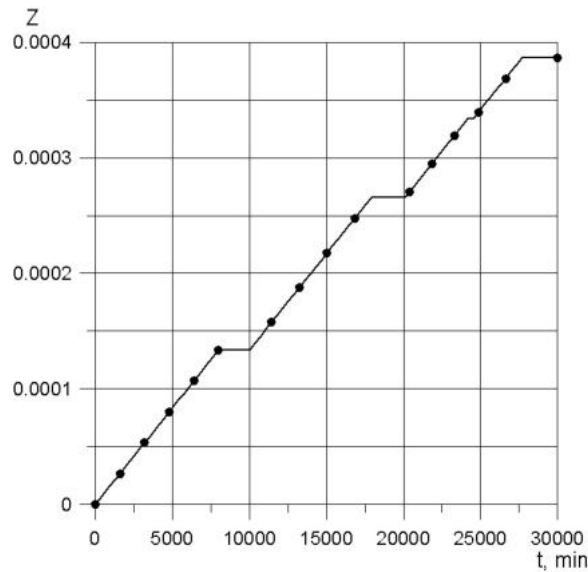
Tabela 5.9 Liczba cykli zmęczeniowych dla obszaru I i II wirnika części wysokoprężnej

Obszar I		Obszar II	
$\Delta\sigma$, MPa	Liczba cykli	$\Delta\sigma$, MPa	Liczba cykli
50	6	50	15
60	8	60	11
70	8	70	9
80	4	80	10
90	4	90	1
100	3	100	3
110	2	110	3
130	1	120	1
150	2	130	2
180	2	140	1
-	-	150	1
-	-	170	1
-	-	190	1
-	-	200	1
-	-	240	1
-	-	310	1

Dla wyznaczonej liczby cykli zmęczeniowych i czasu trwania stanu quasi-ustalonego przeprowadzono obliczenia propagacji pęknięć dla wymiaru początkowego $a_0 = 3$ mm w otworze centralnym wirnika oraz rozwoju zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego w rowkach cieplnych dla $Z_0 = 0$. W przypadku zużycia wywołanego pełzaniem z uwagi na niski poziom naprężeń w stanie quasi-ustalonym założono, że trwałość pełzaniowa obszaru rowków cieplnych wynosi 10^6 h (podobnie jak w rozdziale 4.2.3). W przypadku kontroli zjawisk degradacji materiału w trybie online, do szacowania ryzyka awarii może posłużyć stosunek wartości bieżącej charakteryzującej dane zjawisko, do wartości krytycznej, której przekroczenie może spowodować uszkodzenie. Dla propagacji pęknięć przyjmuje on postać a/a_{kr} , a dla zużycia Z/Z_g . Jako wartość krytyczną a_{kr} przyjęto 10,13 mm (obliczona dla $K_{Ic} = 60 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ i $\sigma_{max} = 300 \text{ MPa}$). Wartość krytyczna zużycia z kolei wynosi $Z_g = 1$. Rys. 5.63 i 5.64 przedstawiają otrzymane wyniki obliczeń.



Rys. 5.63 Kontrola propagacji pęknięć w trybie online dla obszaru I wirnika części wysokoprężnej



Rys. 5.64 Kontrola zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego w trybie online dla obszaru II wirnika części wysokoprężnej

Przedstawiona metoda pozwala na uwzględnienie wszystkich istotnych cykli zmęczeniowych jakie pojawiają się w trakcie eksploatacji turbiny parowej. Dzięki temu przeprowadzone obliczenia mogą cechować się dużą zgodnością z rzeczywistym przebiegiem propagacji pęknięć czy rozwoju zjawiska zużycia. Sygnałem do przeprowadzenia inspekcji kontrolnej jest zapas wartości aktualnej (wymiaru pęknięcia, stopnia zużycia) do wartości krytycznej, utożsamianej z pojawieniem się awarii. Gdy przekroczy on ustalony poziom (np. 0,8) przeprowadza się badania diagnostyczne z ewentualną korektą danego obszaru.

5.6. Optymalizacja rozruchu turbiny w oparciu o algorytm bieżącej kontroli naprężeń

Opisywany algorytm bieżącego monitorowania naprężeń może zostać sprzężony z procesem optymalizacji nagrzewania elementów turbiny. Optymalizacja ta, w przeciwieństwie do przykładu z rozdziału 5.1 prowadzona jest w sposób dynamiczny. Oznacza to, że optymalne tempo nagrzewania jest dobierane w czasie rzeczywistym, z uwzględnieniem początkowego stanu cieplnego oraz obciążenia wynikającego z przyrostu poszczególnych parametrów procesowych w poprzednich krokach czasowych. Proces może dotyczyć wybranego obszaru, dla którego opracowany jest algorytm kontroli naprężeń. Może on zostać wybrany ze względu na np.:

- chęć obniżenia ryzyka awarii,
- konsekwencję awarii w danym obszarze,
- zły stan materiału zweryfikowany na podstawie przeprowadzonych badań,
- potencjalne problemy związane z przeprowadzeniem naprawy (np. czas trwania remontu).

5.6.1. Opis procesu optymalizacji rozruchu wirnika turbiny parowej

Pierwszym krokiem procesu optymalizacji rozruchu wirnika było, podobnie jak w przykładzie opisanym w rozdziale 5.1., sformułowanie funkcji celu V oraz funkcji ograniczającej φ . Zostały one przyjęte zgodnie z zależnościami (5.1) i (5.2).

Funkcja celu zależy od zmiennych decyzyjnych, wśród których wyróżnia się zmienne poddawane procesowi optymalizacji x_i oraz znane parametry. Zmienna, optymalizowana

w przypadku minimalizacji czasu nagrzewania, to pochodna temperatury pary po czasie, a po dokonaniu procesu dyskretyzacji przyrost temperatury pary w założonej jednostce czasu t_i :

$$x = \frac{dT(t_i)}{dt} = \frac{\Delta T_i}{\Delta t} \quad (5.27)$$

Sprzężenie procesu optymalizacji z algorytmem bieżącego monitorowania naprężeń polega na dobieraniu skoku temperatury pary $V_{opt} = (\Delta T/\Delta t)_{opt}$ (zarówno przyrost jak i utrzymanie wartości) w kolejnej założonej chwili trwania rozruchu Δt_i , przy uwzględnieniu poziomu naprężeń wynikającego z obciążenia (termicznego i mechanicznego), które już miało miejsce w poprzednich krokach (od $t_0 = 0$ do $t_i - \Delta t_i$). Dobór wartości temperatury pary jest wykonywany przy założeniu, że naprężenie osiągnie wartość dopuszczalną. Dla pojedynczej składowej naprężenia, sytuację taką opisuje równanie:

$$\sigma_{dop} = \int_0^{t_i} \frac{dT(\tau)}{d\tau} f(t - \tau) d\tau + \sigma_m = \int_0^{t_i - \Delta t_i} \frac{dT(\tau)}{d\tau} f(t - \tau) d\tau + \int_{t_i - \Delta t_i}^{t_i} V_{opt} f(t - \tau) d\tau + \sigma_m \quad (5.28)$$

gdzie:

σ_m – naprężenie mechaniczne.

Aby zwiększyć poziom bezpieczeństwa eksploatacji turbiny, podczas korzystania z przedstawianego algorytmu optymalizacji, naprężenie dopuszczalne wprowadzane do systemu może być pomniejszone względem oczekiwanego, poprzez ponowne wykorzystanie współczynnika skalującego k_s , który tym razem powinien spełniać warunek $k_s < 1$.

Proces doboru tempa nagrzewania turbiny może zostać uruchomiony na dwóch etapach rozruchu. W pierwszym wariantcie optymalizacja rozpoczyna się dopiero po uzyskaniu przez wirnik prędkości obrotowej na poziomie 3000 obr/min. We wcześniejszej fazie możliwe jest zainstalowanie tzw. bloków ograniczeń termicznych, które na podstawie aktualnej wielkości wyężenia materiału wstrzymują lub zezwalają na kontynuację procesu nagrzewania, tak aby nie zostało przekroczone wyężenie dopuszczalne będące funkcją temperatury metalu. W drugim wariantcie istnieje możliwość uruchomienia algorytmu optymalizacyjnego już na samym początku rozruchu.

5.6.2. Wyniki procesu optymalizacji dla wirnika części wysokoprężnej

Na podstawie algorytmu optymalizacyjnego opisanego w punkcie 5.6.1 przeprowadzono obliczenia dla wirnika części wysokoprężnej turbiny parowej, w którym zidentyfikowano dwa obszary krytyczne. Dla obszaru I dokonano odpowiednich założeń:

-optymalizacja jest przeprowadzana po osiągnięciu przez wirnik prędkości obrotowej na poziomie 3000 obr/min. We wcześniejszym okresie rozruchy przeprowadzane są zgodnie z pierwotnymi przyrostami temperatury pary, ze względu na to, że występuje umiarkowany skok naprężenia powodowany początkową różnicą temperatur metalu i pary omywającej wirnik (istnieje niewielkie ryzyko przekroczenia narzuconego naprężenia dopuszczalnego przed uzyskaniem docelowej prędkości obrotowej);

-optymalizacja prowadzona jest dla składowej obwodowej naprężenia (oznaczona w rozdziale 5.4.1 indeksem Z), która jest dominującą składową w analizowanym obszarze. Może ona przyczynić się do propagacji potencjalnego pęknięcia i w konsekwencji spowodować jedną z najpoważniejszych awarii turbiny [42,81]. Równanie (5.28) może być zatem wykorzystane bez dodatkowych zmian;

-ze względu na sposób funkcjonowania proponowanego algorytmu bieżącego monitorowania naprężeń, w wyniku optymalizacji otrzymuje się najlepszą zmianę temperatury modyfikowanej pary $V_{opt} = \Delta T_{mod_i} / \Delta t$ i wartość tej temperatury w kolejnym kroku czasowym T_{mod_i} . Jest ona następnie wykorzystywana do obliczeń optymalnej temperatury pary omywającej wirnik T_i przy wykorzystaniu zależności (5.10) i (5.11):

$$T_i = \frac{\alpha_i \left[\left(\int_0^{t_i - \Delta t_i} \frac{dT(\tau)}{d\tau} \cdot f_T \right) - T_{i-1} \left(\int_{t_i - \Delta t_i}^{t_i} f_T \right) \right] + k \left[T_{mod_i} - \left(\int_0^{t_i - \Delta t_i} \frac{dT(\tau)}{d\tau} \cdot f_T \right) + T_{i-1} \left(\int_{t_i - \Delta t_i}^{t_i} f_T \right) \right]}{\alpha_i - (\alpha_i - k) \int_{t_i - \Delta t_i}^{t_i} f_T} \quad (5.29)$$

gdzie:

indeks i – dotyczy optymalizowanego kroku czasowego;

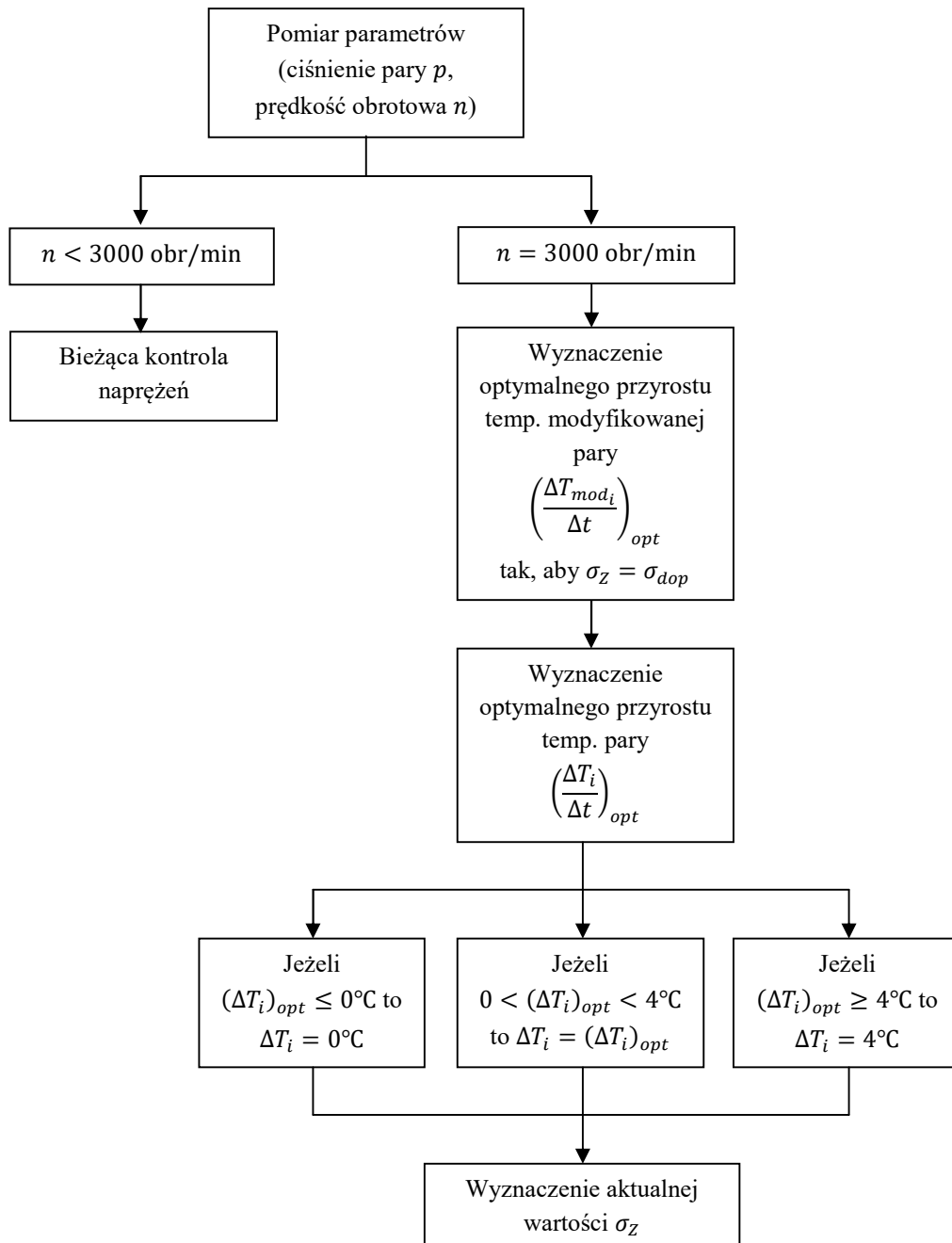
indeks $(i - 1)$ – dotyczy poprzedniego kroku czasowego;

-proces optymalizacji jest wykonywany z założeniem kroku czasowego o długości jednej minuty. Ze względu na kształt funkcji Green'a dla naprężenia (bardzo niewielkie wartości na jej początku), konieczne jest ograniczenie dobranej skoku temperatury pary. W obliczeniach przyjęto maksymalny przyrost na poziomie 4°C ;

-podczas procesu optymalizacyjnego, algorytm blokuje występowanie spadków temperatury pary w kolejnych krokach czasowym. W sytuacji, gdy zostanie wyznaczona ujemna wartość ΔT_i , temperatura nie jest zmieniana w stosunku do poprzedniego kroku czasowego;

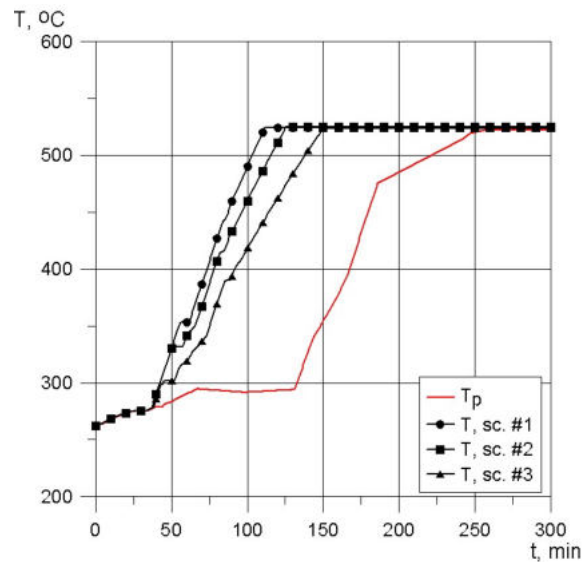
-optymalizacja tempa nagrzewania wirnika została przeprowadzona dla trzech scenariuszy. W pierwszym z nich (sc. #1) przyjęto najwyższy poziom naprężenia dopuszczalnego w obszarze I wirnika wynoszący 250 MPa. W drugim scenariuszu (sc. #2) przeanalizowano sytuację, w której naprężenie dopuszczalne jest niższe i wynosi 220 MPa. W ostatnim opracowanym scenariuszu (sc. #3) naprężenie dopuszczalne jest najniższe i wynosi 190 MPa. Optymalizacja została przeprowadzona dla wszystkich rozruchów opisanych w punkcie 5.4.1.

Na rys. 5.65 przedstawiono graficzny schemat opisanego procesu optymalizacji dla obszaru I wirnika części wysokoprężnej.

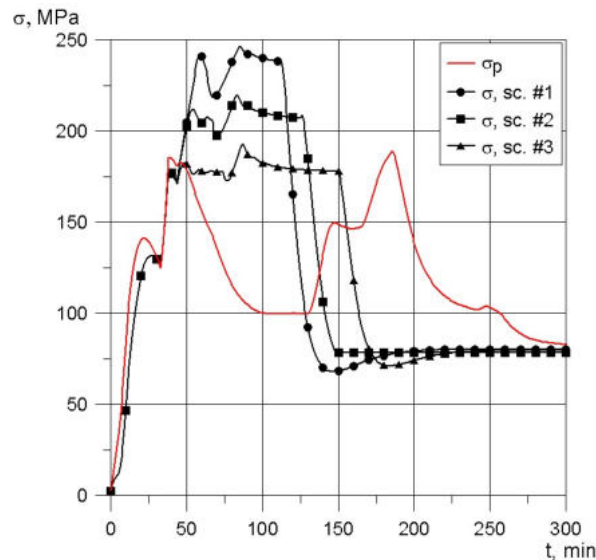


Rys. 5.65 Proces optymalizacji tempa nagrzewania wirnika (obszar I)

Rys. 5.66 obrazuje uzyskane optymalne wartości temperatury pary omywającej wirnik podczas rozruchu zimnego dla wszystkich trzech poziomów naprężenia dopuszczalnego. Rys. 5.67 z kolei przedstawia przebiegi naprężeń obwodowych jakie udało się uzyskać dzięki zastosowaniu proponowanego algorytmu. Otrzymane wyniki porównano z pierwotnym przebiegiem temperatury pary (T_p) i z pierwotnym przebiegiem naprężeń (σ_p) podczas rozruchu modelowego (rys. 4.5). Widoczne jest znaczące skrócenie czasu nagrzewania dla wszystkich analizowanych scenariuszy, przy utrzymaniużądanego poziomu naprężeń zgodnie z założeniami scenariuszy.

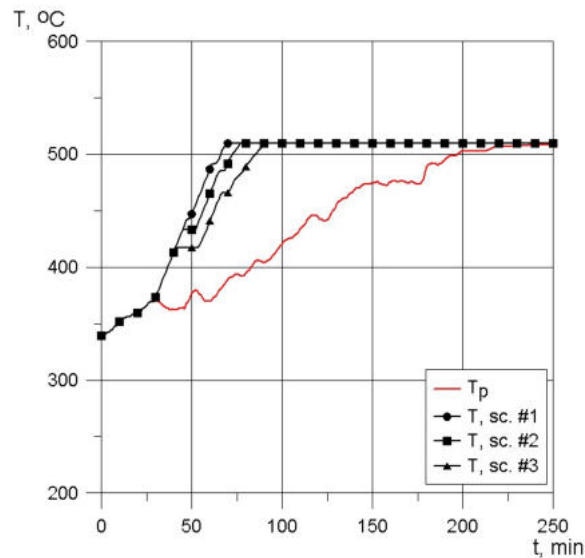


Rys. 5.66 Przyrost temperatury pary podczas rozruchu zimnego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar I)

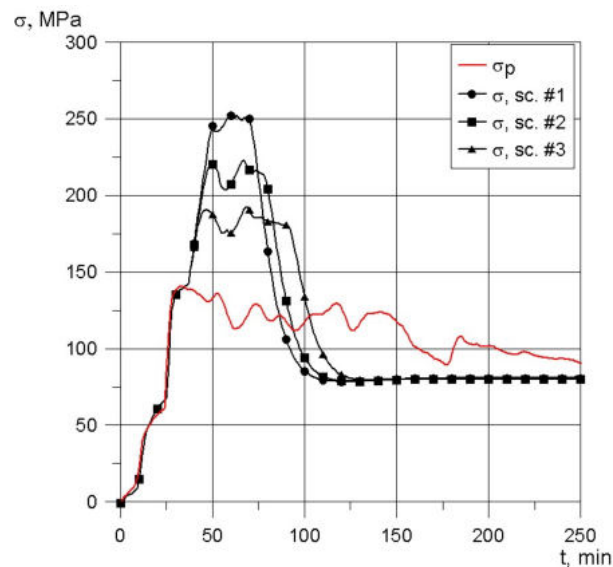


Rys. 5.67 Przebieg naprężeń zredukowanych podczas rozruchu zimnego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar I)

Podobną analizę przeprowadzono dla rozruchu ciepłego. Ponownie zestawiono optymalne przyrosty temperatury pary omywającej wirnik (rys. 5.68) oraz wynikające z nich naprężenia obwodowe (rys. 5.69). Tak jak w przypadku rozruchu zimnego, uzyskano skrócenie czasu nagrzewania i utrzymano naprężenia na wymaganych poziomach dopuszczalnych.

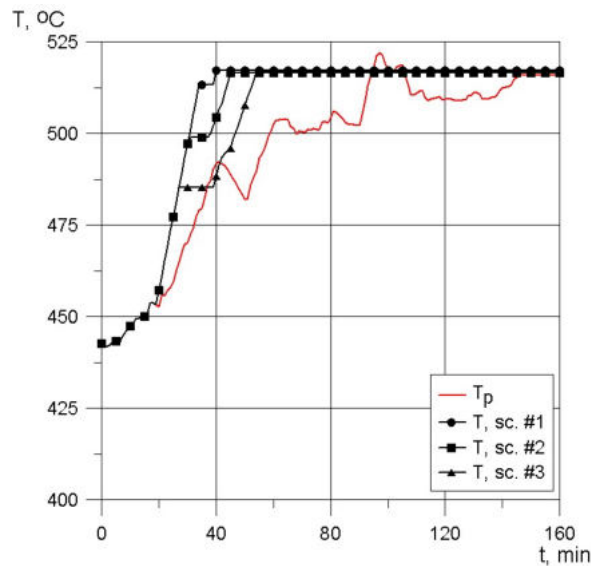


Rys. 5.68 Przyrost temperatury pary podczas rozruchu ciepłego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar I)

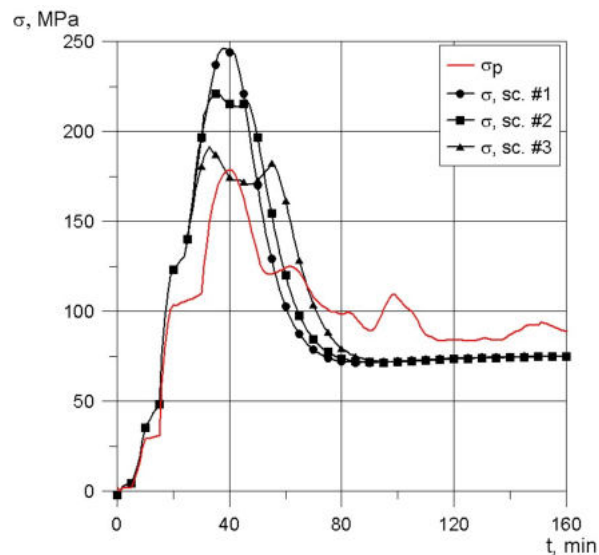


Rys. 5.69 Przebieg naprężeń zredukowanych podczas rozruchu ciepłego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar I)

Rys. 5.70 i 5.71 przedstawiają wyniki dla rozruchu gorącego, które ponownie zestawiono z przebiegami pierwotnymi (T_p i σ_p). Rozruch ten jest najkrótszy spośród analizowanych, jednak zastosowanie proponowanej optymalizacji nagrzewania pozwala na dodatkowe jego skrócenie, co może być wymagane od jednostki pełniącej rolę źródła bilansującego zapotrzebowanie w systemie.



Rys. 5.70 Przyrost temperatury pary podczas rozruchu gorącego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar I)



Rys. 5.71 Przebieg naprężeń zredukowanych podczas rozruchu gorącego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar I)

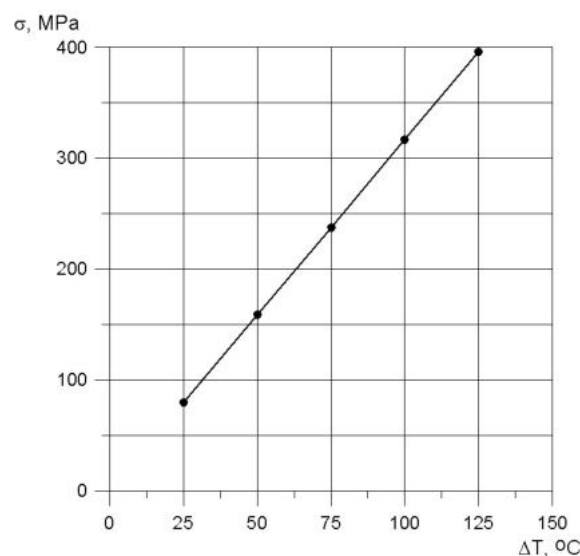
Proces optymalizacji tempa nagrzewania wirnika został przeprowadzony ponownie, tym razem biorąc pod uwagę naprężenia pojawiające się w rowkach termicznych. Kolejny raz dokonano odpowiednich założeń wstępnych:

-optymalizacja jest przeprowadzana od początku rozruchu, po odnotowaniu wzrostu prędkości obrotowej powyżej 0 obr/min. Wiąże się to z gwałtownym przyrostem naprężeń termicznych w tym obszarze, związanych z początkową różnicą temperatur pomiędzy parą omywającą wirnik i metalem wirnika, stąd dobór tempa nagrzewania powinien zostać uruchomiony natychmiastowo, aby nie zostały przekroczone narzucone naprężenia dopuszczalne;

-optymalizacja prowadzona jest dla naprężeń zredukowanych (σ_{red}), ze względu na ich wpływ na rozwój procesu zmęczenia niskocyklowego dla materiału w rowkach. Równanie (5.28) przyjmuje w takiej sytuacji postać uwikłaną i może zostać rozwiązane metodą iteracyjną;

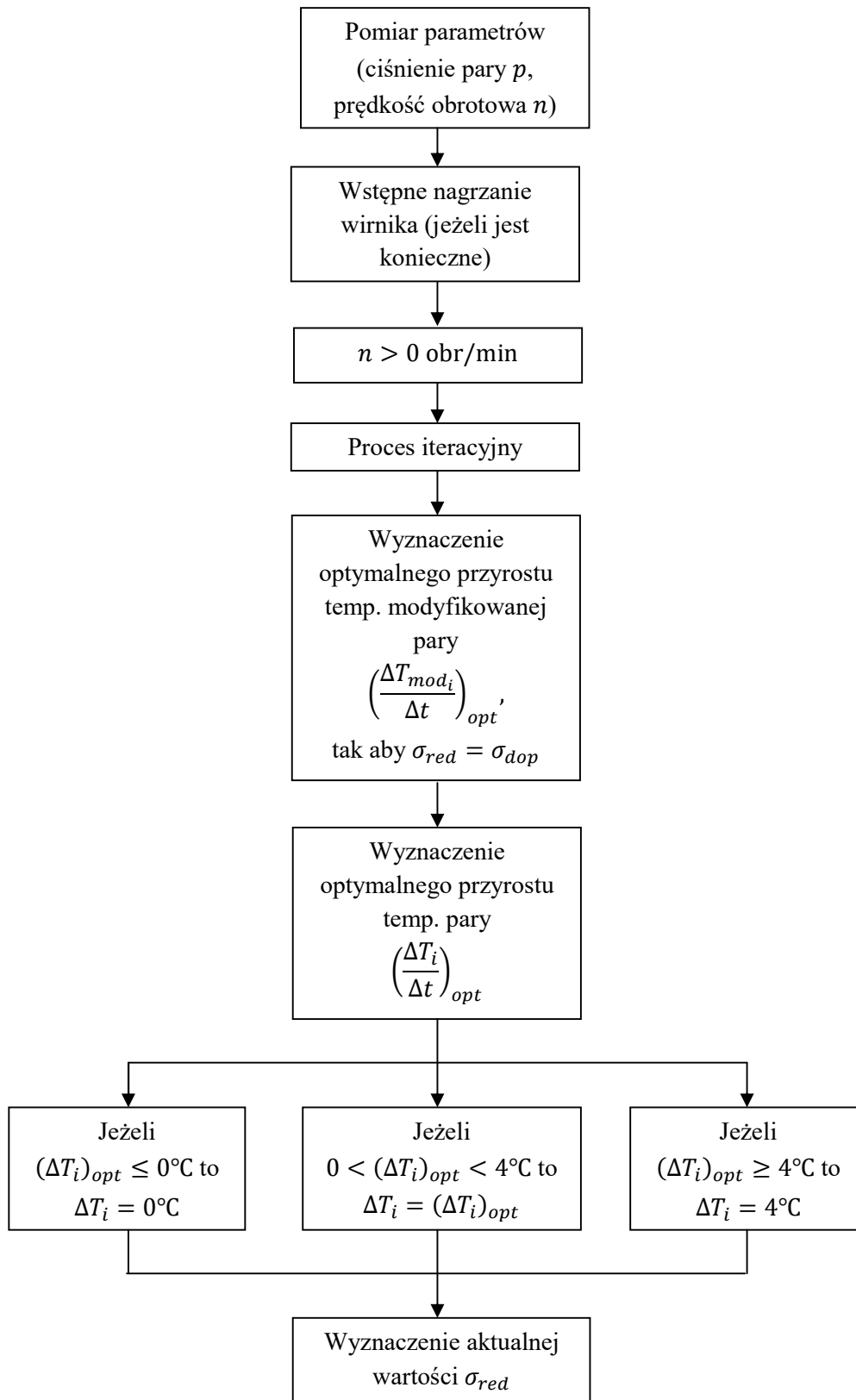
-ponownie jak w przypadku obszaru I, w wyniku optymalizacji otrzymuje się najlepszą zmianę temperatury modyfikowanej pary $V_{opt} = \Delta T_{mod_i} / \Delta t$ i wartość tej temperatury w kolejnym kroku czasowym T_{mod_i} . Jest ona następnie wykorzystywana do obliczeń optymalnej temperatury pary omywającej wirnik T_i (równanie 5.29);
-ponownie wprowadzono ograniczenie w postaci maksymalnego dopuszczalnego przyrostu temperatury dla pojedynczego kroku czasowego, który wynosi 4°C . Algorytm blokuje również możliwość pojawienia się ujemnych wartości ΔT_i ;
-optymalizacja tempa nagrzewania wirnika została przeprowadzona dla trzech scenariuszy. W pierwszym z nich (sc. #1) przyjęto najwyższy poziom naprężenia dopuszczalnego w obszarze II wirnika wynoszący 380 MPa. W drugim scenariuszu (sc. #2) przeanalizowano sytuację, w której naprężenie dopuszczalne jest niższe i wynosi 340 MPa. W ostatnim opracowanym scenariuszu (sc. #3) naprężenie dopuszczalne jest najniższe i wynosi 300 MPa. Optymalizacja została przeprowadzona dla wszystkich rozruchów opisanych w punkcie 5.4.1.

W przypadku niższych wymaganych wartości naprężeń dopuszczalnych, może istnieć potrzeba wstępnego nagrzewania wirnika, tak aby naprężenia te nie zostały przekroczone już na początku rozruchu, ze względu na gwałtowny ich przyrost powodowany początkową różnicą temperatur (zwłaszcza w przypadku rozruchu zimnego). Na rys. 5.72 przedstawiono zależność pomiędzy początkową różnicą temperatur i wywołanymi nią naprężeniami termicznymi w rowkach cieplnych. Do obliczeń posłużono się wyznaczonymi funkcjami Green'a (rys. 5.13 i 5.14).



Rys. 5.72 Naprężenia termiczne wynikające z początkowej różnicy temperatur

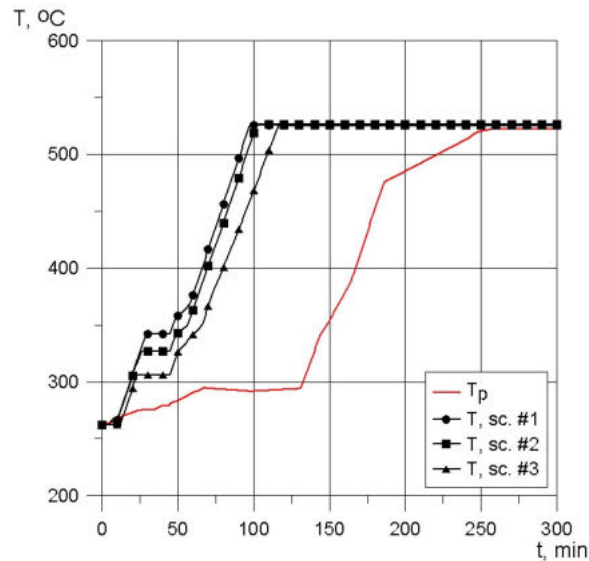
Opisany algorytm optymalizacyjny, który może zostać zastosowany w przypadku obszaru II wirnika turbiny, został schematycznie zobrazowany na rys. 5.73.



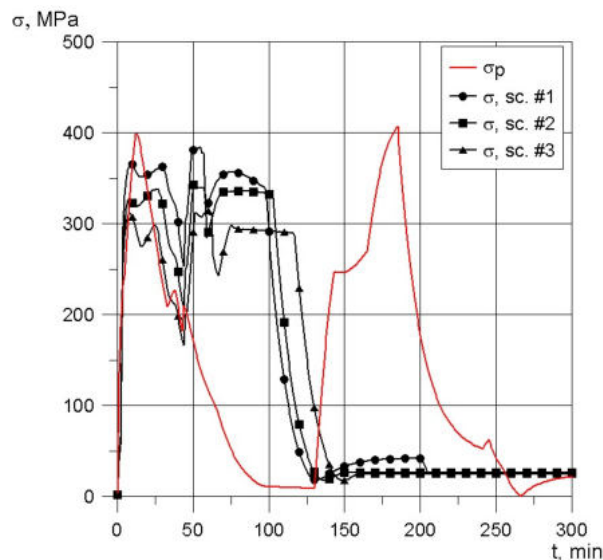
Rys. 5.73 Proces optymalizacji tempa nagrzewania wirnika (obszar II)

Rys. 5.74 przedstawia optymalne przyrosty temperatury pary dla trzech przyjętych scenariuszy różniących się poziomem naprężeń dopuszczalnych oraz ich porównanie z pierwotnym przebiegiem podczas rozruchu zimnego. Rys. 5.75 z kolei obrazuje przebiegi

naprężeń w obszarze II wirnika wynikające z wyznaczonych optymalnych sposobów nagrzewania. Dla wszystkich scenariuszy konieczne było zapewnienie początkowej różnicy temperatur pomiędzy parą i metalem wirnika nie większej niż kolejno 120°C i 100°C i 90°C. Obszar II charakteryzuje się dużą większą czułością naprężeń termicznych na zmianę temperatury pary omywającej wirnik niż w przypadku obszaru I, stąd obserwuje się dużo większe wahania naprężeń oraz utrudnione jest utrzymanie ich stałej wartości na założonym poziomie dopuszczalnym. Dzięki zastosowaniu optymalizacji nagrzewania można uzyskać skrócenie czasu rozruchu w stosunku do pierwotnego, przy jednoczesnym obniżeniu naprężeń zredukowanych.



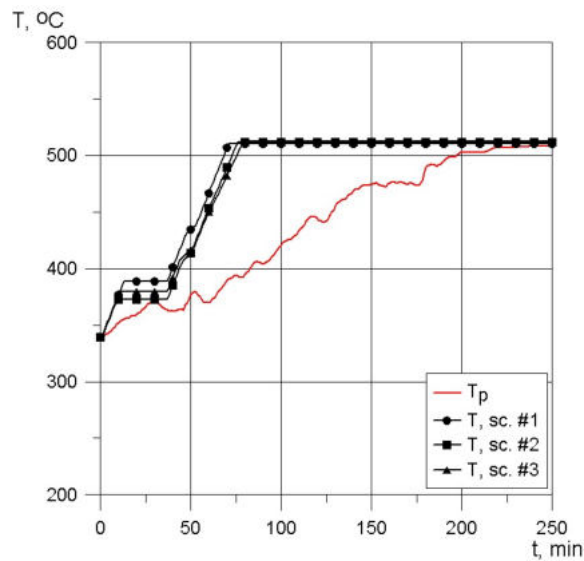
Rys. 5.74 Przyrost temperatury pary podczas rozruchu zimnego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar II)



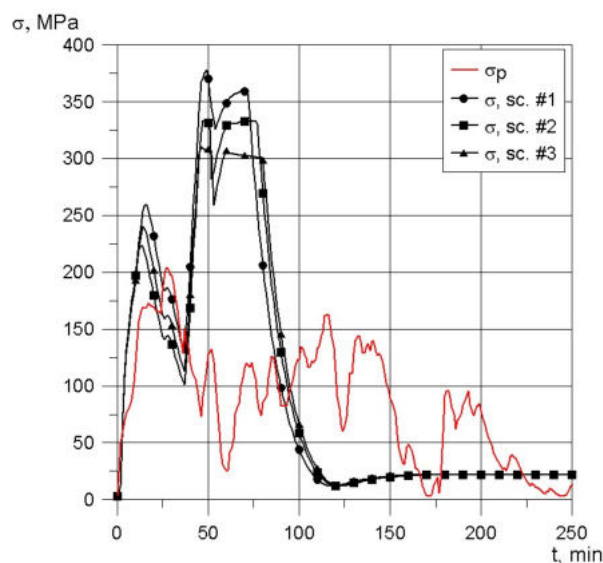
Rys. 5.75 Przebieg naprężeń zredukowanych podczas rozruchu zimnego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar II)

Rys. 5.76 i 5.77 przedstawiają wyniki optymalizacji przeprowadzonej dla rozruchu ciepłego i ich porównanie z przebiegami temperatury pary i naprężeń dla rozruchu

pierwotnego. Znaczące skrócenie czasu nagrzewania zostało osiągnięte kosztem zwiększenia naprężeń w stosunku do tych, jakie odnotowano pierwotnie.

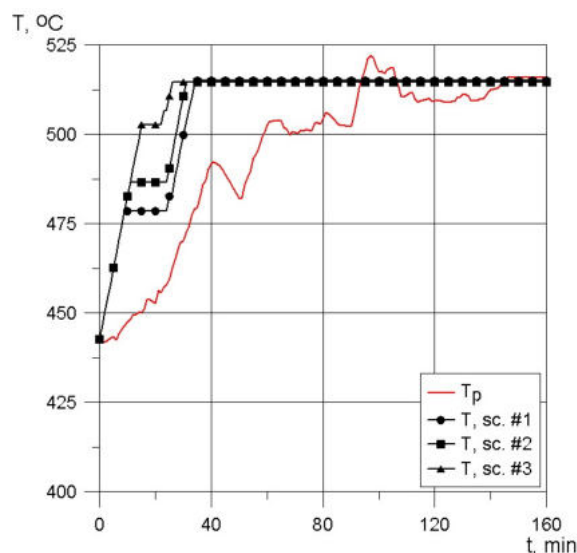


Rys. 5.76 Przyrost temperatury pary podczas rozruchu ciepłego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar II)

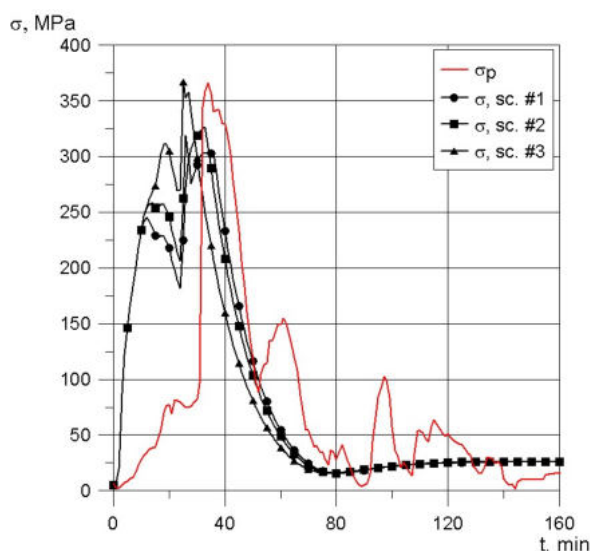


Rys. 5.77 Przebieg naprężeń zredukowanych podczas rozruchu ciepłego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar II)

Ostatnim analizowanym przypadkiem był rozruch gorący. Ponownie przedstawiono uzyskane wyniki kolejno dla przyrostu temperatury pary (rys. 5.78) i przebiegu naprężeń (rys. 5.79). Efektem procesu optymalizacji było bezpieczne skrócenie czasu nagrzewania. Proponowany algorytm zapewnił również stabilny wzrost temperatury w przeciwieństwie do pierwotnego rozruchu, gdzie obserwuje się liczne okresy chłodzenia.



Rys. 5.78 Przyrost temperatury pary podczas rozruchu gorącego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar II)



Rys. 5.79 Przebieg naprężeń zredukowanych podczas rozruchu gorącego, dla różnych scenariuszy nagrzewania wirnika WP (obszar II)

Zaproponowany proces optymalizacji czasu trwania rozruchu w trybie online, pozwala na wyznaczenie sugerowanych przyrostów temperatury pary omywającej wirnik w każdej kolejnej minucie procesu. Istotną zaletą systemu jest możliwość korygowania obliczeń na bieżąco, tzn. że gdy optymalny przyrost nie zostanie zrealizowany, w kolejnej minucie zostanie uwzględniona rzeczywista wartość temperatury jaka wystąpiła. Jednocześnie nie jest przekraczana dopuszczalna wartość naprężenia, która może być dobrana indywidualnie do konkretnego obiektu lub obszaru. Im jest ona mniejsza, tym dłuższy jest czas nagrzewania, a tym samym niższe ryzyko uszkodzenia wirnika. Gdy poziom naprężenia zostanie zwiększony, można uzyskać znaczne skrócenie rozruchu i poprawę elastyczności bloku węglowego. Opisany algorytm ogranicza również ilość cykli zmęczeniowych podczas pojedynczego rozruchu, tzn. że naprężenie wzrasta do wymaganego poziomu po czym jest na nim utrzymywane, co widoczne jest zwłaszcza w obszarze I wirnika. Dodatkowo zaletą opisanego podejścia do procesu optymalizacji rozruchu w sposób dynamiczny jest możliwość

uwzględnienia stanu cieplnego turbiny przed uruchomieniem, bez konieczności przygotowania wielu charakterystyk jak w przypadku podejścia statycznego. W sytuacji, gdy operator dysponuje przygotowanymi uprzednio charakterystykami optymalnymi, system monitorowania naprężeń może być stosowany jako wsparcie kontroli bezpieczeństwa obiektu. Innym sposobem wykorzystania opisywanego algorytmu (oprócz minimalizacji czasu trwania rozruchu), może być również sterowanie naprężeniami tak, aby uzyskać ich konkretną wartość.

6. CHARAKTERYSTYKA GOSPODARKI DIAGNOSTYCZNO-REMONTOWEJ

6.1. Modele obsługi turbin parowych

Na rynku dostępne są różne badania i usługi związane z utrzymaniem odpowiedniego stanu technicznego obiektów pracujących w obszarze energetyki zawodowej. Ich zadaniem jest zagwarantowanie dyspozycyjności i minimalizacja strat związanych z przestojami w produkcji energii elektrycznej. Istnieje wiele modeli obsługi (*maintenance*), które wykorzystywane są w procesie zarządzania maszynami i urządzeniami elektrowni, w tym również samą turbiną parową.

Podstawowym i nieuniknionym rodzajem obsługi jest obsługa poawaryjna nazywana inaczej obsługą naprawczą lub korekcyjną (*breakdown maintenance* lub *corrective maintenance*) czyli przegląd obiektu w momencie wystąpienia poważnego problemu uniemożliwiającego dalszą eksploatację [69,98]. Bazując na takim rodzaju obsługi, nie podejmuje się działań do czasu wystąpienia poważnego uszkodzenia, które wymusza podjęcie działań naprawczych usuwających skutki awarii. Podejście takie jest często stosowane dla elementów, których wykluczenie z eksploatacji nie wiąże się z poważnymi konsekwencjami, a naprawa może być przeprowadzona szybko i przy niewielkich nakładach finansowych [98]. Rodzajem obsługi powiązany bezpośrednio z czasem trwania awarii jest obsługa oportunistyczna (*opportunistic maintenance*). Czas postoju awaryjnego jest okazją do przeglądu i ewentualnej wymiany innych elementów, nawet jeśli nie uległy one jeszcze uszkodzeniom.

Ze względu na wymagany wysoki stopień dyspozycyjności i niezawodności bloków energetycznych, weryfikacja stanu elementów i ich wymiana jedynie po wystąpieniu awarii w wielu przypadkach nie jest wystarczające. W związku z tym stosuje się całą gamę działań zapobiegawczych wdrażając obsługę prewencyjną (*preventive maintenance*). Polega ona na przeprowadzaniu okresowych kontroli, badań diagnostycznych i wnikliwej obserwacji instalacji [98]. Dzięki takim działaniom możliwe jest zapobieganie awariom lub zmniejszenie prawdopodobieństwa ich wystąpienia [99]. Przykładami zastosowania technologii prewencyjnych przedłużających trwałość elementów są np. [45]:

-regeneracja– proces polegający na naprawie danego elementu poprzez przywrócenie pierwotnej geometrii wraz z ulepszeniem mającym na celu ochronę zagrożonych miejsc w związku z takimi procesami niepożądanymi jak erozja, korozja czy pełzanie. Przykładem jest regeneracja przywracająca pierwotne luzy w układzie przepływowym;

-rewitalizacja– proces polegający na zapewnieniu pierwotnych własności materiału przy równoczesnym usunięciu degradacji na poziomie mikrostruktury.

Procesy rewitalizacji od wielu lat są z powodzeniem stosowane w elementach turbin parowych. Staliwne kadłuby turbinowe, po przeprowadzeniu rewitalizacji posiadają przedłużoną trwałość, poprawioną plastyczność oraz usunięte defekty (takie jak np. mikropęknięcia). Procesom towarzyszy obróbka cieplna zapewniająca utrzymanie wytrzymałości na odpowiednim poziomie [100].

Wdrażając obsługę prewencyjną trudnym zadaniem jest dobranie właściwych interwałów czasowych pomiędzy realizowanymi działaniami oraz ich zakresu. W przypadku bloków 200 MW z uwagi na ich wiek, promowane są czynności przy obniżonych kosztach,

dlatego tym ważniejsze wydaje się być odpowiednie planowanie. Najprostszym sposobem określania częstotliwości przeprowadzanych badań jest bazowanie na stałych odstępach czasu (*time-based maintenance*), które określane są w stosunku do poszczególnych elementów instalacji. Naprawa, wymiana lub remont realizowane w ramach tak planowanej obsługi są podejmowane bez dokonywania oceny stanu. Częstsze działania nie są możliwe ze względu na ograniczony budżet. Podejście takie dobrze sprawdza się w tych obszarach, gdzie uszkodzenia są cykliczne, a wymiana jest mniej kosztowna i szybka [99]. Popularnym rozwiązaniem jest zawieranie długoterminowych kontraktów z usługowcami zewnętrznymi [101]. Posługiwanie się interwałami czasowymi jest często stosowane w instrukcjach oraz zaleceniach producentów, którzy rekomendują przeprowadzanie rutynowych kontroli (*routine maintenance*). Obecnie z uwagi na bardziej regulacyjny tryb pracy jednostek wytwórczych, coraz częściej eksperci posługują się liczbą przepracowanych godzin do określania okresów międzyremontowych, zamiast czasu kalendarzowego.

Stałe interwały czasowe są również przydatne w metodzie obsługi skoncentrowanej na poszukiwaniu uszkodzenia (*failure finding maintenance FFM*). Podstawowym celem metody jest odszukanie nieprawidłowości w urządzeniach nie będących w ciągłym użytku, ale istotnych pod względem bezpieczeństwa eksploatacji obiektu, dla których w normalnych warunkach pracy, uszkodzenie nie jest widoczne. Przykładem mogą być zawory odcinające turbiny [99].

Innym rodzajem obsługi wliczanym do działań prewencyjnych jest obsługa oparta na ocenie warunków pracy (*condition-based maintenance- CBM*). Polega ona na monitorowaniu określonych parametrów eksploatacyjnych, a następnie na analizie wyników, która prowadzi do podjęcia decyzji odnośnie dalszej obsługi [102,103]. Pogorszenie się parametrów może być symptomem zbliżającej się awarii, a wcześniejsze wykrycie nieprawidłowości daje czas na reakcję ze strony personelu. Metoda dobrze sprawdza się w takich obszarach gdzie możliwe jest poprawne zmierzenie parametrów, oraz gdzie możliwe jest dostrzeżenie zmian zapowiadających awarię jeszcze przed jej wystąpieniem. Pomiary najczęściej wykorzystywane w obsłudze typu CBM to [102]:

- wibracje- w przypadku turbiny ich wzrost może świadczyć o niewyważeniu, uszkodzeniu w obrębie łożysk, deformacji wału;
- temperatura- pomiary bezkontaktowe (termowizyjne) służą do wykrywania niepożądanego wzrostu temperatury świadczącego np. o uszkodzeniu łożysk;
- hałas- jego podwyższony poziom może świadczyć o uszkodzeniach jakie miały miejsce wewnątrz obiektu, np. uszkodzenie łożysk, zerwanie łopatki;
- parametry oleju- jego zanieczyszczenie może być dowodem na zużycie materiału w obrębie turbiny. Gdy w badanym oleju odnajdywane są zanieczyszczenia stałe, świadczyć to może o zaawansowanych procesach korozyjnych i erozyjnych;
- ciśnienie-jego pomiar może być przydatny do wykrywania nieszczelności (rurociągów lub skraplacza).

Rozwinięciem metody CBM jest obsługa predykcyjna (*predictive maintenance*). Wykorzystuje ona bardziej zaawansowane techniki takie jak bazy danych, uczenie maszynowe i głębokie. Dzięki niej możliwe jest uzyskanie wyższej dokładności, ograniczenie fałszywych alarmów i analiza danych pochodzących z różnych urządzeń pomiarowych jednocześnie [99,103]. Na bazie metody predykcyjnej oparte jest podejście normatywne do

obsługi (*prescriptive maintenance*), w którym zmiany parametrów pracy nakazują uruchomienie odpowiednich procedur naprawczych [102].

Bardziej zaawansowaną metodą obsługi, której celem jest również zapobieganie awarii, jest obsługa oparta na analizie ryzyka (*risk-based maintenance- RBM*). W metodzie tej podejmowane działania w zakresie utrzymania obiektu energetycznego skupiają się na elementach, które wiążą się z największym ryzykiem uszkodzenia (*criticality-based maintenance*) [104]. Ryzykiem nazywany jest iloczyn prawdopodobieństwa uszkodzenia i jego konsekwencji. Podstawowymi krokami, na których opiera się metoda są [105]:

- zebranie informacji związanych z funkcjonowaniem obiektu,
- określenie poziomu ryzyka poszczególnych elementów,
- uszeregowanie elementów według wartości ryzyka,
- zaplanowanie utrzymania.

Przykładem zastosowania metody RBM dla turbin parowych były projekty zainicjowane przez amerykańskie przedsiębiorstwo Hartford Steam Boiler Inspection and Insurance Company zajmujące się świadczeniem usług związanych z ubezpieczeniem sprzętu od awarii oraz inspekcjami obiektów technologicznych [106]. Opracowane programy nosiły nazwy STRAP (*Steam Turbine Risk Assessment Program*) oraz TOOP (*Turbine Outage Optimization Program*) i obejmowały działania związane kolejno z określaniem poziomu ryzyka dla eksploatowanych turbin parowych oraz optymalizacją czasów postojów. HSB Company zrzęcało w czasie trwania projektów specjalistów z branży energetycznej (producentów energii, rafinerie, przedsiębiorstwa petrochemiczne), co miało zapewnić poprawność prowadzonych obliczeń związanych z poziomem ryzyka, którego analiza umożliwiła wydłużenie okresów pomiędzy awariami dla turbin parowych. Efektem programów była analiza przeprowadzona dla 90 turbin parowych różnej mocy i o różnej historii eksploatacji. Zostały one następnie sklasyfikowane pod względem ryzyka awarii oraz długości okresów pomiędzy nimi [66].

W związku ze sposobem określania poziomu ryzyka istnieje zagrożenie pominięcia obszarów, które często ulegają drobnym awariom, a dla których konsekwencje jednak nie są poważne. Obsługa oparta na ryzyku jest metodą, która umożliwia określenie:

- jakie elementy całego obiektu powinny być otoczone szczególną opieką?
- którzy producenci dostarczają maszyny charakteryzujące się najmniejszym/największym poziomem ryzyka awarii?
- ile trwają okresy pomiędzy kolejnymi poważnymi awariami?

Metoda RBM wskazuje obszary najbardziej zagrożone lub strategiczne pod względem utrzymania dyspozycyjności, ale nie daje bezpośredniej odpowiedzi na pytanie jakie powinno być dalsze postępowanie odnośnie analizowanych obiektów.

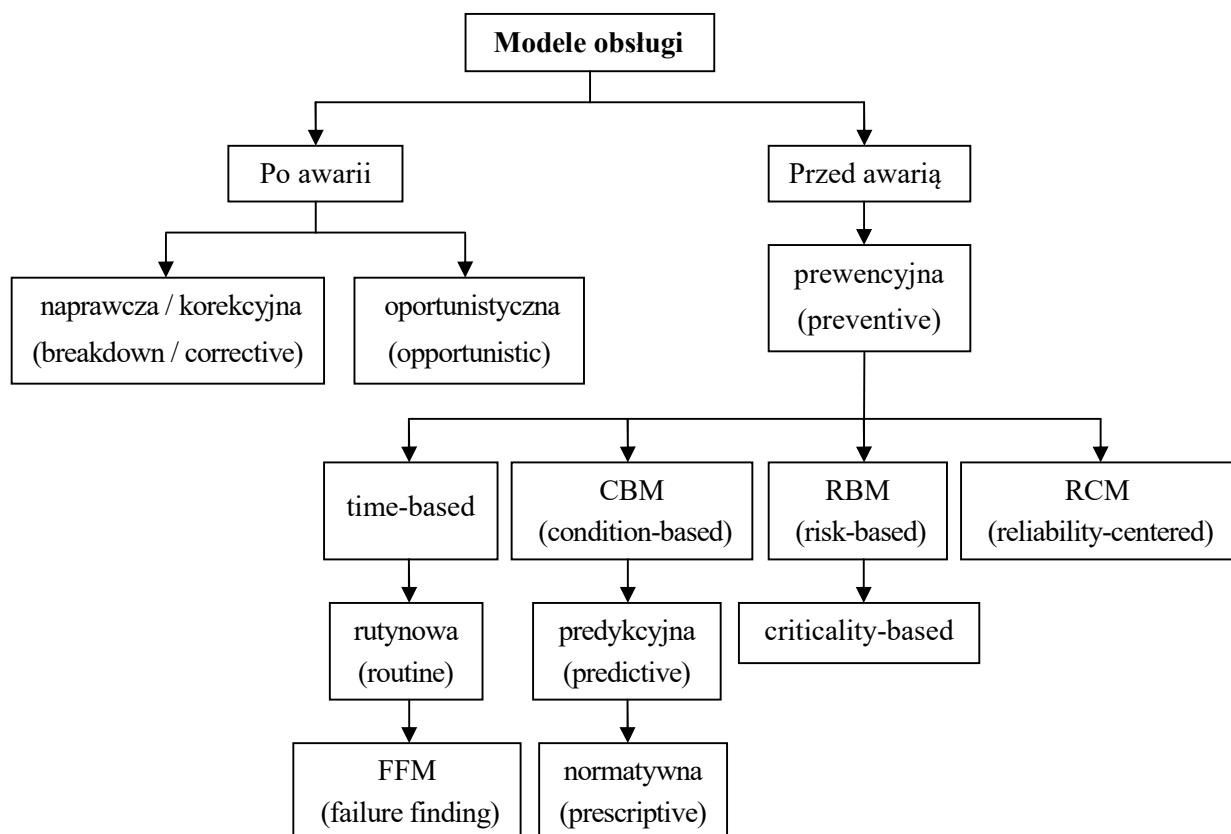
Wiele firm (nie tylko producentów energii) przekonało się na własnych doświadczeniach, że wdrożenie obsługi prewencyjnej jest niewystarczające [107]. Eliminuje się bowiem w ten sposób tylko część awarii, jednak w innych obszarach nadal mają one miejsce pogarszając tym samym dyspozycyjność obiektu energetycznego jako całości. Rozwiązaniem problemu jest zyskująca na popularności metoda obsługi skoncentrowana na niezawodności (*reliability centered maintenance- RCM*). Narodziła się ona w lotnictwie w latach 60-tych ubiegłego wieku [98]. RCM zakłada dość schematyczny sposób postępowania. Polega on na odpowiedziach na pytania takie jak [108]:

- co było powodem awarii i w jaki sposób obiekt stał się niezdolny do pracy?
- jakie są inne potencjalne drogi utraty przydatności?
- jakie konsekwencje pojawiły się w związku z niezdolnością do pracy i jakie są konsekwencje dla bezpieczeństwa?
- jaki jest cel podjętych działań prewencyjnych?
- co można zrobić, aby problem nie pojawił się ponownie oraz co zrobić w sytuacji, gdy nie opracowano środków zapobiegawczych?

Metoda RCM zapewnia identyfikację problemów prowadzących do uszkodzeń i awarii, zaplanowanie działań prewencyjnych i naprawczych oraz ostatecznie wzrost niezawodności systemu. Jednocześnie zapewnia racjonalne dysponowanie środkami finansowymi i zasobami ludzkimi. Bierze pod uwagę również bezpieczeństwo produkcji i spełnianie wymogów w zakresie ochrony środowiska. Analiza prowadzona w ramach RCM dotyczy instalacji jako całości, w związku z tym skupia się nie tylko na elementach krytycznych, ale także instalacjach pobocznych. Narzędziami pomocniczymi przy jej prowadzeniu są:

- katalogi związane z uszkodzeniami i dzienniki awarii,
- modele uszkodzeń oparte na metodach statystycznych, np. Monte-Carlo,
- metody identyfikacji zagrożeń i obliczenia ryzyka.

Opisywane modele obsługi przedstawiono graficznie na rys. 6.1.



Rys. 6.1 Modele obsługi turbin parowych

Wszystkie działania podejmowane w procesie zarządzania obiektami energetycznymi powinny mieć uzasadnienie ekonomiczne. Dąży się do minimalizacji kosztów utrzymania

maszyn i urządzeń, przy jak najmniejszej awaryjności. Z tego powodu podejmowane decyzje powinny mieć oparcie w analizie finansowej uwzględniającej koszty przestojów awaryjnych, napraw, konserwacji i zabezpieczenia, innych działań prewencyjnych (badań diagnostycznych, inspekcji), dopuszczalnego poziomu zniszczenia.

6.2. Badania diagnostyczne turbin parowych

Dyspozycyjność jakiej wymaga się od bloków klasy 200 MW, nie jest znacząco mniejsza od tej, jakiej oczekuje się od obiektów dużo młodszych czy nowych. Jednocześnie w przypadku bloków, które przepracowały średnio ponad 200 000 godzin, promuje się przeprowadzenie jedynie koniecznych remontów i modernizacji przy nakładach finansowych znacznie niższych niż te, które właściciele byliby w stanie przeznaczyć na obiekty nowsze. Bardzo szczegółowe badania, np. odnośnie mikrostruktury materiału, stanowią często zbyt duże obciążenie finansowe przy dostarczeniu nieproporcjonalnie małej ilości informacji, jakie można uzyskać z przeprowadzenia takiej diagnostyki. Nowoczesne metody diagnostyczne nie zawsze są w pełni przetestowane i często trudna jest odpowiednia interpretacja uzyskanych wyników. Kluczowym aspektem wydaje się wyciąganie wniosków z awarii, które miały miejsce zarówno w przypadku analizowanego obiektu jak i innych obiektów o podobnej konstrukcji [109], dlatego pomocna jest wymiana doświadczeń pomiędzy specjalistami pełniącymi kontrolę nad różnymi obiektami. Dzięki zbieranym informacjom możliwe jest kontrolowanie obszarów potencjalnie zagrożonych. Szeroka wiedza o obiekcie ułatwia również podjęcie decyzji o przejściu na eksploatację warunkową, która wydłuży czas bezpiecznej pracy jednostki.

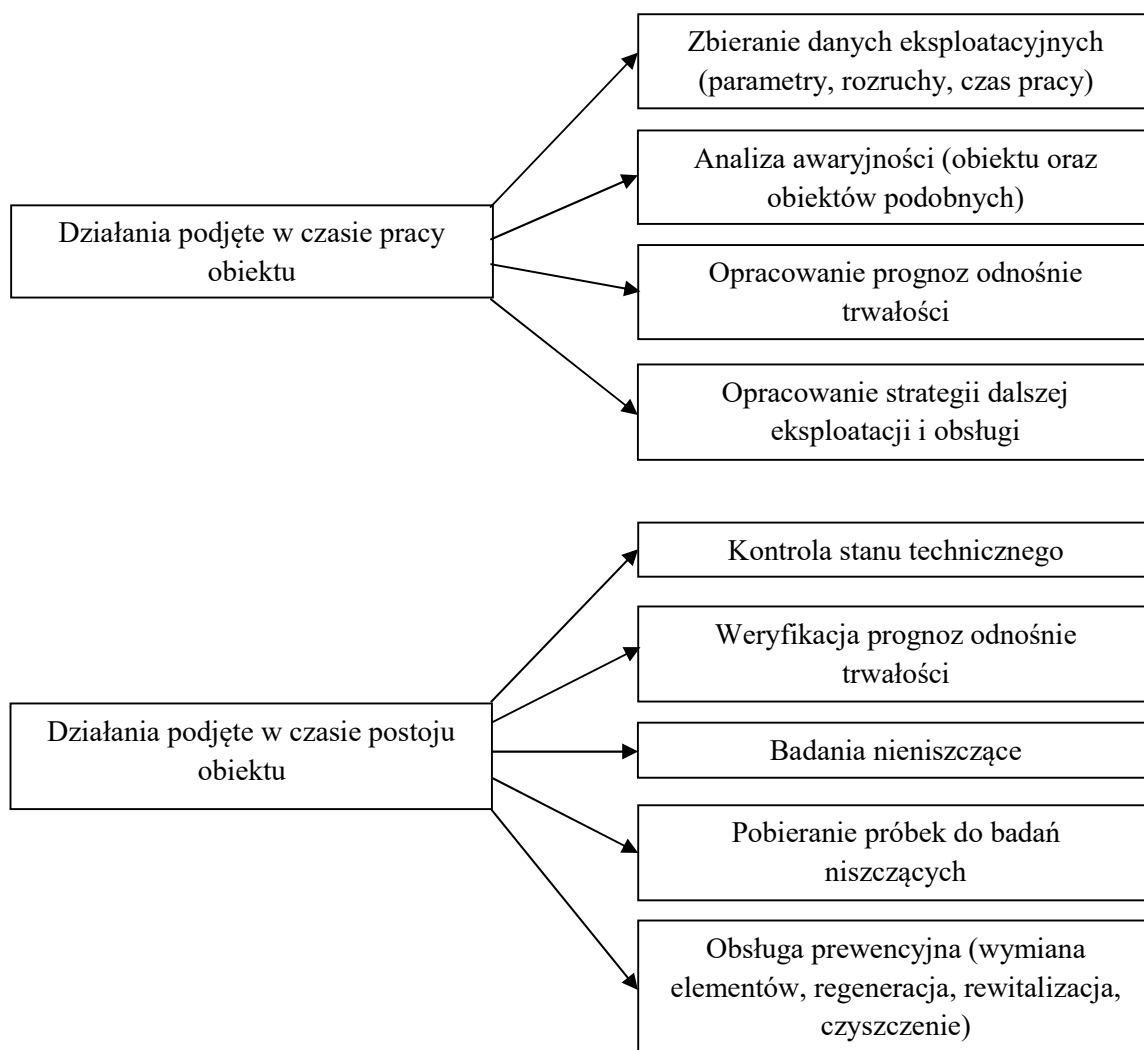
Ze względu na nowe problemy, jakie mogą pojawić się w związku z eksploatacją turbin klasy 200 MW w trybie regulacyjnym, opracowanie wytycznych odnośnie najlepszej możliwej diagnostyki tych turbin stało się obiektem zainteresowań wielu ekspertów. Jest to zagadnienie skomplikowane z uwagi na konieczność indywidualnego podejścia do każdego obiektu, a nawet każdego elementu z osobna. Wynika to ze ścisłego powiązania historii eksploatacji, przebytych modernizacji i remontów z trwałością obiektu.

Do najważniejszych działań, na których opiera się prawidłowo przeprowadzona diagnostyka należą badania materiałowe. Rozróżnia się [45]:

- badania niszczące– polegające na pobraniu próbki materiału z obszarów charakteryzujących się największym stopniem wyężenia, a następnie przeprowadzeniu testów wytrzymałościowych takich jak próby rozciągania, udarności czy pomiary twardości materiału;
- badania nieniszczące– nie powodujące zmian geometrii analizowanych obiektów. Charakteryzują się dużą różnorodnością, od metod najbardziej podstawowych, jak ocena materiału okiem nieuzbrojonym, po metody ultradźwiękowe czy magnetyczne;
- badania podobnych obiektów wycofanych z eksploatacji– ich przeprowadzenie dostarcza wiedzy o spadku własności materiałów oraz miejscach występowania pęknięć czy skutków innych procesów zniszczenia. W ten sposób pozyskane dane umożliwiają określenie w jakim zakresie powinny zostać przeprowadzone badania kontrolne obiektów pozostających w użytku.

Dodatkowo nowoczesne podejście wymaga również zbierania i przetwarzania informacji w trybie online oraz wykorzystywanie ich do tworzenia raportów o potencjalnym zagrożeniu, a także zdalnego nadzoru nad obiektem [110].

Zaplanowana diagnostyka stanowi kluczową rolę w utrzymaniu prawidłowej eksploatacji bloków energetycznych. Ma na celu ona nie tylko znalezienie przyczyny awarii, ale również całościowe rozpoznanie stanu technicznego obiektu. W przypadku bloków klasy 200 MW umożliwia bezpieczne przedłużenie okresu eksploatacji oraz służy do weryfikowania sporządzonych prognoz stopnia zużycia poszczególnych elementów. Dodatkowo na podstawie przeprowadzonej diagnostyki możliwe jest przeprowadzenie optymalizacji kosztów eksploatacyjnych [46]. Szczególnie na końcowym etapie pracy, w którym znalazły się najstarsze polskie jednostki konwencjonalne ważnym aspektem jest racjonalne planowanie działań. Ma to zapewnić bezpieczeństwo i zmniejszenie awaryjności jak i odpowiednią gospodarkę remontową. Podstawowe działania jakie podejmowane są w procesie zarządzania obiektem energetycznym przedstawiono w formie schematu na rys. 6.2. Działania zostały podzielone na te podejmowane w czasie pracy obiektu oraz w czasie jego dłuższego postoju.



Rys. 6.2 Planowanie działań w czasie pracy i postoju obiektu energetycznego

6.2.1. Zastosowanie przyrządów optycznych

Mikroskopy optyczne i elektronowe są przydatnymi narzędziami do badania struktur materiału. Nowoczesne przyrządy pozwalają na określenie mikrostruktury materiału, jego topografii powierzchni, a nawet składu chemicznego. Próbki potrzebne do przeprowadzenia badania muszą być odpowiednio przygotowane poprzez obróbkę papierem ściernym, polerowanie przy użyciu dysków polerskich oraz trawienie. Po wykonaniu czynności materiał może zostać poddany badaniom. Mikroskopy optyczne bazują na wiązkach światła przechodzących przez układy soczewek, co umożliwia przybliżenie obrazu struktury metalu. Mikroskopy elektronowe z kolei zamiast układów optycznych, wykorzystują wiązkę elektronów umożliwiając obserwację materiału na poziomie atomowym. Badania powierzchni stali w przypadku turbin parowych służą do określenia stopnia zużycia materiału w wirnikach niskoprężnych, gdzie dochodzi do uszkodzeń na skutek erozji. Proces szczególnie intensywnie przebiega na krawędziach natarcia czynnika roboczego. Zmiany w składzie chemicznym są możliwe do wykrycia dzięki odpowiednim detektorom zainstalowanym w mikroskopach. Umożliwia to zweryfikowanie stopnia zużycia korozyjnego związanego z nalotem tlenkowym [111].

Jedną z najstarszych metod stosowaną do badań niedostępnych elementów maszyn i urządzeń, która pozwala na uniknięcie demontażu jest endoskopia. Endoskopy są przyrządami optycznymi z giętkimi przewodami, które umożliwiają kontrolę miejsc niedostępnych. W przypadku turbin parowych mogą zostać wykorzystane do badania otworów centralnych. Problem, jaki może pojawić się podczas poszukiwania nieciągłości materiałowych, to brak możliwości rozróżnienia rysy powstałej na skutek np. czyszczenia otworu od pęknięcia. W celu odpowiedniej interpretacji uzyskanego obrazu stosuje się ciecze penetracyjne. Usunięcie nadmiaru naniesionej cieczy spowoduje w przypadku rysy brak zabarwienia, a w przypadku pęknięcia widoczne zabarwienie ma skutek działania sił kapilarnych [112].

Innymi badaniami nieniszczącymi, w których wykorzystuje się mikroskopy jest metoda replik. Metoda ta jest często stosowana dla obiektów pracujących na potrzeby energetyki [42]. Początkowo poddawany badaniom materiał musi zostać odpowiednio przygotowany poprzez szlifowanie, polerowanie i trawienie. Czynności takie nie uszkadzają materiału w sposób znaczący i nie wpływają na jego dalszą pracę pod względem wytrzymałościowym, a jedynie przygotowują wierzchnią warstwę do badania. Na gotowy obszar nakleja się następnie folię, w celu pobrania repliki struktury materiału, którą poddaje się obserwacji pod mikroskopem [113]. Dzięki dostępnym opracowaniom oraz doświadczeniu możliwa jest ocena struktury na podstawie cech charakterystycznych obrazu. Metoda replik jest szczególnie przydatna dla materiałów pracujących w warunkach pełzania, ponieważ pojawiające się cechy struktury mogą zostać skorelowane z krzywą pełzaniową danego materiału [42]. Ważną zaletą jest również możliwość dokumentowania postępu degradacji poprzez zbieranie obrazów struktury z różnych etapów eksploatacji. Do wad badania należy przede wszystkim fakt otrzymania wyników dla wierzchniej warstwy materiału bez możliwości wykrycia nieciągłości znajdujących na pewnej głębokości.

6.2.2. Zastosowanie metod magnetycznych

Metoda magnetycznej pamięci metalu (MPM) jest rodzajem badania nieniszczącego, czyli nieingerującego w strukturę materiału. Oparta jest na kontroli własnych magnetycznych pól rozproszonych metalu. Urządzenia służące do wykonywania tego rodzaju badań umożliwiają rejestrację i analizę uzyskanych pomiarów. Na skutek obciążenia stali dochodzi do zmian w strukturze krystalicznej, które są powodem jego namagnesowania. Rozkład własnego magnetycznego pola rozproszonego obrazuje kierunek działania naprężeń w materiale. Podczas badania MPM korzysta się zatem z tzw. pamięci metalu co do przebytego obciążenia [114]. Badanie nie wymaga wcześniejszego przygotowania powierzchni metalu oraz pozwala na wczesne wykrycie wszelkiego rodzaju nieciągłości. W przypadku turbin parowych metoda MPM wykorzystywana jest m.in. do badania następujących obszarów [115]:

- otwory centralne wirników (w celu detekcji nieciągłości materiałowych),
- łopatki wirnika (badanie przeprowadza się wzdłuż łopatek w celu określenia struktury materiału, ewentualnych ubytków erozyjnych i korozyjnych),
- opaski łopatek wirników (w celu wyeliminowania zakleszczenia łopatki w opasce montażowej),
- wał wirnika turbiny (w celu wykrycia defektów i odkształceń doprowadzających do drgań oraz innego niekontrolowanego przemieszczania bocznego w czasie eksploatacji),
- tarcze wieńców łopatek wirnika (w celu detekcji zmian spowodowanych zmęczeniem materiału na obwodzie wieńca w miejscu mocowania łopatki)

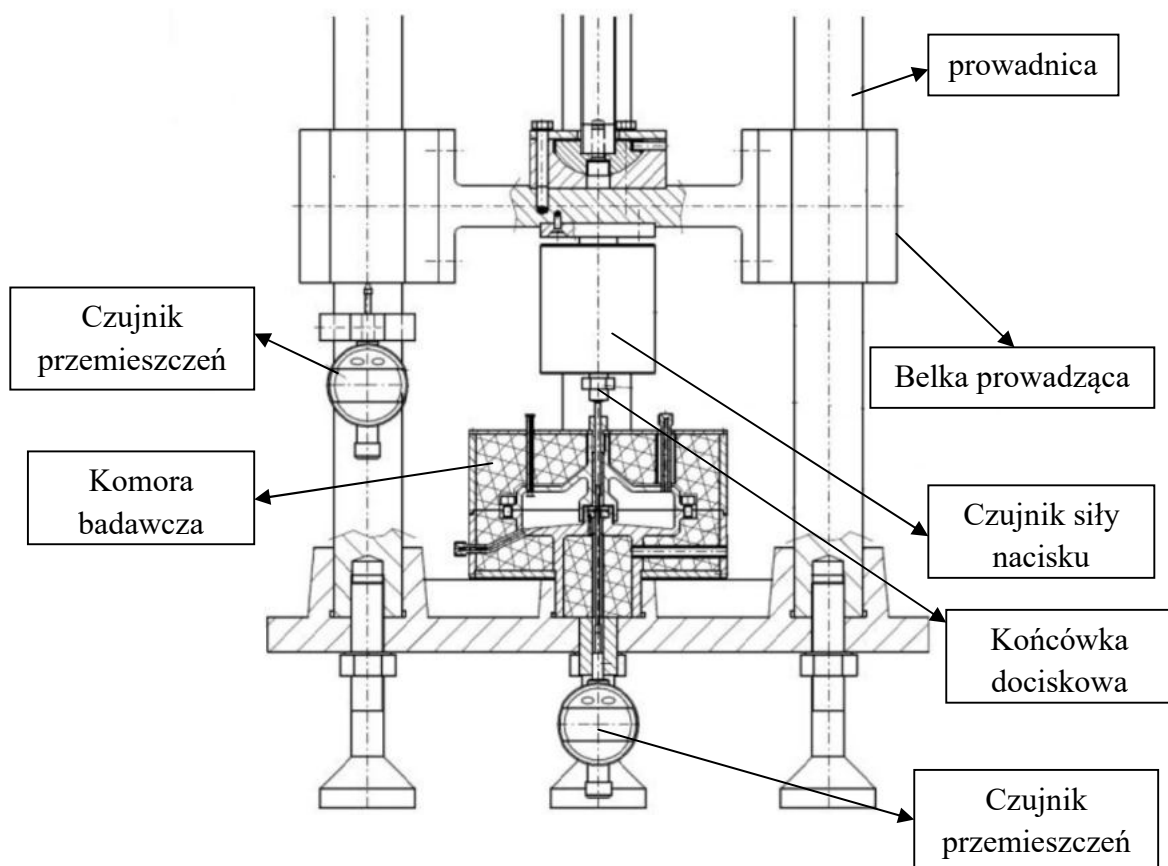
Metoda MPM ze względu na niewielką inwazyjność ma wielu zwolenników. Przeciwnicy z kolei wskazują, że nie posiada ona szczegółowo opracowanych podstaw fizycznych i jest niezwykle czuła na zmienność warunków, ponieważ nawet piaskowanie powierzchni metalu może wpłynąć na znaczną zmianę wyników końcowych. Wielu ekspertów zaleca stosowanie metody wraz z innymi badaniami, w celu sprawdzenia poprawności uzyskiwanych rezultatów [116].

Inną metodą opartą na zjawiskach związanych z magnetyzmem jest metoda magnetyczno-proszkowa. Polega ona na zaaplikowaniu na badaną powierzchnię specjalnego proszku. Jeżeli w materiale występuje defekt, proszek zmienia swój układ w tym obszarze [112]. Jej ogromną zaletą jest szybkość wykonania badania i otrzymanie natychmiastowego wyniku z możliwością wykrycia nieprawidłowości również pod powierzchnią zewnętrzną. Do wad można zaliczyć coraz gorszą wykrywalność wady przy kierunkach jej ułożenia pod niewielkimi kątami do kierunku sił pola magnetycznego (najlepsza wykrywalność występuje przy prostopadłym ułożeniu wady w stosunku do sił tego pola) [117].

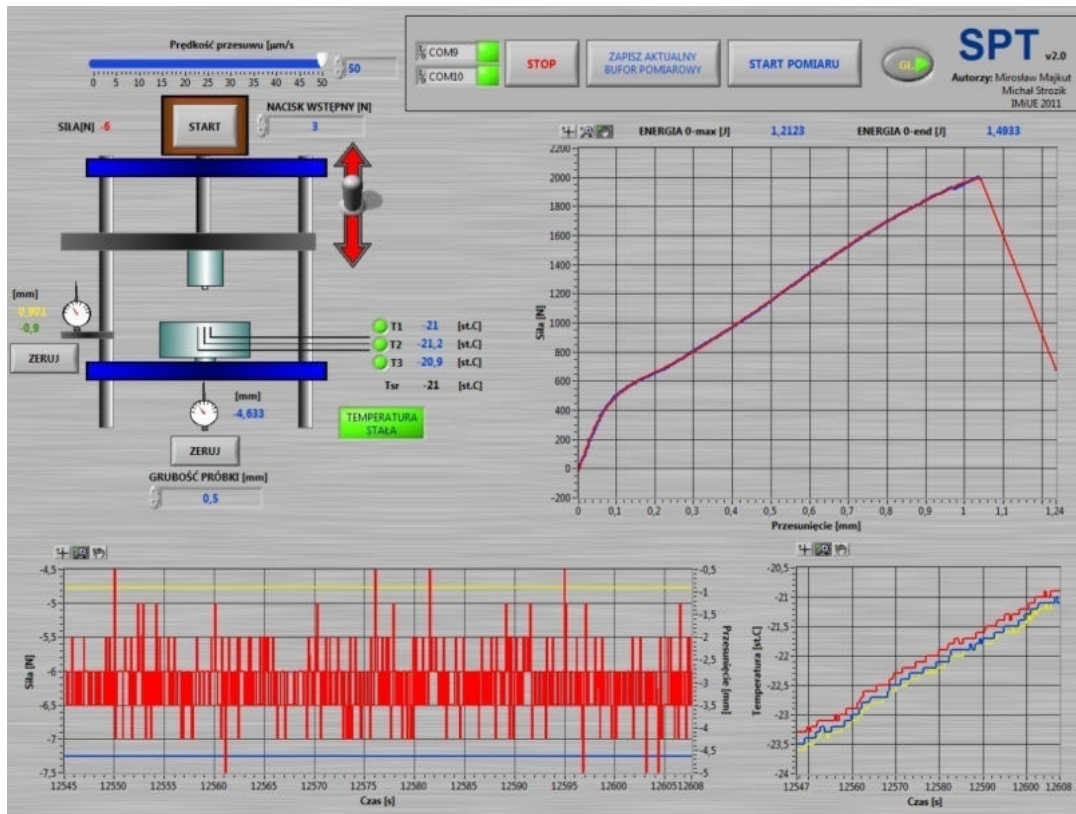
Kolejną metodą badań nieniszczących stosowaną w energetyce od dawna jest metoda prądów wirowych, która ma na celu wykrycie nieciągłości w materiale. Wykonuje się ją za pomocą specjalnych defektoskopów. Polega na wzbudzeniu pola elektromagnetycznego o charakterze zmiennym. Zmiany pola elektromagnetycznego, przesunięcie fazowe oraz amplituda umożliwiają określenie w jakim stanie jest powierzchnia badanego obiektu. Dzięki metodzie wykrywane są pęknięcia, a także nawet najdrobniejsze ubytki korozyjne i erozyjne [117].

6.2.3. Zastosowanie metody SPT

Jedną z metod stosowaną do badania własności mechanicznych materiału jest próba tłoczenia przeprowadzona dla mikropróbek, zwana metodą Small Punch Test (SPT). Zgodnie z normą [118], nie zastępuje ona klasycznych badań materiałowych. Jest natomiast użyteczna w sytuacji dysponowania niewielką ilością materiału, lub gdy materiał pobierany jest z elementu pozostającego w ciągłej eksploatacji. Z tego powodu, mimo konieczności zniszczenia analizowanej próbki, metoda może być zaliczona do grupy badań nieniszczących. Mikropróbki stosowane podczas testu mają średnicę 8 mm i grubość 0,5 mm. Przykład stanowiska pomiarowego, znajdującego się w Katedrze Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej, służącego do badań materiału za pomocą metody SPT został przedstawiony na rys. 6.3. Po umieszczeniu próbki w komorze badawczej i jej unieruchomieniu realizowany jest proces przetłaczania za pomocą popychacza zakończonego kulką. Sterowanie prędkością głowicy niszczącej możliwe jest dzięki dedykowanemu oprogramowaniu (rys. 6.4). Umożliwia ono dodatkowo odczyt temperatury termopar zlokalizowanych w pobliżu badanej próbki, a także odczyt przemieszczenia głowicy oraz dolnej powierzchni próbki. Badanie może być prowadzone w temperaturze otoczenia lub niższej, poprzez zastosowanie układu chłodzenia wykorzystującego ciekły azot.



Rys. 6.3 Schemat stanowiska do badań metodą SPT

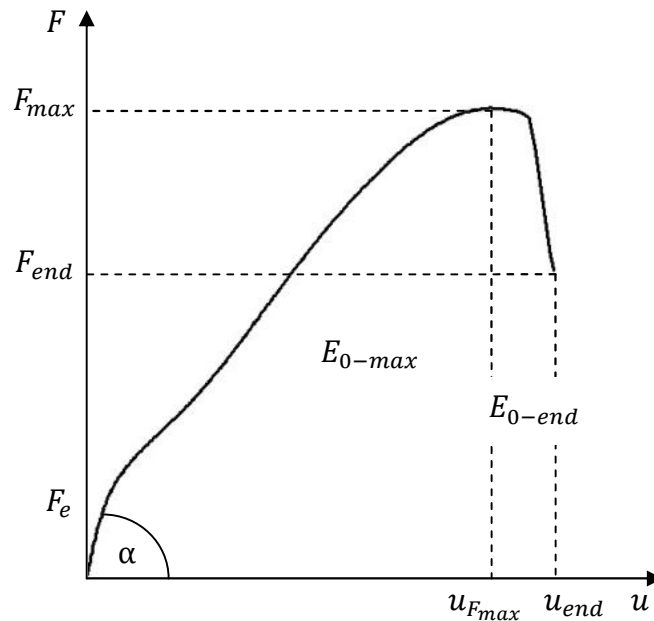


Rys. 6.4 Oprogramowanie stanowiska do badań metodą SPT

Wynikiem badań SPT jest wykres przedstawiający zależność przemieszczenia u głowicy niszczącej (zmierzonej za pomocą czujnika przemieszczeń), od siły nacisku F (zmierzonej za pomocą siłomierza), który widoczny jest na rys. 6.5. Kształt otrzymanej krzywej może być kojarzony z krzywą wyznaczoną na drodze klasycznej próby rozciągania, stąd przeprowadza się korelację poszczególnych punktów [119-121]:

- największa wartość siły F_{max} może być skorelowana z wytrzymałością na rozciąganie R_m ;
- wartość siły F_e może być skorelowana z granicą plastyczności R_e ;
- tangens kąta nachylenia początkowego odcinka krzywej $tg\alpha = E_{SPT}$ może być skorelowany z modułem Younga E .

Dodatkowo z wykresu możliwe jest wyznaczenie energii przetłaczania odpowiadającej polu pod wykresem [122]. Energia E_{0-end} dotyczy zakresu od początku do końca próby. Energia E_{0-max} z kolei dotyczy zakresu od początku próby do pojawienia się największej wartości siły F_{max} i może posłużyć do korelacji wielkości wyznaczanych podczas klasycznej próby udarności, takich jak temperatura przejścia krucho-plastycznego T_{FATT} .



Rys. 6.5 Zależność $F(u)$ otrzymana z badań metodą SPT

Prowadzone w Katedrze badania, z wykorzystaniem opisywanego stanowiska pomiarowego, dotyczyły m.in. wyznaczenia współczynników korelacyjnych, pozwalających na określenie podstawowych własności mechanicznych materiałów przy użyciu mikropróbek [123]. Skorzystano z zależności:

$$R_m = A_1 \cdot F_{max} \quad (6.1)$$

$$R_e = A_2 \cdot F_e \quad (6.2)$$

$$E = A_3 \cdot E_{SPT} \quad (6.3)$$

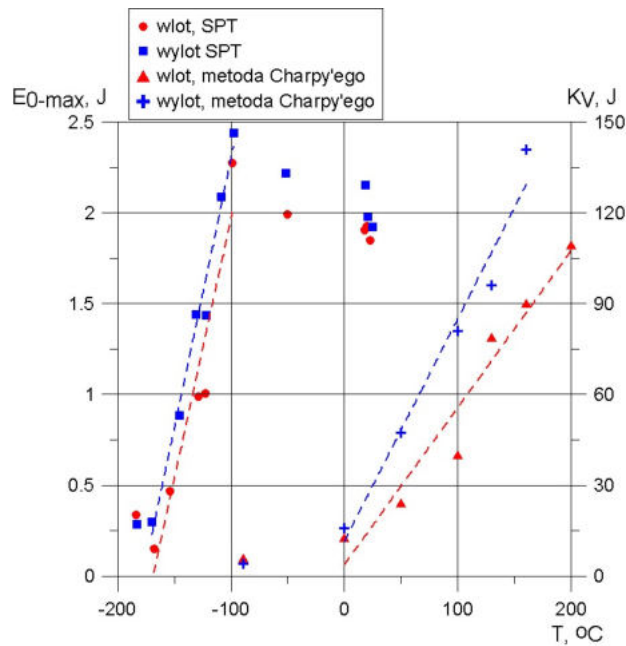
$$T_{FATT} = A_4 \cdot T_{SPT} \quad (6.4)$$

gdzie:

A_1, A_2, A_3, A_4 – współczynniki korelacyjne.

Do analizowanych w ten sposób materiałów należały stale wykorzystywane w energetyce, np.: 16Mo3 (stosowana do produkcji rur ekranowych w blokach na parametry podkrytyczne), X12CrMoWVNB10-1-1 i FB2 (stosowane do produkcji wirników turbin w blokach na parametry nadkrytyczne), 23H2MF (stosowane do produkcji wirników turbin w blokach na parametry podkrytyczne).

W przypadku stali wirnikowej 23H2MF przeprowadzono również badania spadku odporności na kruche pękanie [124]. Materiał pochodził z turbiny 13K215, wycofanej z eksploatacji po ok. 200 000 h. Przygotowano próbki do badań uderzeniowych metodą Charpy'ego (z karbem typu V) oraz mikropróbki do badań metodą SPT z tzw. gorącego (część wlotowa) i zimnego końca wirnika (część wylotowa). Materiał w okolicach części wlotowej był długotrwale poddawany obciążeniom termicznym. W przypadku materiału na zimnym końcu wirnika z kolei, można uznać, że zachował on pierwotne własności mechaniczne. Na rys. 6.6 przedstawiono otrzymane wyniki pracy łamania próbek i energii E_{0-max} .



Rys. 6.6 Przykładowe wartości pracy łamania K_V i energii przetłaczania E_{0-max} w różnych temperaturach dla próbek pobieranych z części wlotowej i wylotowej wirnika turbiny

Na podstawie wyznaczonych temperatur przejścia krucho-plastycznego stwierdzono, że spadek odporności na kruche pękanie dla materiału pobieranego z gorącego końca wirnika wynosi kilkanaście procent w porównaniu z materiałem pobieranym z zimnego końca [77]. Opisane badania mogą zostać wykorzystane do diagnostyki długo eksploatowanych turbin parowych w celu określenia wzrostu kruchości stali.

Metoda SPT została również zastosowana do oceny anizotropii wybranych własności materiałowych stali wirnikowej. Szczegółowy opis przeprowadzonych badań oraz wyniki przedstawiono w rozdziale 6.3.

6.2.4. Rola systemów kontrolnych w diagnostyce turbin

Podczas eksploatacji bloku energetycznego istotne jest zbieranie oraz analizowanie informacji uzyskiwanych z systemów kontroli. Pozwala to wykryć pierwsze symptomy nieprawidłowej pracy, które mogą doprowadzić do niebezpiecznych konsekwencji, a także odpowiednio zaplanować badania kontrolne oraz sporządzić poprawne prognozy zużycia poszczególnych elementów. Pozyskiwane informacje związane z eksploatacją turbiny można podzielić na dwie grupy. Pierwszą z nich jest grupa parametrów związanych z warunkami eksploatacji turbiny, które stanowią podstawę do stwierdzenia nieprawidłowości lub zagrożenia awarią. Dodatkowo ich analiza umożliwi również określenie przyczyny awarii jeżeli do takiej dojdzie. Każda elektrownia zawodowa powinna być wyposażona w system monitorujący następujące parametry wpływające na funkcjonowanie turbiny parowej [66]:

- prędkość obrotową,
- moc,
- parametry czynnika roboczego (pary),
- ciśnienie pary w uszczelnieniu labiryntowym,
- wydłużenia względne wirnika i kadłuba,
- przemieszczenia mimośrodowe wirnika,

- temperatura i drgania łożysk,
- położenie zaworów regulacyjnych,
- jakość wody i pary wodnej w obiegu,
- ciśnienie i temperatura oleju w instalacji olejowej, parametry wody w chłodnicy.

Drugą grupę, stanowią dane związane z reżimem pracy, potrzebne do przeprowadzania prognoz dalszego funkcjonowania i oceny trwałości elementów. Do podstawowych informacji należą:

- ilość rozruchów wraz z tempem przyrostu parametrów- szczególnie istotne w obliczeniach związanych ze zjawiskiem zmęczenia materiału, wyczerpywania się trwałości najważniejszych elementów, propagacji pęknięć, uszkodzeń związanych z przekroczeniem dopuszczalnych naprężeń;
- czas postoju- istotne w przypadku analizy skutków korozji postojowej, zaplanowaniu odpowiedniej konserwacji obiektu;
- liczbę podjazdów i zjazdów mocy- istotne ze względu na zjawisko zmęczenia generowane przez cykliczne obciążenia;
- czas trwania pracy oraz parametry czynnika w czasie eksploatacji z mocą większą od znamionowej- istotne ze względu na możliwość pojawienia się większych skoków naprężeń oraz podwyższonej temperatury co wpływa na intensyfikację procesu pełzania;
- czas pracy w tzw. minimum technicznym- istotne ze względu na intensyfikację działania zjawiska erozji ostatnich stopni części niskoprężnej turbiny oraz spadek jej sprawności;
- zmiany geometryczne poszczególnych elementów- szczególnie wydłużenia elementów spowodowane pełzaniem, np. w przypadku łopatek, co doprowadza do redukcji luzu promieniowego;
- wymiary zidentyfikowanych pęknięć- istotne ze względu na obliczenia propagacji pęknięć oraz prawdopodobieństwa uszkodzenia na skutek przekroczenia wymiaru krytycznego.

Rozszerzenie bazy wiedzy z jednego obiektu do kilku lub kilkudziesięciu obiektów podobnej klasy pozwala na kompleksowy obraz stanu technicznego oraz umożliwia zaplanowanie dalszej eksploatacji. Przykładem polskiego systemu, który umożliwia zbieranie informacji z jednostek wytwórczych, również w czasie rzeczywistym (online), jest LM System PRO Plus® wprowadzony na rynek w 2004 roku i od tej pory systematycznie rozwijany [45]. Ma formę platformy informatycznej z dostępem dla poszczególnych użytkowników. Systemy takiego typu odgrywają coraz większą rolę z powodu przejścia na pracę regulacyjną części starszych bloków konwencjonalnych. Informacje jakie są pozyskiwane przez system dotyczą warunków eksploatacji, ilości rozruchów z poszczególnych stanów cieplnych, powodów i skutków awarii. Wymiana doświadczeń odnośnie problemów eksploatacyjnych bloków pozwala na identyfikację obszarów krytycznych, które powinny być monitorowane z największą starannością. Koncepcja bloku referencyjnego pozwala na przeniesienie wyników obliczeń oraz prognoz dla jednego obiektu na pozostałe, co pozwala na uchronienie części pracujących jednostek przed konsekwencjami poważnych awarii. Im szersze i bardziej szczegółowe opracowania powstają, tym więcej przynoszą korzyści dla całego systemu energetycznego, zapewniając odpowiednią stabilność i bezpieczeństwo dostaw energii elektrycznej.

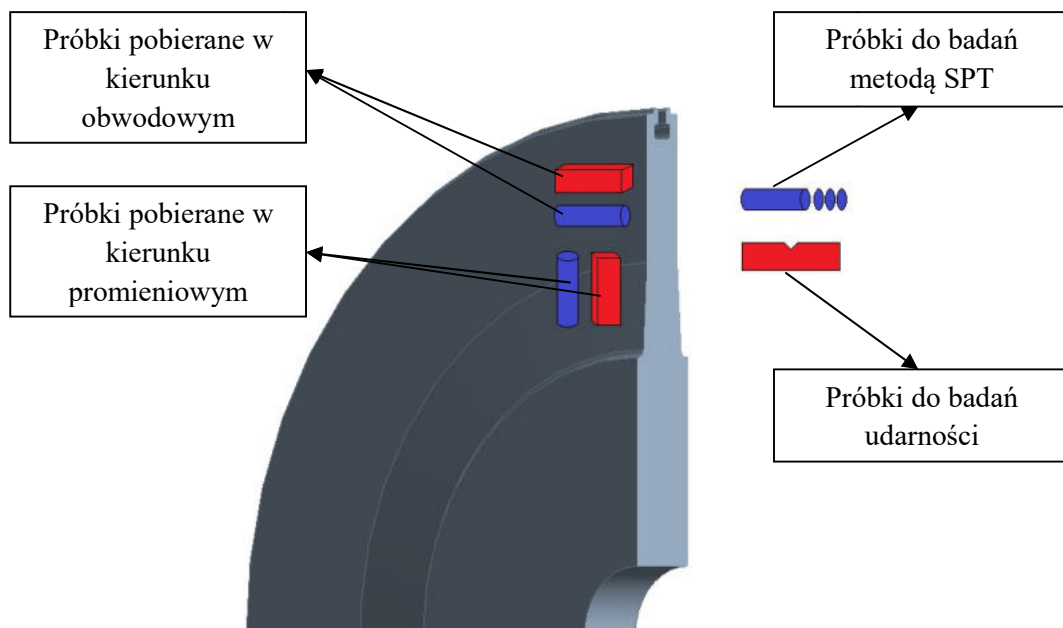
Innym przykładem systemu kontroli online, który zbiera informację o eksploatacji turbiny w czasie rzeczywistym, jest system opracowany przez amerykański instytut EPRI

(Electric Power Research Institute). Rozwiązanie nie zapewnia jedynie archiwizacji danych, ale umożliwia również budowanie modeli diagnostycznych i awaryjnych, pomagających w prawidłowym przewidywaniu obszarów i zakresów uszkodzeń. W przeciwieństwie do polskiego LM System PRO Plus®, amerykańskie rozwiązanie nie skupia się na pracy regulacyjnej bloku i związanym z tym wyczerpywaniem trwałości, a raczej na takich parametrach jak drgania czy przemieszczenia [66].

Do systemów kontroli online należą również bloki ograniczeń termicznych (BOT-y). Są to systemy nadzoru mające zastosowanie podczas trwania stanów nieustalonych maszyn i urządzeń energetycznych (kotłów i turbin). Idea polega na śledzeniu zmian parametrów czynnika roboczego i określaniu wpływu zmian tych parametrów na powstające naprężenia. Bardziej zaawansowane systemy na bieżąco określają dodatkowo na tej podstawie zużycie poszczególnych części instalacji [94,95]. Przykład algorytmu służącego do bieżącego monitorowania naprężenia i wyczerpania materiału opartego na funkcjach Green'a, który uwzględnia zmianę współczynnika wnikania ciepła, został szczegółowo opisany w rozdziale 5.

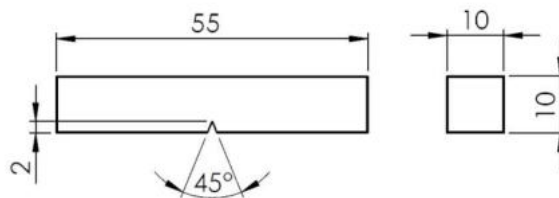
6.3. Badania anizotropii odporności na kruche pękanie stali wirnikowej

Opisaną w punkcie 6.2.3 metodę SPT zastosowano do oceny anizotropii wybranych własności materiałowych stali wirnikowej, takich jak temperatura przejścia krucho-plastycznego oraz odporność na kruche pękanie. Wykorzystano stanowisko pomiarowe przedstawione na rys. 6.3. Badany materiał został pobrany w kierunku obwodowym i promieniowym z tarczy pierwszego stopnia (nieregulacyjnego) wycofanego z eksploatacji wirnika części wysokoprężnej turbiny 13K215 (rys. 6.7), o szacowanym czasie eksploatacji 200 000 h. Zróznicowanie kierunku pobierania materiału ma na celu określenie, jakie położenie potencjalnej wady wiąże się z większym ryzykiem jej propagacji. Przeprowadzona analiza wykorzystująca metodę SPT jest kontynuacją badań prowadzonych dotychczas na Katedrze Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej



Rys. 6.7 Kierunki pobierania próbek stali z tarczy pierwszego stopnia wirnika części wysokoprężnej

Pierwszym przeprowadzonym badaniem była próba udarności wykonana za pomocą młota Charpy'ego dla próbek z karbem typu V, zgodnie z normą [125]. Badanie to jest klasyczną metodą wyznaczania temperatury przejścia krucho-plastycznego, a następnie odporności na kruche pękanie poprzez pomiar pracy łamania, tożsamej z energią pochłoniętą przez próbkę podczas uderzenia. Wymiary zastosowanych próbek przedstawiono na rys. 6.8.



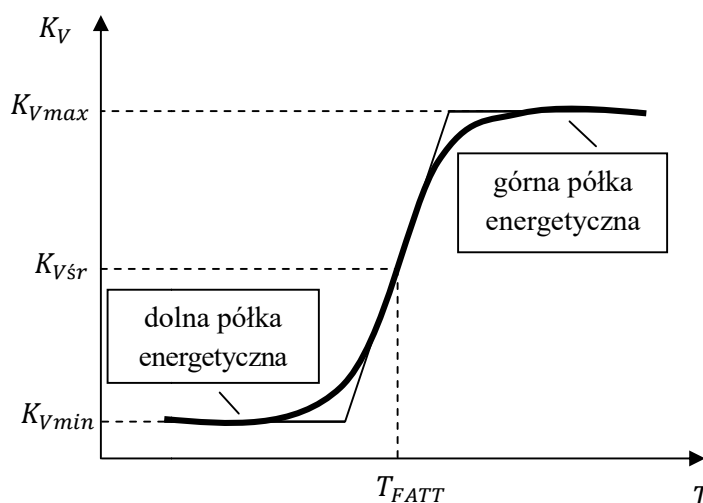
Rys. 6.8 Próбка do badań udarności

W celu uzyskania poszczególnych temperatur, próbki były zanurzone w odpowiednim środowisku, zgodnie z tabelą 6.1.

Tabela 6.1 Uzyskane temperatury próbek podczas próby udarności

Temperatura próbki, °C	Środowisko
-176	ciekły azot
-110	spirytus ochłodzony ciekłym azotem
-30	płyn chłodniczy ochłodzony ciekłym azotem
0,8	mieszanka wody z lodem
17	otoczenie
98	woda w stanie wrzenia
150	podgrzany olej silnikowy
205	podgrzany olej silnikowy

Temperatura przejścia krucho-plastycznego T_{FATT} jest graniczną wartością temperatury poniżej której pęknięcie przebiega w sposób kruchy i powyżej której przebiega w sposób ciągliwy [126]. Efektem wykonania szeregu pomiarów dla próbek, jest wykres zależności pracy łamania K_V od temperatury próbki T . W celu wyznaczenia T_{FATT} korzysta się z kryterium średniej wartości górnej i dolnej półki energetycznej (rys. 6.9).



Rys. 6.9 Sposób wyznaczania temperatury przejścia krucho-plastycznego

Do przeprowadzenia badań udarności wykorzystano uprzednio przygotowane próbki promieniowe i obwodowe. Dla każdej z temperatur (tabela 6.1) wykorzystano po dwie próbki każdego rodzaju. Otrzymane uśrednione wyniki dla pracy łamania K_V oraz udarności KC , obliczanej jako:

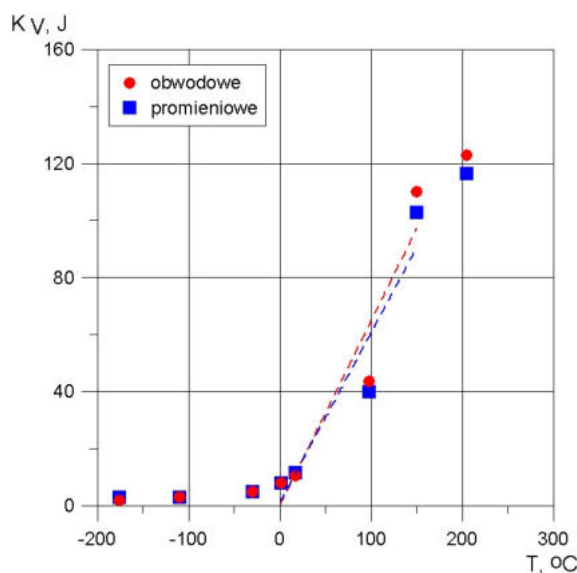
$$KC = \frac{K_V}{S_0} \quad (6.5)$$

gdzie: S_0 – pole powierzchni przekroju próbki w miejscu karbu, cm^2 , przedstawiono w tabeli 6.2.

Tabela 6.2 Praca łamania i udarność dla próbek obwodowych i promieniowych

Temperatura próbki, °C	Praca łamania K_V , J		Udarność KC , J/cm ²	
	Obwodowe	Promieniowe	Obwodowe	Promieniowe
-176	2,0	3,0	2,50	3,75
-110	3,0	3,0	3,75	3,75
-30	5,0	5,0	6,25	6,25
0,8	8,0	8,0	10,00	10,00
17	10,5	11,5	13,13	14,38
98	43,5	40,0	54,38	50,00
150	110,0	103,0	137,50	128,75
205	123,0	116,5	153,75	145,63

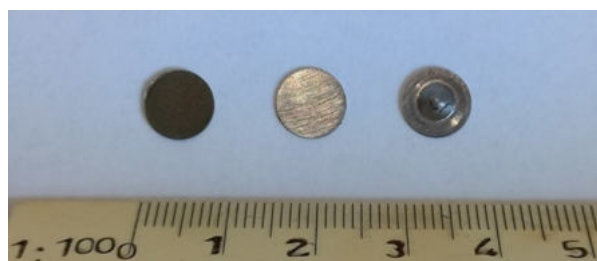
Rys. 6.10 przedstawia wykres pracy łamania w zależności od temperatury próbek. Został on wykorzystany do określenia temperatur przejścia w stan kruchy. Otrzymany wynik dla próbek obwodowych wynosi $T_{FATT} = 97,7^\circ\text{C}$, a dla promieniowych $T_{FATT} = 99,2^\circ\text{C}$.



Rys. 6.10 Zależność pracy łamania K_V od temperatury dla próbek obwodowych i promieniowych

Kolejnym etapem było przeprowadzenie próby tłoczenia za pomocą metody SPT. W przypadku analizowanej tarczy wirnika, pobrano materiał w kształcie wałków, które

następnie były cięte elektroiskrowo, tak aby uzyskać grubość krążków ok. 0,65 mm. Podczas cięcia stosowane jest chłodzenie, by nie spowodować zmian właściwości stali na skutek działania podwyższonej temperatury. Następnie poszczególne próbki zostały odpowiednio zaszlifowane na papierach ściernych, o gradacji kolejno P320, P600 i P1200, w takim sposób, aby pozbyć się głębszych rys oraz zachować równoległość płaszczyzn. Rys. 6.11 przedstawia próbkę surową, przygotowaną do przeprowadzenia badania oraz po jego wykonaniu.



Rys. 6.11 Mikropróbki: surowa, po obróbce, po przeprowadzonej próbie

W celu wyznaczenia temperatury przejścia w stan kruchy za pomocą metody SPT, wykorzystywana jest energia E_{0-max} dla mikropróbek badanych w różnych temperaturach (tabela 6.3). Z uzyskanego wykresu zależności $E_{0-max}(T)$ (rys. 6.12) oraz kryterium wartości średniej górnej i dolnej półki energetycznej możliwe jest wyznaczenie T_{SPT} [127]. Dla próbek obwodowych uzyskano wartość $T_{SPT} = -118,4^{\circ}\text{C}$, a dla promieniowych $T_{SPT} = -110,9^{\circ}\text{C}$.

Tabela 6.3 Energia przetłaczania próbek obwodowych i promieniowych

OBWODOWE		PROMIENIOWE	
Temperatura próbki, $^{\circ}\text{C}$	Energia przetłaczania E_{0-max} , J	Temperatura próbki, $^{\circ}\text{C}$	Energia przetłaczania E_{0-max} , J
-189,8	0,375	-186,4	0,468
-151,9	0,455	-150,2	0,426
-126,3	0,979	-126,6	0,686
-101,8	1,190	-97,7	1,212
-81,0	2,045	-81,0	1,875
-48,5	2,493	-49,1	2,040
15,7	1,994	20,4	1,757
19,1	1,771	20,9	1,832

Współczynnik korelacyjny temperatury przejścia krucho-plastycznego dla badań wykonanych metodą Charpy'ego oraz metodą SPT zgodnie z zależnością (6.4) przyjmuje postać [122,128]:

$$A_4 = \frac{T_{FATT}}{T_{SPT}} \quad (6.6)$$

Dla próbek obwodowych oraz temperatur wyrażonych w skali Kelvina ma on wartość: $A_4 = 2,397$, a dla promieniowych: $A_4 = 2,295$. W przypadku wykorzystywanego stanowiska pomiarowego SPT można zatem przyjąć, że współczynnik służący do korelacji temperatury przejścia w stan kruchy dla analizowanej stali wirnikowej wynosi średnio $A_4 = 2,346$. Na podstawie przeprowadzonych badań oraz obliczeń można również oszacować odporność na kruche pękanie K_{Ic} dla analizowanego materiału [127]. Jest ona nieznacznie wyższa w przypadku próbek obwodowych.

Przeprowadzone badania wykazały, że w przypadku obwodowego kierunku pobierania stali wirnikowej uzyskuje się niższe wartości temperatury przejścia kruchoplastycznego niż w przypadku kierunku promieniowego, co przekłada się na wyższą odporność na kruche pękanie dla próbek obwodowych. Zarówno wyniki uzyskane z metody Charpy'ego, jak i SPT potwierdziły taką tendencję. Różnica między próbkami jest jednak nieznaczna. Można zatem uznać, że anizotropia własności materiału nie będzie miała znaczącego wpływu na sposób propagacji potencjalnego pęknięcia w zależności od kierunku jego występowania w wirniku turbiny.

6.4. Utrzymanie prawidłowego stanu technicznego turbiny parowej

Prawidłowe użytkowanie turbin parowych, szczególnie tych narażonych na pojawienie się poważnych awarii w związku z wyczerpywaniem się ich trwałości, opiera się przede wszystkim na odpowiedniej obsłudze, konserwacji oraz usuwania skutków procesów niszczących dla poszczególnych elementów. Korzyści z odpowiednio przeprowadzonych działań to przede wszystkim [69]:

- krótsze czasy przestoju,
- zmniejszenie ilości dużych napraw związanych z wcześniejszymi zaniedbaniami,
- zwiększenie czasu użytkowania,
- zwiększenie bezpieczeństwa odnośnie dyspozycyjności i dostaw energii, a także samej obsługi obiektu.

Wszystkie przedstawione zalety można sprowadzić również do ogólnej poprawy aspektu ekonomicznego. Podstawowym sposobem unikania uszkodzeń oraz problemów eksploatacyjnych jest prawidłowa obsługa maszyn i urządzeń, która powinna być realizowana w oparciu o starannie przygotowane procedury oraz dokumenty przygotowane na wypadek różnych zdarzeń. Nie są one dostarczane jedynie przez producentów obiektów, ale również przygotowywane w oparciu o wiedzę i doświadczenie personelu. Dzięki odpowiedniemu przeszkoleniu osób obsługujących można uniknąć wielu uszkodzeń spowodowanych błędami ludzkimi, a prawidłowe poprowadzenie turbiny podczas awarii może zminimalizować jej niepożądane skutki. Podstawowe dokumenty jakie obowiązują operatorów turbin parowych to m.in. [66]:

- instrukcje techniczne przygotowane przez producentów,
- listy kontrolne (tzw. *check lists*) obowiązujące przed rozruchem turbiny oraz przed uruchomieniem układów pomocniczych, np. układu olejowego,
- procedury przeprowadzania rozruchu (krzywe rozruchowe), odstawienia, zmiany obciążenia,
- procedury na wypadek awarii, np. odstawienie awaryjne, postępowanie przy nadobrotach turbiny lub uszkodzeniu układu olejowego,
- procedury związane z przeprowadzeniem kontroli zabezpieczeń i testów diagnostycznych,

-działania korekcyjne odnośnie jakości czynnika obiegowego.

Obecnie wiele prac przeprowadzanych na terenie jednostki wytwórczej wykonują firmy zewnętrzne. Zakład produkcyjny powinien również posiadać odpowiednie procedury kontroli prac wykonywanych przez zewnętrznych dostawców w aspekcie jakości i zakresu wykonywanych usług.

W przypadku obsługi maszyn i urządzeń niezwykle istotne jest przeprowadzanie okresowych przeglądów technicznych, które można podzielić na wykonywane w podstawowym oraz pełnym zakresie. Przeprowadzenie podstawowych oględzin obiektów technicznych i sprawdzenie systemów zabezpieczeń jest realizowane przez personel elektrowni, podczas gdy przeglądy i remonty o znacznym zakresie są zlecane obecnie zewnętrznym usługodawcom.

Podstawowa rewizja wykonywana podczas codziennych obchodów sprowadza się do kontroli w zakresie występowania wycieków pary lub oleju, nadmiernego hałasu i drgań. Raz w tygodniu zalecane jest sprawdzenie poprawności działania systemów zabezpieczeń (związanych z układem olejowym, przekroczeniem prędkości obrotowej wirnika) i funkcjonowania zaworów (regulacyjnych, odcinających), a także odczytów z zapisu drgań celem kontroli ewentualnych nieprawidłowości. Rzadziej (raz w miesiącu) wykonuje się badania czystości oleju pod kątem ewentualnych cząstek stałych lub innych zanieczyszczeń. Przeglądy podstawowe powinny być wykonywane co ok. 25 tysięcy godzin eksploatacji (co ok. 3-4 lata). Zakres przeglądu powinien obejmować [66, 68, 69]:

- sprzęgła – może w nich dojść do uszkodzenia osadzenia (dla niewłaściwie dobranych skurczów lub na skutek relaksacji naprężeń dochodzi do przyrostu otworu sprzęgła) lub uszkodzenia otworów śrubowych (nadmierne powiększenie otworów lub ich owalizacja) [129], dodatkowo należy sprawdzić czy nie ma obecnych pęknięć lub wygięć śrub;
- łożyska- sprawdzenie ich ogólnego stanu oraz dopasowania w osłonie;
- dławiki oleju– sprawdzenie bicia promieniowego i osiowego;
- elementy obudowy - sprawdzenie stanu sprężyn i podkładek;
- zawory regulacyjne, odcinające i obejściowe- otwarcie i sprawdzenie stanu;
- odpływy– sprawdzenie pod kątem zaklinowania;
- pompę oleju– sprawdzenie łożysk, uszczelnień i wirnika;
- wizualną kontrolę dla obszarów wlotowych i wylotowych turbiny pod kątem uszkodzeń spowodowanych ciałami obcymi (tzw. *foreign object damage*), korozją, erozją;
- badania endoskopowe obszarów niedostępnych;
- kalibrację systemów zabezpieczeń.

Przeglądy o pełnym zakresie wykonywane są raz na ok. 100 tysięcy godzin eksploatacji. Oprócz badań wymienionych powyżej skupiają się na kontroli takich części jak [69]:

- śruby zlokalizowane w obszarze podwyższonej temperatury– kontrola wydłużeń i zjawiska relaksacji naprężeń;
- wirnik– otwarcie kadłuba i sprawdzenie śladów tarcia, bicia promieniowego, łopatek (w tym krawędzi natarcia czynnika), pierścienia oporowego łożyska, łopatek kierownicy;
- instalacja obiegu oleju– kontrola zbiornika oleju, jakości oleju, chłodzenia oleju, sprawdzenie ewentualnych przecieków;
- rurociągi– kontrola rurociągów parowych pod kątem nieszczelności, spawów, podpór.

7. OPRACOWANIE OGÓLNEJ STRATEGII EKSPLOATACJI I OBSŁUGI OPARTEJ O ANALIZĘ RYZYKA

7.1. Optymalizacja okresów przeprowadzania obsługi prewencyjnej z uwzględnieniem kryterium ryzyka

Do podstawowych działań wspomagających monitorowanie stanu materiału należą [130]:

- określenie wstępnego stanu eksploatowanego obiektu– przeprowadzenie szczegółowych oględzin i badań z użyciem profesjonalnej aparatury w celu diagnostyki stanu materiału, z uwzględnieniem faktu, iż mikropęknięcia mogą znajdować się poniżej poziomu czułości przyrządu i nie zostać wykryte;
- opracowanie planu badań kontrolnych oraz sposobu monitorowania prawidłowości pracy obiektu z uwzględnieniem obszarów objętych największym ryzykiem awarii– częstość i zakres działań powinien być dobrany w taki sposób, aby zapewnić możliwość wykrycia oraz zniwelowania wszystkich usterek i wad, które w najbliższym czasie mogłyby doprowadzić do poważnych uszkodzeń;
- przeprowadzenie zaplanowanej inspekcji– uzyskanie losowych i nie zawsze przewidywalnych informacji o stanie obiektu;
- wdrożenie planu naprawczego mającego na celu konserwację i zabezpieczenie obiektu przed uszkodzeniem, a także naprawę lub wymianę elementów wadliwych.

Każda przeprowadzona kontrola umożliwi opracowanie dalszej strategii związanej ze sposobem postępowania w celu utrzymania dobrego stanu obiektu. Dzięki zebranych informacjom możliwe jest stworzenie scenariusza obrazującego w jaki sposób oraz w jakim tempie postępuje dany wykryty proces degradacji materiału i tym samym wprowadzić korekty do pierwotnie opracowanych prognoz.

Uszkodzeniem, powodującym jedną z najpoważniejszych awarii wirnika turbiny parowej, jest kruche pęknięcie, zapoczątkowane w okolicy otworu centralnego. Innym możliwym scenariuszem zniszczenia są zaawansowane procesy związane ze zmęczeniem i pełzaniem w rowkach cieplnych. Oba zjawiska, jak i sposób prognozowania ich rozwoju przedstawiono szczegółowo w rozdziale 4. Najważniejszymi działaniami, jakie podejmuje się w celu ochrony turbiny w tym zakresie, są działania prewencyjne, których prawidłowe przeprowadzenie pozwoli na uniknięcie niepożądanych zdarzeń. Defekty otworów centralnych są dobrze rozpoznany problemem związanym z eksploatacją turbin [75,82,112]. Firmy zajmujące się diagnostyką maszyn energetycznych posiadają rozwiązania umożliwiające poprawne przeprowadzenie badań. Często przeprowadzane jest kilka czynności w odpowiednio zaplanowanej kolejności. Badania rozpoczynają się przygotowaniem materiału poprzez jego oczyszczenie. Kolejnym krokiem są oględziny za pomocą endoskopów, które umożliwiają dostrzeżenie nieprawidłowości. Następnie wykonuje się badania z użyciem cieczy penetracyjnych, co umożliwia odróżnienie pęknięć od rys. Po zawężeniu obszaru poszukiwań, stosowana jest metoda prądów wirowych [112]. Innym wyborem może być zastosowanie metody ultradźwiękowej, polegającej na wprowadzeniu fal ultradźwiękowych do obiektu, ulegających odbijaniu, uginaniu lub rozproszeniu w miejscach gdzie zlokalizowane są nieciągłości [117].

Uszkodzenia w rowkach cieplnych również są częstym zjawiskiem. Wynika to m.in z ich geometrii i wiążącej się z nią koncentracją naprężeń. Badaniami zalecanymi do

wykonywania w takich obszarach są te z wykorzystaniem przyrządów optycznych, cieczy penetracyjnych czy prądów wirowych, a także metoda replik z uwagi na możliwość identyfikacji zaawansowania procesów pękania [82].

Po przeprowadzeniu diagnostyki obiektu, możliwe jest podjęcie decyzji o przeprowadzeniu prewencyjnej naprawy, która przywróci prawidłowy stan materiału. W przypadku otworów centralnych usunięcie pęknięcia można uzyskać poprzez przetoczenie. Stosuje się również szlifowanie wierzchniej warstwy w celu usunięcia materiału o znacznym stopniu degradacji [66,75,131]. Aby usunąć skutki procesów zużycia w rowkach cieplnych również stosowane jest ich przetoczenie [131].

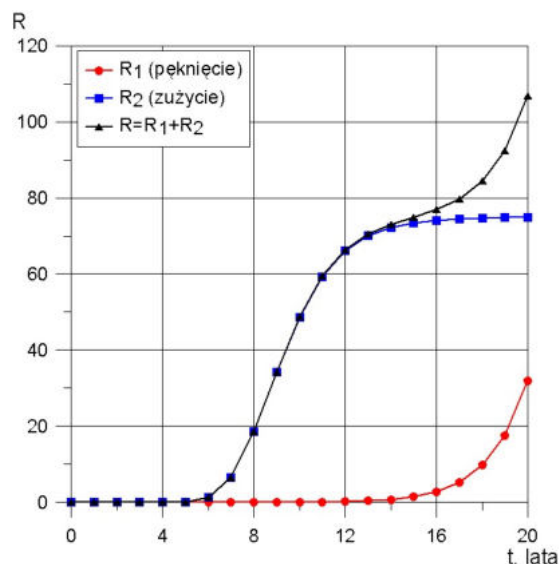
Oprócz wyboru metody badania, innym dylematem jest określenie czasu przeprowadzenia kontroli. Mogą się one odbywać w stałych odstępach czasu. Niektórzy eksperci wskazują na konieczność przeprowadzenia badań po 100 000 h eksploatacji turbiny zarówno w przypadku kontroli otworów centralnych jak i rowków cieplnych [82]. Przy takim podejściu występuje możliwość niewykrycia zagrażającego defektu na czas i doprowadzenie do awarii. Zbyt duża częstotliwość badań z kolei, wiąże się z kosztami związanymi z przeprowadzoną usługą oraz dodatkowym postojem obiektu. W tym przypadku pomocne staje się planowanie w oparciu o prawdopodobieństwo uszkodzenia. Często rozwinięciem metody jest analiza ryzyka, która obejmuje, nie tylko samo prawdopodobieństwo, ale również koszty jakie wystąpią na skutek niepożądanego zdarzenia.

7.1.1. Przykład zastosowania analizy ryzyka do zarządzania obsługą prewencyjną turbiny

Model obsługi oparty na ryzyku opisano w rozdziale 6.1, gdzie wspomniano że ryzyko techniczne rozumiane jest jako iloczyn prawdopodobieństwa wystąpienia i -tego zdarzenia P_i oraz jego konsekwencji C_i , co opisane wzorem przyjmuje postać [42]:

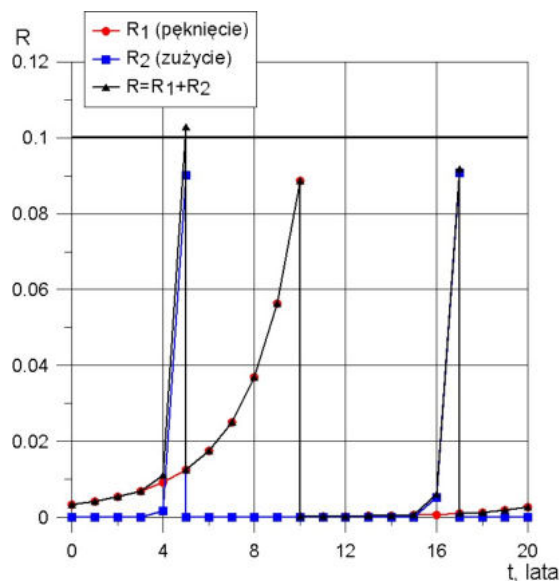
$$R = \sum_i P_i \cdot C_i \quad (7.1)$$

Analiza ryzyka została wykorzystana do przeprowadzenia przykładowych obliczeń dla wirnika WP turbiny parowej. Wykorzystano uprzednio wyznaczone prawdopodobieństwo awarii związanej z kruchym pęknięciem w otworze centralnym oraz zużyciem materiału w rowkach cieplnych (rozdziały 4.1.3 i 4.2.3). Konsekwencjami awarii związanej z pęknięciem są koszty C_1 założone na poziomie 100 jednostek umownych. Dla awarii związanej ze zużyciem materiału w rowkach termicznych przyjęto niższe koszty C_2 na poziomie 75 jednostek umownych. Obliczenia przeprowadzono dla scenariusza #3 eksploatacji, wymiaru początkowego pęknięcia $a_0 = 3$ mm, odporności na kruche pęknięcie $K_{Ic} = 60 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ i zużycia początkowego $Z_0 = 0,5$. Wyniki przedstawiono na rys. 7.1.



Rys. 7.1 Przebieg ryzyka technicznego wirnika WP

Obliczenia ryzyka technicznego zostały następnie wykorzystane do określenia okresów międzyremontowych. Założono, że naprawa poszczególnych obszarów wirnika powinna zostać przeprowadzona, gdy ryzyko awarii zbliża się do wartości 0,1. Wartość ta odpowiada sytuacji, w której prawdopodobieństwo awarii wynosi 0,001 przy kosztach na poziomie 100 jednostek umownych lub 0,0013 przy kosztach na poziomie 75 jednostek umownych. Naprawa polega na zniwelowaniu pęknięcia (obszar I wirnika), przy czym ze względu na ograniczoną dokładność metod pomiarowych, nie można wykluczyć istnienia nieciągłości, zatem można przyjąć, że po przetoczeniu otworu centralnego istnieje pęknięcie o wymiarze 2 mm, które będzie ulegać dalszej propagacji. W przypadku rowków termicznych (obszar II wirnika), naprawa polega na ich przetoczeniu i usunięciu zdegradowanej warstwy materiału. Zużycie po przeprowadzeniu zabiegów można założyć wówczas na poziomie 0. Rys. 7.2 przedstawia przebieg ryzyka technicznego w czasie trwania eksploatacji. Korekta stanu wirnika w obszarze I jest przeprowadzona jednokrotnie w 10-tym roku eksploatacji, a w obszarze II dwukrotnie w 5-tym i 17-tym roku eksploatacji.



Rys. 7.2 Przebieg ryzyka technicznego wirnika WP z uwzględnieniem napraw

Wyznaczone okresy przeprowadzenia remontów oraz ich ilość w przedstawionej metodzie zależą od przyjętego poziomu ryzyka dopuszczalnego. Dodatkowo wyznaczony czas napraw dla obu obszarów krytycznych wirnika przypada w innym roku eksploatacji, co wiąże się z koniecznością kilkukrotnego postoju turbiny. Istnieje zatem potencjał ulepszenia modelu obliczeń opartego na zależności (7.1) poprzez jego dalsze rozbudowanie. Warto również uwzględnić koszty związane z kontrolą i poprawą stanu technicznego analizowanego elementu (badania diagnostyczne, naprawy, wymiany części), a w przypadku długiego okresu eksploatacji dyskontować przepływy pieniężne. W tym celu można posłużyć się wzorem opisującym wskaźnik NPV (Net Present Value), który przyjmie postać [77,78 ,132]:

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{P_{f0}C_t}{(1+r)^t} - \sum_{t=n}^N \frac{C_{rt}}{(1+r)^t} - \sum_{t=0}^n \frac{P_{f0}C_t}{(1+r)^t} - \sum_{t=n}^N \frac{P_{f1}C_t}{(1+r)^t} \quad (7.2)$$

gdzie:

P_{f0} – prawdopodobieństwo awarii w okresie poprzedzającym przeprowadzenie inspekcji lub naprawy;

P_{f1} – prawdopodobieństwo awarii w okresie następującym po przeprowadzeniu inspekcji lub naprawy;

C_t – przepływy pieniężne związane z awarią (m.in. remont, wymuszony postój);

C_{rt} – przepływy pieniężne związane z przeprowadzanymi inspekcjami, badaniami diagnostycznymi oraz potencjalnymi prewencyjnymi naprawami lub wymianami elementów;

r – stopa dyskonta;

N – całkowity planowany czas eksploatacji;

n – rok, w którym przeprowadzana jest inspekcja, badanie diagnostyczne z naprawą lub wymianą elementów.

Pierwszy, a zarazem jedyny dodatni człon równania przedstawia korzyści związane z tzw. unikniętym ryzykiem awarii. Są to przepływy pieniężne, jakie zostałyby wydane w związku z niepożądanym zdarzeniem, którego jednak udaje się uniknąć dzięki odpowiednio zaplanowanym działaniom prewencyjnym. Drugi człon odpowiada za koszty związane z przeprowadzeniem inspekcji i badań diagnostycznych oraz naprawami lub wymianami elementów. Trzeci oraz czwarty człon z kolei obrazują straty, które związane są z ryzykiem awarii, w okresie kolejno poprzedzającym przeprowadzenie inspekcji (człon 3.) oraz następującym po przeprowadzonej inspekcji (człon 4.).

Podczas obliczeń wskaźnika NPV dla całego analizowanego okresu eksploatacji, powstaje funkcja $NPV(t)$, która analizowana jest pod kątem występowania maksymalnej wartości, wskazującej optymalny czas przeprowadzenia inspekcji o określonym zakresie. W celu przeprowadzenia analizy należy:

- określić scenariusze dalszej eksploatacji turbiny i scenariusze jej awarii;
- przeprowadzić obliczenia związane z procesami prowadzącymi do uszkodzeń takimi jak, np. propagacja pęknięć czy procesy zużycia materiału;
- określić prawdopodobieństwo awarii obiektu;
- przeprowadzić obliczenia NPV i znaleźć jego największą wartość.

7.1.2. Zastosowanie wskaźnika NPV dla pojedynczego obszaru zagrożonego awarią

Przeprowadzono optymalizację wskaźnika NPV na podstawie wcześniejszych obliczeń prawdopodobieństwa zniszczenia, przedstawionych w rozdziałach 4.1.3 i 4.2.3 oraz dla tych samych scenariuszy eksploatacji (sc. #1, sc. #2, sc. #3). Ponadto dokonano niezbędnych założeń:

- koszty awarii C_t związanej z kruchym pęknięciem wirnika przyjęto na poziomie 100 jednostek umownych (100% kosztów);
- koszty inspekcji oraz związanych z nią działań prewencyjnych C_{rt} przyjęto na poziomie 15 jednostek umownych (15% kosztów awarii). Inspekcja jest dokonywana raz w ciągu założonego okresu eksploatacyjnego, a jej koszty są ponoszone jednokrotnie. Dochodzi wówczas do przeprowadzenia badań diagnostycznych w celu zidentyfikowania wielkości pęknięcia oraz całkowitego jego usunięcia. W obliczeniach przyjmuje się wówczas, że nowy wymiar początkowy wynosi 2 mm, tzn. że może istnieć nieciągłość, która nie zostanie wykryta ze względu na ograniczoną czułość metod pomiarowych, ale nie można wykluczyć jej występowania;
- przyjęto roczną stopę inflacji i wpływającą na koszty awarii, inspekcji i stopę dyskonta na poziomie 5% (inflacja umiarkowana);
- stopa dyskonta została określona na podstawie danych opublikowanych przez URE [133]. Wynika z nich, że dla projekcji finansowych związanych z przedsięwzięciami energetycznymi stopy dyskontowe szacowane były w przedziale 4% - 20%. W dalszych obliczeniach przyjęto wartość 10%. Jest to realna stopa dyskontowa r_r uwzględniająca inflację. Posługując się zależnością:

$$r_r = \frac{r - i}{i + 1} \quad (7.3)$$

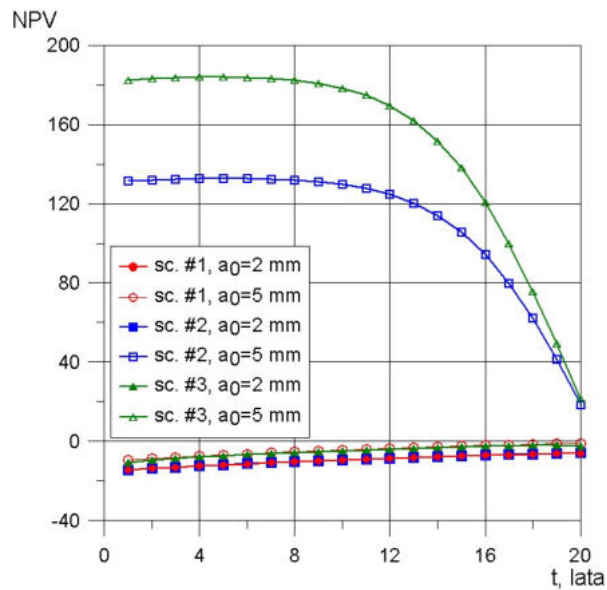
gdzie:

r – oprocentowanie źródła finansowania (kredytu lub środków własnych);

i – stopa inflacji;

można wyznaczyć, że oprocentowanie źródła finansowego dla analizowanych przedsięwzięć wynosi 15,5%.

Rys. 7.3 przedstawia wyniki obliczeń dla wirnika WP oraz awarii na skutek propagującego pęknięcia. Założono dwa początkowe wymiary pęknięcia $a_0 = 2$ mm oraz $a_0 = 5$ mm, a także odporność na kruche pęknięcie $K_{Ic} = 60$ MPa \sqrt{m} . W przypadku scenariusza #1 wskaźnik NPV przyjmuje dla całego analizowanego okresu wartości ujemne, co potwierdza brak zasadności przeprowadzania naprawy prewencyjnej. Dla scenariuszy #2 i #3 oraz mniejszego z wymiarów początkowych również obserwuje się podobną tendencję. W przypadku większego wymiaru początkowego z kolei, NPV przyjmuje wartości dodatnie, co wskazuje, że przeprowadzenie inspekcji z naprawą korekcyjną jest uzasadnione ekonomicznie w całym planowanym okresie eksploatacji, przy czym optymalny czas przypada na rok 5-ty.



Rys. 7.3 Zmiana wskaźnika NPV dla różnych scenariuszy eksploatacji i awarii wirnika WP na skutek propagacji pęknięcia ($a_0 = 2$ mm i $a_0 = 5$ mm)

Podobną analizę przeprowadzono dla drugiego ze zidentyfikowanych obszarów krytycznych, czyli rowków cieplnych, gdzie dochodzi do zużycia o charakterze zmęczeniowo-pełzaniowym. Ponownie dokonano odpowiednich założeń wstępnych:

-koszty awarii C_t związanej ze zużyciem materiału przyjęto na poziomie 75 jednostek umownych (75% kosztów awarii związanej z kruchym pęknięciem wirnika ze względu na mniejsze konsekwencje takiego uszkodzenia);

-koszty inspekcji oraz związanych z nią działań prewencyjnych C_{rt} przyjęto ponownie na poziomie 15 jednostek umownych, ze względu na konieczność wykorzystania podobnych metod diagnostycznych oraz naprawczych co w przypadku pęknięcia w otworze centralnym. Założono, że zużycie materiału niwelowane jest do poziomu 0.

-założenia dotyczące stopy inflacji oraz realnej stopy dyskonta pozostają bez zmian.

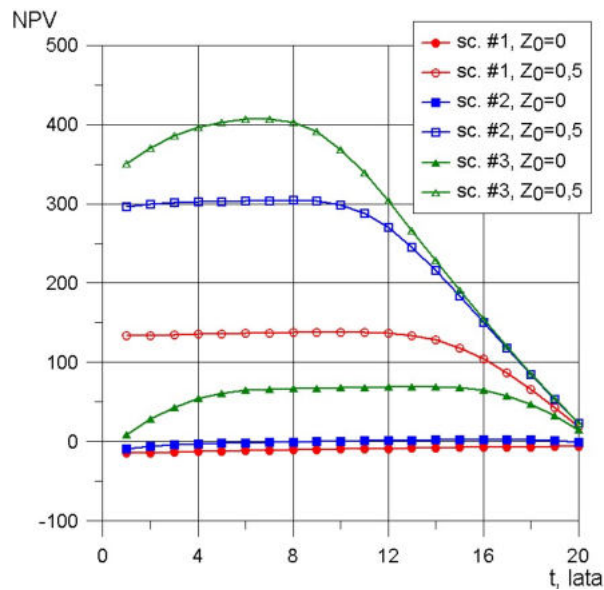
Na rys. 7.4 zaprezentowano wyniki obliczeń dla dwóch wartości zużycia początkowego: $Z_0 = 0$ i $Z_0 = 0,5$. W przypadku scenariuszy #1 i #2 oraz $Z_0 = 0$ wskaźnik NPV w całym okresie przyjmuje wartości ujemne, więc działania prewencyjne nie są zalecane. W pozostałych przypadkach z kolei można określić optymalne czasy przeprowadzenia inspekcji:

-dla sc. #1 i $Z_0 = 0,5$: rok 10-ty,

-dla sc. #2 i $Z_0 = 0,5$: rok 8-my,

-dla sc. #3 i $Z_0 = 0$: rok 8-my,

-dla sc. #3 i $Z_0 = 0,5$: rok 7-my.



Rys. 7.4 Zmiana wskaźnika NPV dla różnych scenariuszy eksploatacji i awarii wirnika WP na skutek zużycia zmęczeniowo-pelzaniowego ($Z_0=0$ i $Z_0=0,5$)

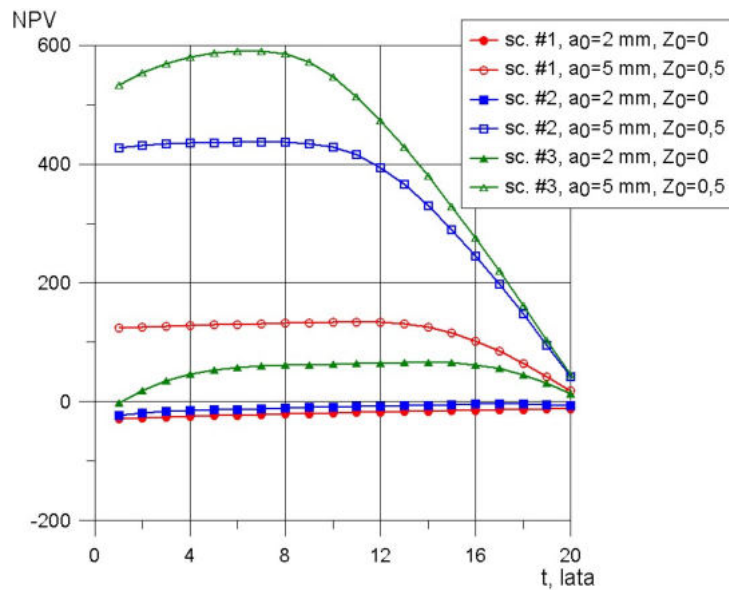
7.1.3. Zastosowanie wskaźnika NPV dla kilku obszarów lub elementów zagrożonych awarią

Istnieje możliwość wykorzystania wskaźnika NPV dla kilku elementów, obszarów zagrożonych lub scenariuszy awarii (których liczba wynosi l). W takiej sytuacji korzysta się z modyfikacji wzoru w postaci [78,132]:

$$NPV = \sum_{j=1}^l \sum_{t=0}^N \frac{P_{f0j} C_{tj}}{(1+r)^t} - \sum_{j=1}^l \sum_{t=n}^N \frac{C_{rtj}}{(1+r)^t} - \sum_{j=1}^l \sum_{t=0}^n \frac{P_{f0j} C_{tj}}{(1+r)^t} - \sum_{j=1}^l \sum_{t=n}^N \frac{P_{f1j} C_{tj}}{(1+r)^t} \quad (7.4)$$

Zaletą takiego rozwiązania jest możliwość określenia optymalnego czasu przeprowadzenia działań związanych z obsługą prewencyjną dla całego obiektu, dzięki czemu znacząco skraca się czas postoju remontowego i ogranicza koszty. Dodatkowo uwzględnić można początkowy stan techniczny dla poszczególnych obszarów indywidualnie. Podejście takie wykorzystano dla wirnika części wysokoprężnej turbiny oraz dwóch przedstawionych uprzednio potencjalnych scenariuszy awarii (propagacja pęknięcia oraz zużycie zmęczeniowo-pelzaniowe). Założono również dwa warianty początkowego stanu materiału. W pierwszym z nich przyjęto, że $a_0=2$ mm i $Z_0=0$, co wskazuje na dobry stan wirnika. W drugim wariantcie z kolei przyjęto, że $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$, co wskazuje na znaczący stopień zaawansowania procesów zniszczenia. Na podstawie obliczeń (rys. 7.5) stwierdzono brak uzasadnienia ekonomicznego do przeprowadzenia działań prewencyjnych w dwóch przypadkach: dla sc.#1 i sc.#2 oraz dobrego stanu początkowego materiału. Dla innych przyjętych założeń można wyznaczyć optymalne okresy przeprowadzenia inspekcji diagnostyczno-korekcyjnej:

- dla sc. #1, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$: rok 11-ty,
- dla sc. #2, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$: rok 7-my,
- dla sc. #3, $a_0=2$ mm i $Z_0=0$: rok 14-ty,
- dla sc. #3, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$: rok 7-my.

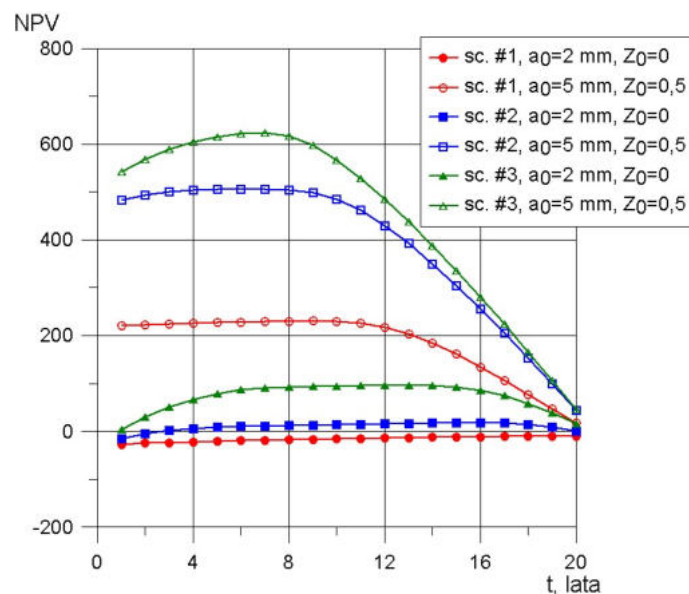


Rys. 7.5 Zmiana wskaźnika NPV dla różnych scenariuszy eksploatacji i różnych scenariuszy awarii wirnika WP

Podobną analizę przeprowadzono również dla wirnika części średnioprężnej (rys. 7.6). Tylko w przypadku sc. #1 i dobrego stanu początkowego materiału ($a_0=2$ mm i $Z_0=0$) obserwuje się ujemne wartości wskaźnika NPV dla całego pozostałego czasu pracy. Dla pozostałych wariantów określono optymalne czasy inspekcji:

- dla sc. #1, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$: rok 9-ty,
- dla sc. #2, $a_0=2$ mm i $Z_0=0$: rok 16-ty,
- dla sc. #2, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$: rok 7-my,
- dla sc. #3, $a_0=2$ mm i $Z_0=0$: rok 13-ty,
- dla sc. #3, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$: rok 7-my.

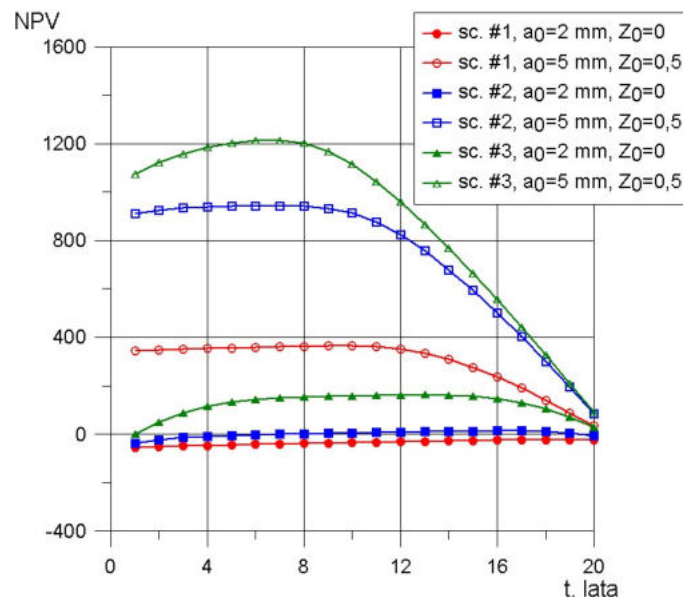
Wyższe wartości wskaźnika NPV dla wirnika SP w porównaniu z wirnikiem WP, wynikają głównie ze zwiększonego ryzyka awarii spowodowanej utratą trwałości materiału w rowkach ciepłych ze względu na wyższe poziomy naprężeń w przyjętych scenariuszach eksploatacji.



Rys. 7.6 Zmiana wskaźnika NPV dla różnych scenariuszy eksploatacji i różnych scenariuszy awarii wirnika SP

Rys. 7.7 przedstawia przebieg wskaźnika NPV obliczanego zgodnie ze wzorem (7.4) dla obu wirników WP i SP oraz dwóch analizowanych scenariuszy awarii. Założono, że stan początkowy w obu wirnikach jest taki sam (dobry: $a_0 = 2$ mm i $Z_0 = 0$ lub świadczący o zaawansowanych procesach degradacji: $a_0 = 5$ mm i $Z_0 = 0,5$). Tak jak w poprzednich wariantach, ponownie dla sc. #1 i #2 oraz dobrego stanu początkowego materiału, przeprowadzenie działań prewencyjnych nie jest uzasadnione ekonomicznie, ze względu na ujemne wartości wskaźnika NPV (sc. #1) lub wartości wskaźnika NPV bliskie 0 (sc. #2). Z wykresów wynika, że jeżeli wszystkie obszary zagrożone mają być badane i naprawiane jednokrotnie oraz równocześnie to optymalnym czasem będzie:

- dla sc. #1, $a_0 = 5$ mm i $Z_0 = 0,5$: rok 10-ty,
- dla sc. #2, $a_0 = 5$ mm i $Z_0 = 0,5$: rok 7-my,
- dla sc. #3, $a_0 = 2$ mm i $Z_0 = 0$: rok 13-ty,
- dla sc. #3, $a_0 = 5$ mm i $Z_0 = 0,5$: rok 7-my.



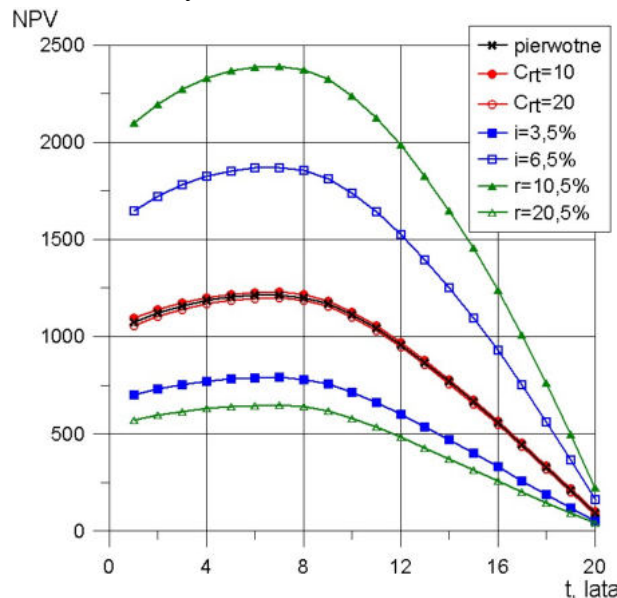
Rys. 7.7 Zmiana wskaźnika NPV dla różnych scenariuszy eksploatacji i różnych scenariuszy awarii wirników WP i SP

Aby zbadać wpływ poszczególnych wielkości na wskaźnik NPV przeprowadzono analizę wrażliwości, która polega na zmianie jednego z parametrów, podczas gdy inne pozostają na poziomie przyjętych wartości bazowych. Analiza została przeprowadzona dla wskaźnika obliczanego dla obu wirników, scenariusza #3 eksploatacji i gorszego stanu początkowego wirników. Poszczególne parametry zmieniane były o ok. $\pm 30\%$:

- koszty działań prewencyjnych C_{rt} - pierwotnie 15 jednostek konwencjonalnych, dodatkowo 10 oraz 25 jednostek konwencjonalnych;
- stopa inflacji i - pierwotnie 5%, dodatkowo 3,5% i 6,5%;
- oprocentowania źródła finansowania r - pierwotnie 15,5%, dodatkowo 10,5% i 20,5%.

Na podstawie uzyskanego wykresu (rys. 7.8) można stwierdzić, że spośród wybranych parametrów, najmniejszy wpływ na wskaźnik NPV mają koszty działań prewencyjnych C_{rt} , których spadek spowoduje wzrost wskaźnika. Największy wpływ z kolei ma wartość oprocentowania źródła finansowania r wpływająca na stopę dyskonta- im będzie mniejsza tym większe będzie NPV. Inaczej wygląda zależność pomiędzy badanym wskaźnikiem,

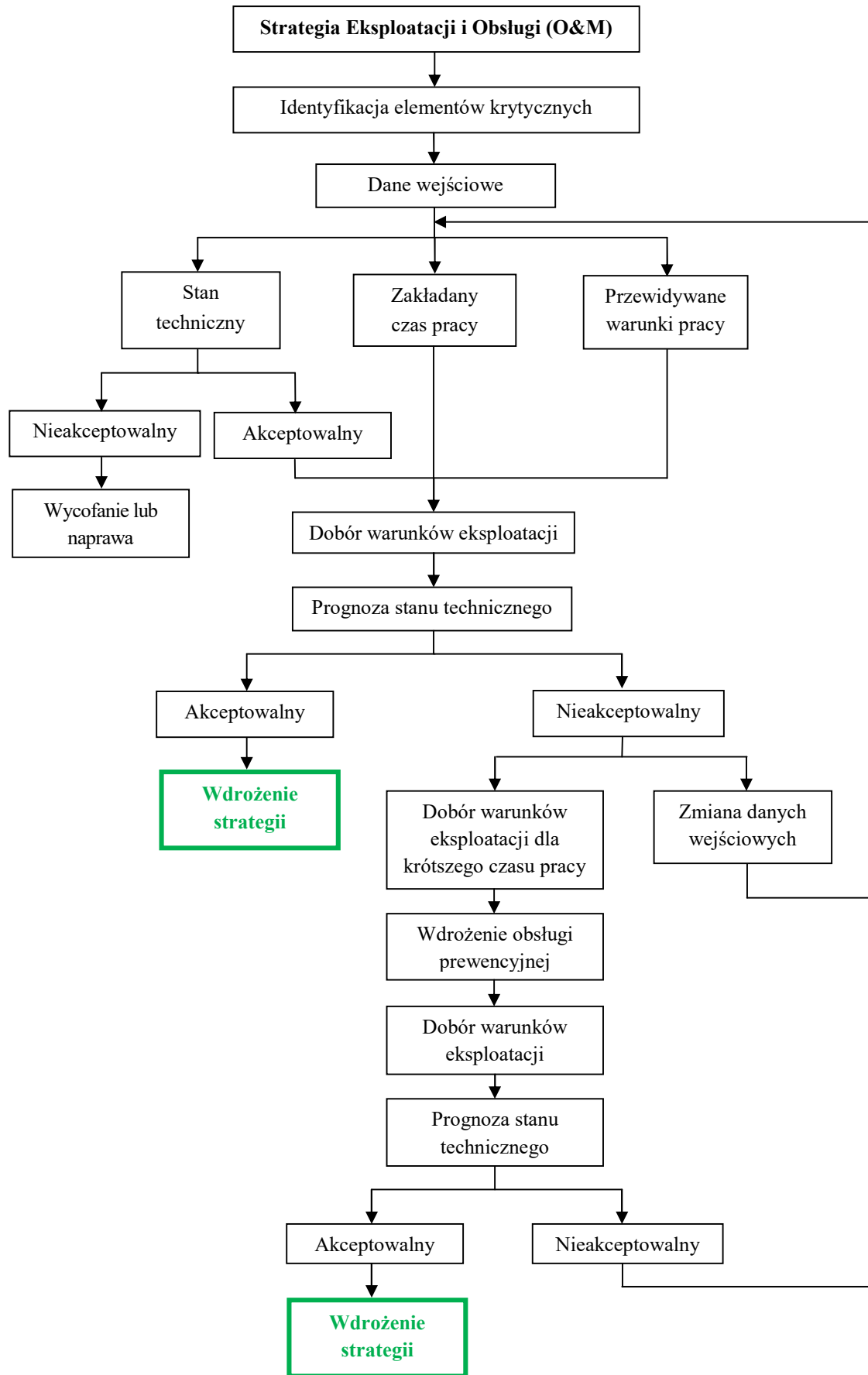
a stopą inflacji tzn. że jej wzrost spowoduje również wzrost wskaźnika. Zmiana żadnego z parametrów C_{rt} , i oraz r nie wpływa na optymalny czas badań, który przypada dla analizowanego wariantu w roku 7-mym.



Rys. 7.8 Analiza wrażliwości wskaźnika NPV, sc. #3, $a_0=5$ mm i $Z_0=0,5$

7.2. Strategia dalszej eksploatacji i obsługi turbiny parowej

Analizy, metodologie oraz stworzone narzędzia obliczeniowe opisane we wcześniejszych rozdziałach rozprawy doktorskiej mogą zostać wykorzystane do opracowania ogólnej strategii dalszego wykorzystanie długo eksploatowanych obiektów energetycznych. Odpowiedni dobór warunków eksploatacji i obsługi (tzw. *operation and maintenance O&M planning*) elementów krytycznych pozwoli na bezpieczną kontynuację ich pracy również w warunkach zwiększonej elastyczności, przy jak najmniejszych nakładach inwestycyjnych. Na rys. 7.9 przedstawiono ogólny algorytm postępowania podczas tworzenia strategii. Początkowo dokonywana jest identyfikacja elementów zagrożonych awarią oraz konkretnych obszarów, gdzie mogą występować zjawiska degradacji materiału. Następnie oceniany jest początkowy stan techniczny wybranych elementów. W sytuacji, gdy stan materiału jest nieakceptowalny, rozważa się wycofanie obiektu lub jego naprawę. Innymi danymi wejściowymi, jest przewidywany pozostały czas eksploatacji, a także warunki pracy, np. ilość rozruchów w ciągu roku, czas pracy w ciągu roku czy praca w trybie regulacyjnym. Na podstawie zebranych informacji, dobiera się warunki eksploatacji, np. poprzez określenie dopuszczalnych naprężeń pojawiających się podczas rozruchów obiektu. Dobór następuje tak, aby ryzyko awarii pozostawało na niskim poziomie, a tym samym prognozowany stan techniczny elementów był akceptowalny. Strategia O&M może zostać wówczas wdrożona. Dobór sposobów eksploatacji w taki sposób nie zawsze jest możliwy bez zmiany początkowo zakładanych warunków, np. skrócenia pozostałego czasu pracy czy niedopuszczenia jednostki do pracy regulacyjnej. Innym rozwiązaniem jest opracowanie warunków eksploatacji zapewniających bezpieczeństwo elementów krytycznych w krótszym okresie, a następnie zaplanowanie działań związanych z obsługą prewencyjną (naprawą, wymianą części, inspekcją). Po jej przeprowadzeniu ponownie dobiera się warunki eksploatacji, zapewniające wysoką dyspozycyjność obiektu aż do końca planowanego czasu pracy.



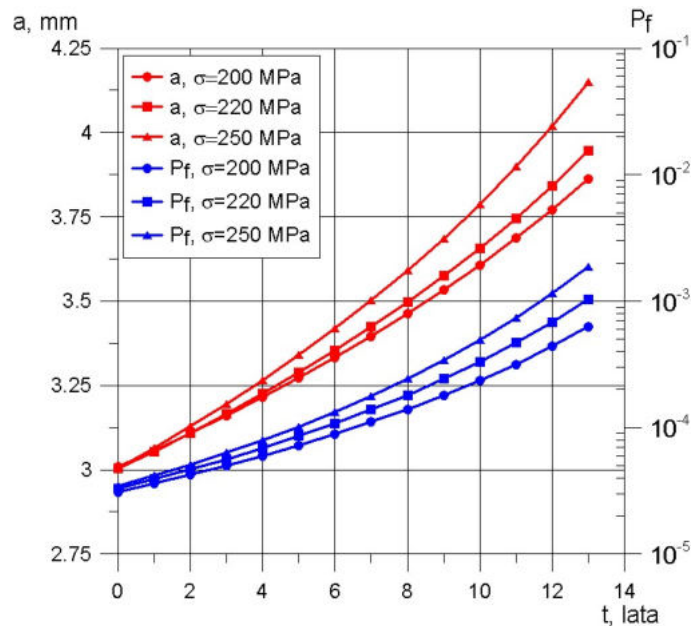
Rys. 7.9 Proponowany algorytm tworzenia strategii eksploatacji i obsługi obiektów energetycznych

Na podstawie przedstawionego algorytmu przygotowano przykładowe strategie związane z planowaniem pracy turbiny parowej w zakresie O&M, ze szczegółowym opisem poszczególnych kroków. Przed przeprowadzeniem obliczeń dokonano założeń związanych z jej dalszym wykorzystaniem. Przewiduje się zatem, że rozpatrywana turbina pozostanie w użyciu co najmniej przez kolejnych 13 lat (do 2035 r.) z możliwością wydłużenia czasu jej pracy do 20 lat (do 2042 r.) [134]. Rozpatrywanym elementem krytycznym był wirnik części wysokoprężnej. Aby sprostać wymaganiom regulacyjnego trybu pracy w systemie założono, że w każdym roku ilość rozruchów turbiny wynosić będzie 200, przy czym 25% z nich realizowana będzie w trybie „na żądanie”, który zakłada jak najszybszy proces uruchamiania, powodując tym samym maksymalne przyrosty naprężeń obwodowych do 300 MPa w otworze centralnym stopnia regulacyjnego (obszar I) i przyrosty naprężeń zredukowanych do 450 MPa w najbardziej obciążonym rowku cieplnym (obszar II). Czas pracy pomiędzy rozruchami wynosi 30 h.

7.2.1. *Krótkoterminowa strategia eksploatacji i obsługi*

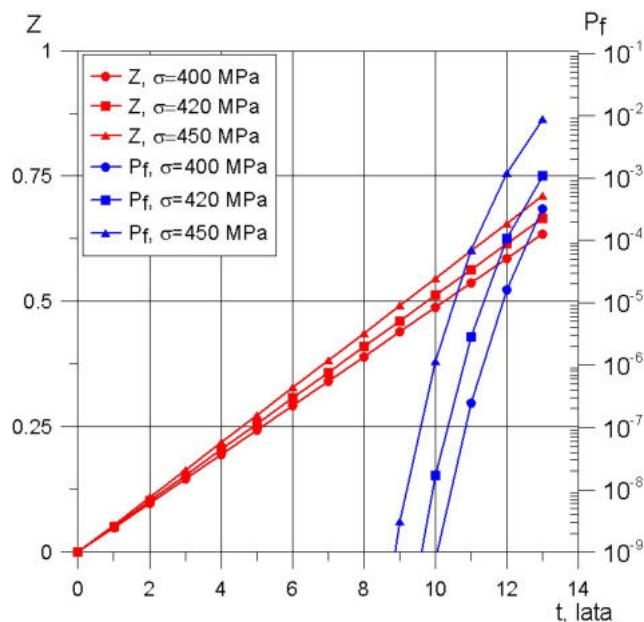
Pierwsza opracowana strategia dalszego utrzymania analizowanego wirnika części wysokoprężnej, zakłada pozostały czas pracy turbiny wynoszący 13 lat. Dodatkowo dla całego okresu nie planuje się dokonywania napraw prewencyjnych, przywracających początkowy stan materiału. Dla przewidywanej ilości rozruchów (200/rok) oraz przewidywanego udziału rozruchów szybkich (25%), dobrano poziomy naprężeń dopuszczalnych podczas pozostałych uruchomień, które nie muszą być przeprowadzane w trybie „na żądanie”. Dobór naprężeń został zrealizowany w taki sposób, aby w ciągu 13 lat ryzyko awarii pozostawało na niskim poziomie poprzez niedopuszczenie do wzrostu prawdopodobieństwa uszkodzenia powyżej 0,001. W tym celu dokonano szeregu obliczeń związanych z propagacją pęknięć w otworze centralnym i wzrostem zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego w rowkach cieplnych. Aby uwzględnić losowy charakter tych procesów posłużono się metodą Monte Carlo oraz zależnościami opisanymi w rozdziale 4. Założono, że początkowy wymiar pęknięcia wynosi $a_0 = 3$ mm (z odchyleniem standardowym na poziomie 0,5 mm), a odporność na kruche pęknięcie dla materiału wirnika wynosi $K_{Ic} = 60 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (z odchyleniem standardowym $3 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$). Dla zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego rozpatrzono dwa warianty początkowego stanu materiału: $Z_0 = 0$ oraz $Z_0 = 0,5$ (z odchyleniem standardowym 0,05). Pozostałe wartości średnie i odchylenia standardowe wielkości losowych nie ulegają zmianie w stosunku do podanych w tabelach 4.2 i 4.5.

Na rys. 7.10 przedstawiono propagację pęknięć i prawdopodobieństwo uszkodzenia na skutek przekroczenia wymiaru krytycznego pęknięcia dla zakładanego okresu eksploatacji. Obliczenia wykonano dla różnych wartości naprężenia obwodowego w zagrożonym obszarze wirnika, powodowanego rozruchami, które nie są prowadzone w trybie „na żądanie”. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że dopuszczalna wartość naprężenia w otworze centralnym powinna wynosić $\sigma_{dopl} = 220$ MPa. Nie zostanie wówczas przekroczone prawdopodobieństwo 0,001 w całym analizowanym okresie.



Rys. 7.10 Propagacja pęknięć i prawdopodobieństwo uszkodzenia wirnika turbiny w ciągu 13 lat eksploatacji

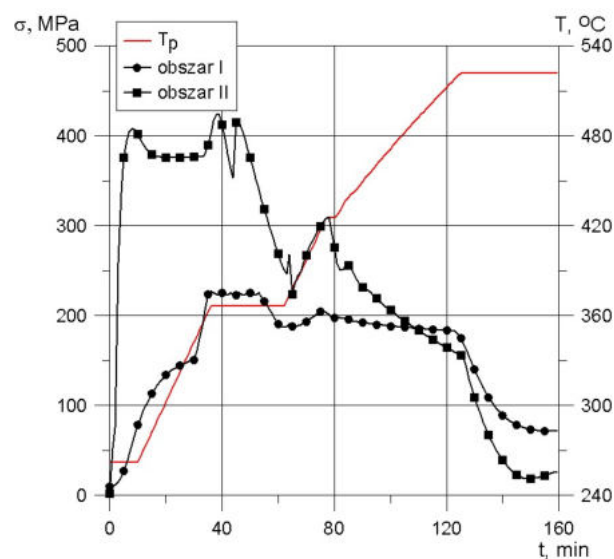
Rys. 7.11 przedstawia przyrost zużycia wynikającego ze zjawiska zmęczenia niskocyklowego i pełzania w rowkach cieplnych wirnika, a także prawdopodobieństwo osiągnięcia wartości granicznej $Z_g = 1$, co odpowiada utracie trwałości materiału w tym obszarze. Zużycie początkowe założono jako $Z_0 = 0$. Ponownie obliczenia wykonano dla szeregu różnych wartości naprężenia podczas rozruchów. Prawdopodobieństwo 0,001 nie zostanie przekroczone w ciągu 13 lat eksploatacji, gdy dopuszczalna wartość σ_{dopII} nie będzie wyższa od 420 MPa.



Rys. 7.11 Zużycie materiału i prawdopodobieństwo uszkodzenia wirnika turbiny w ciągu 13 lat eksploatacji, $Z_0 = 0$

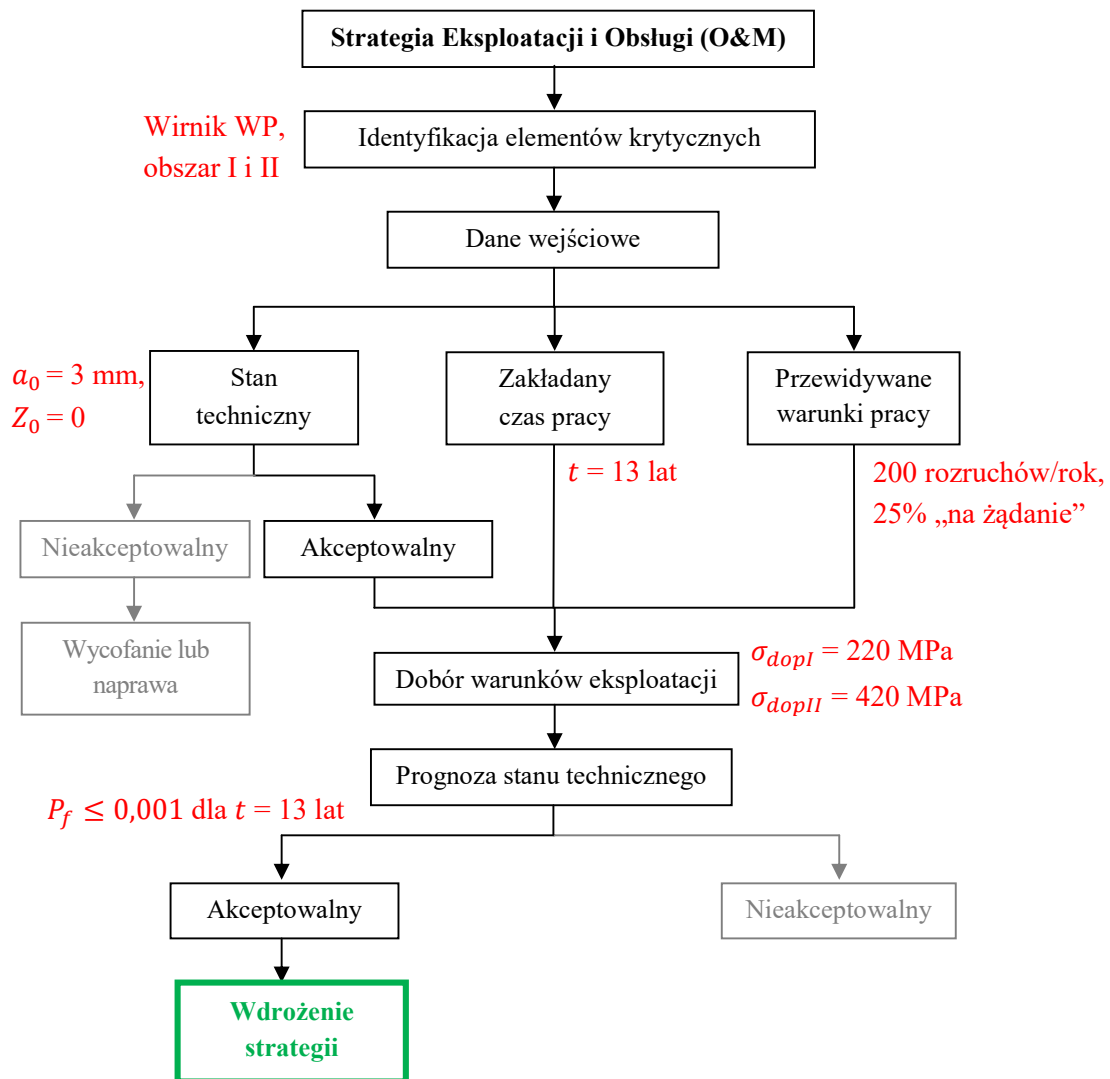
Aby zapewnić dopuszczalne wartości naprężeń, możliwe jest zastosowanie opracowanej uprzednio optymalizacji czasu nagrzewania wirnika (rozdział 5.6.1 i 5.6.2), która w tym przypadku może spełnić rolę systemu sterowania naprężeniami. System dobiera optymalny przyrost temperatury pary dla każdego zidentyfikowanego obszaru indywidualnie, a następnie wyznacza mniejszy z nich, który powinien zostać zrealizowany. Zapewnia to, że w żadnym obszarze naprężenie dopuszczalne nie zostanie przekroczone.

Na rys. 7.12 przedstawiono przebiegi naprężeń w otworze centralnym i rowku termicznym wirnika, a także dobrany przyrost temperatury pary. Optymalizowanym rozruchem był rozruch zimny (rys. 4.5). Poziom wyznaczonych naprężeń dopuszczalnych nie wymagał wstępnego nagrzewania wirnika. Maksymalna wartość naprężenia obwodowego dla obszaru I wynosi wówczas 227 MPa, a naprężenia zredukowanego dla obszaru II wynosi 424 MPa.



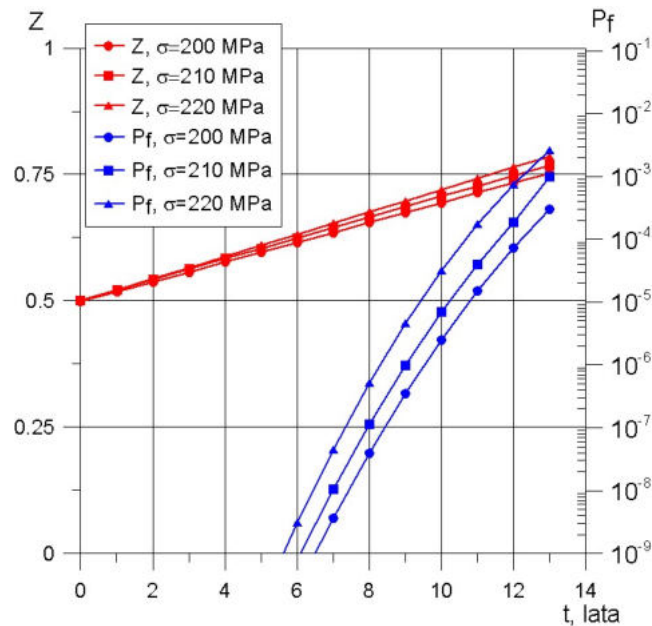
Rys. 7.12 Przebieg naprężeń w obszarach krytycznych i temperatury pary po zastosowaniu algorytmu sterowania naprężeniami dla $\sigma_{dopI} = 220$ MPa i $\sigma_{dopII} = 420$ MPa

Algorytm opracowania opisywanej strategii przedstawiono na rys. 7.13. Powstał on na bazie schematu zaprezentowanego na rys. 7.9. Dodatkowo wprowadzono najważniejsze informacje dotyczące analizowanego wariantu.



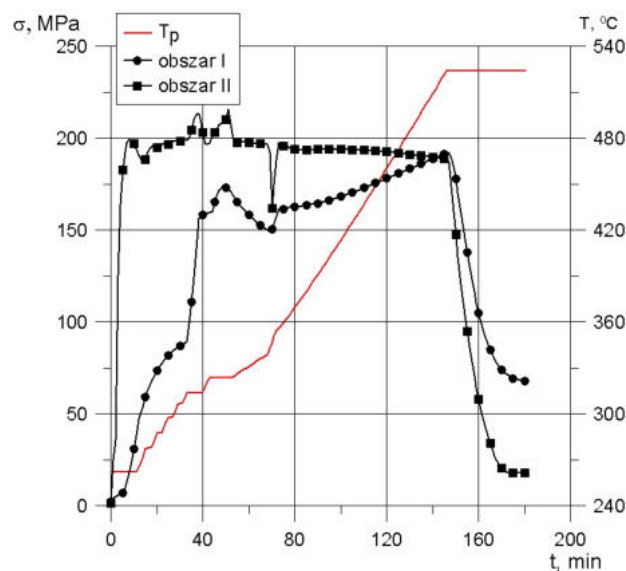
Rys. 7.13 Algorytm tworzenia strategii eksploatacji i obsługi turbiny parowej, $a_0 = 3 \text{ mm}$, $Z_0 = 0$, $t = 13 \text{ lat}$

Analogiczne obliczenia przeprowadzono dla wyższego poziomu zużycia początkowego w rowkach cieplnych $Z_0 = 0,5$. W takim przypadku nie jest możliwe dobranie naprężenia, które zapewniłoby brak przekroczenia prawdopodobieństwa 0,001 w zakładanym okresie eksploatacji, przy utrzymaniu założenia, że 25% rozruchów jest prowadzonych w trybie szybkim. Turbina nie powinna być wówczas przeznaczona do pracy regulacyjnej i można dla niej dobrać przyrosty naprężeń, które powinny być zachowywane przy każdym prowadzonym uruchomieniu. Na rys. 7.14 przedstawiono propagację pęknięć i związane z nią prawdopodobieństwa uszkodzenia dla takiego wariantu. Dopuszczalna wartość naprężenia wynosi $\sigma_{dopII} = 210 \text{ MPa}$.



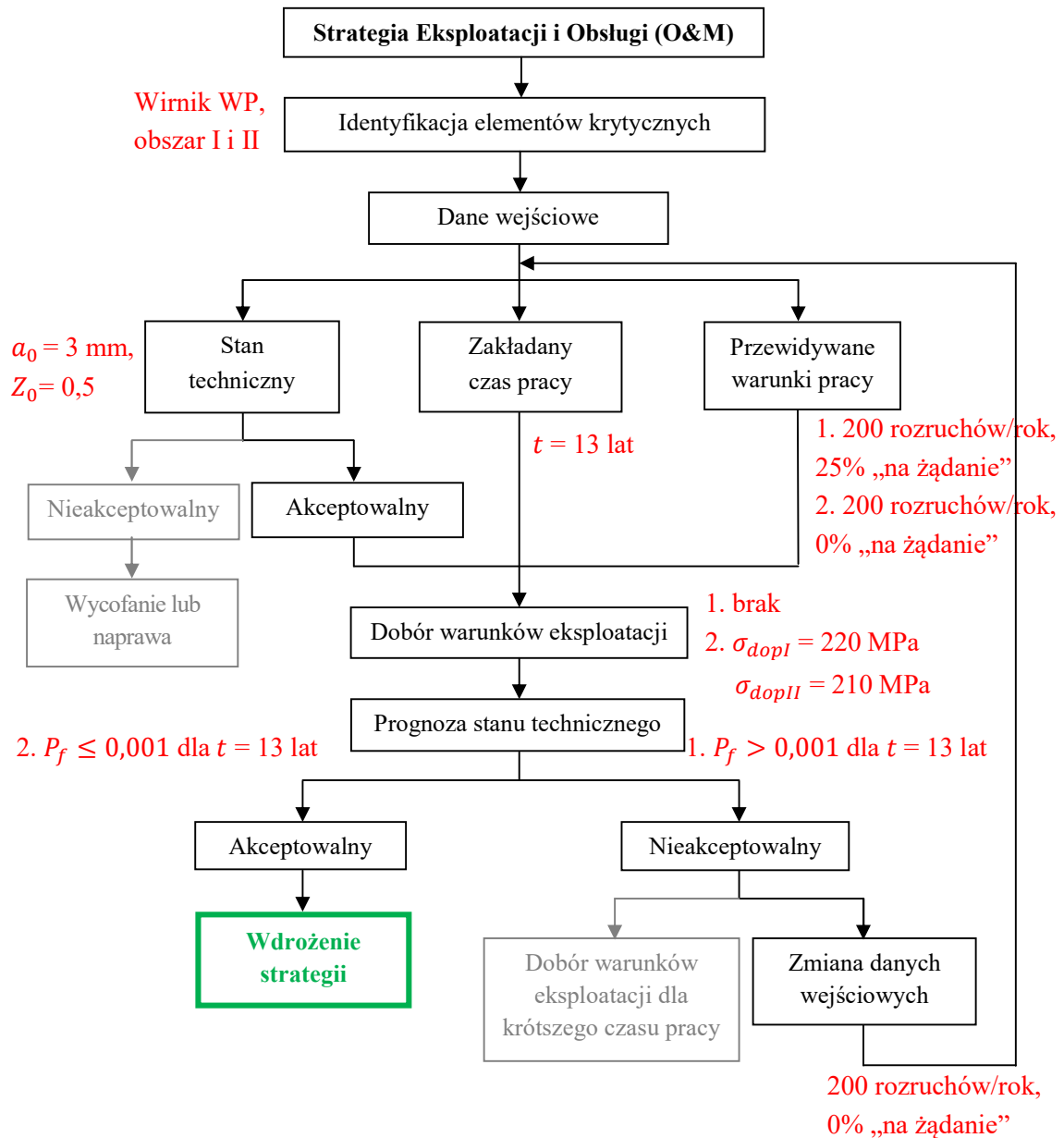
Rys. 7.14 Zużycie materiału i prawdopodobieństwo uszkodzenia wirnika turbiny w ciągu 13 lat eksploatacji, $Z_0 = 0,5$

Ponownie skorzystano z algorytmu sterowania naprężeniami dla analizowanego wariantu, w którym rozruchy nie są prowadzone w trybie „na żądanie”, a dopuszczalne naprężenie w obszarze II wynosi 210 MPa (rys. 7.15). Naprężenie to jest na tyle niskie, że w przypadku rozruchu ze stanu zimnego konieczne będzie wstępne nagrzanie wirnika tak, aby różnica temperatur między parą omywającą i materiałem wirnika nie przekraczała 70°C . Dodatkowo determinuje ono prędkość nagrzewania wirnika, tzn. że dopuszczalne naprężenie w otworze centralnym nie będzie miało znaczenia podczas działania algorytmu i jego maksymalna wartość wynosi ok. 190 MPa.



Rys. 7.15 Przebieg naprężeń w obszarach krytycznych i temperatury pary po zastosowaniu algorytmu sterowania naprężeniami dla $\sigma_{dopII} = 210$ MPa

Rys. 7.16 przedstawia podsumowanie zastosowanej strategii O&M dla drugiego wariantu. Początkowe założenia dotyczące dopuszczenia jednostki do pracy regulacyjnej (ścieżka oznaczona numerem 1.), powodują niemożność dobrania warunków eksploatacji i konieczność zmiany trybu pracy (ścieżka oznaczona numerem 2.).



Rys. 7.16 Algorytm tworzenia strategii eksploatacji i obsługi turbiny parowej, $a_0 = 3 \text{ mm}$, $Z_0 = 0,5$, $t = 13 \text{ lat}$

7.2.2. Długoterminowa strategia eksploatacji i obsługi

Drugi opracowany wariant eksploatacji zakłada możliwość wydłużenia czasu pracy po 13 latach o kolejne 7 lat. W takim przypadku, w celu zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa i ograniczenia możliwości wystąpienia potencjalnej awarii, konieczne będzie przeprowadzenie działań prewencyjnych takich jak badania diagnostyczne i naprawa korekcyjna stanu materiału w obszarach krytycznych.

Nowa strategia bazuje na wcześniejszych obliczeniach przedstawionych w rozdziale 7.2.1. Oznacza to, że w pierwszym kroku dobrano wartości naprężeń w taki sposób, aby w ciągu 13 lat prawdopodobieństwo zdarzenia niepożądanego nie przekroczyło wartości 0,001. Aby zrealizować założenia korzysta się z systemu sterowania naprężeniami. W tabeli 7.1 przedstawiono podsumowanie uprzednio wyznaczonych wartości.

Tabela 7.1 Wyznaczone wartości naprężeń podczas rozruchów wirnika turbiny parowej

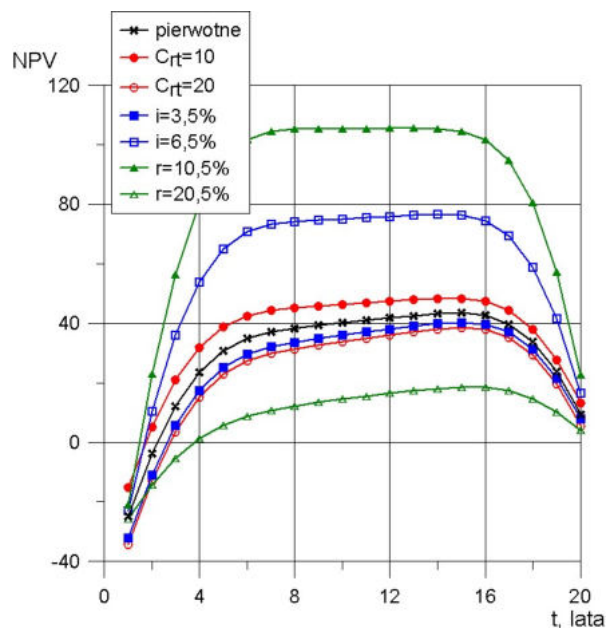
Obszar krytyczny	Rozruchy „na żądanie”	Pozostałe rozruchy
$a_0 = 3 \text{ mm}, Z_0 = 0$		
Obszar I (otwór centralny)	$\sigma = 300 \text{ MPa}$ (składowa obwodowa)	$\sigma = 220 \text{ MPa}$ (składowa obwodowa)
Obszar II (rowek cieplny)	$\sigma = 450 \text{ MPa}$ (naprężenie zredukowane)	$\sigma = 420 \text{ MPa}$ (naprężenie zredukowane)
$a_0 = 3 \text{ mm}, Z_0 = 0,5$		
Obszar I (otwór centralny)	–	$\sigma = 190 \text{ MPa}$ (składowa obwodowa)
Obszar II (rowek cieplny)	–	$\sigma = 210 \text{ MPa}$ (naprężenie zredukowane)

W celu wyznaczenia optymalnego czasu przeprowadzenia działań prewencyjnych skorzystano ze wskaźnika NPV [78,132] opisanego wzorem (7.4). Przyjęto następujące założenia:

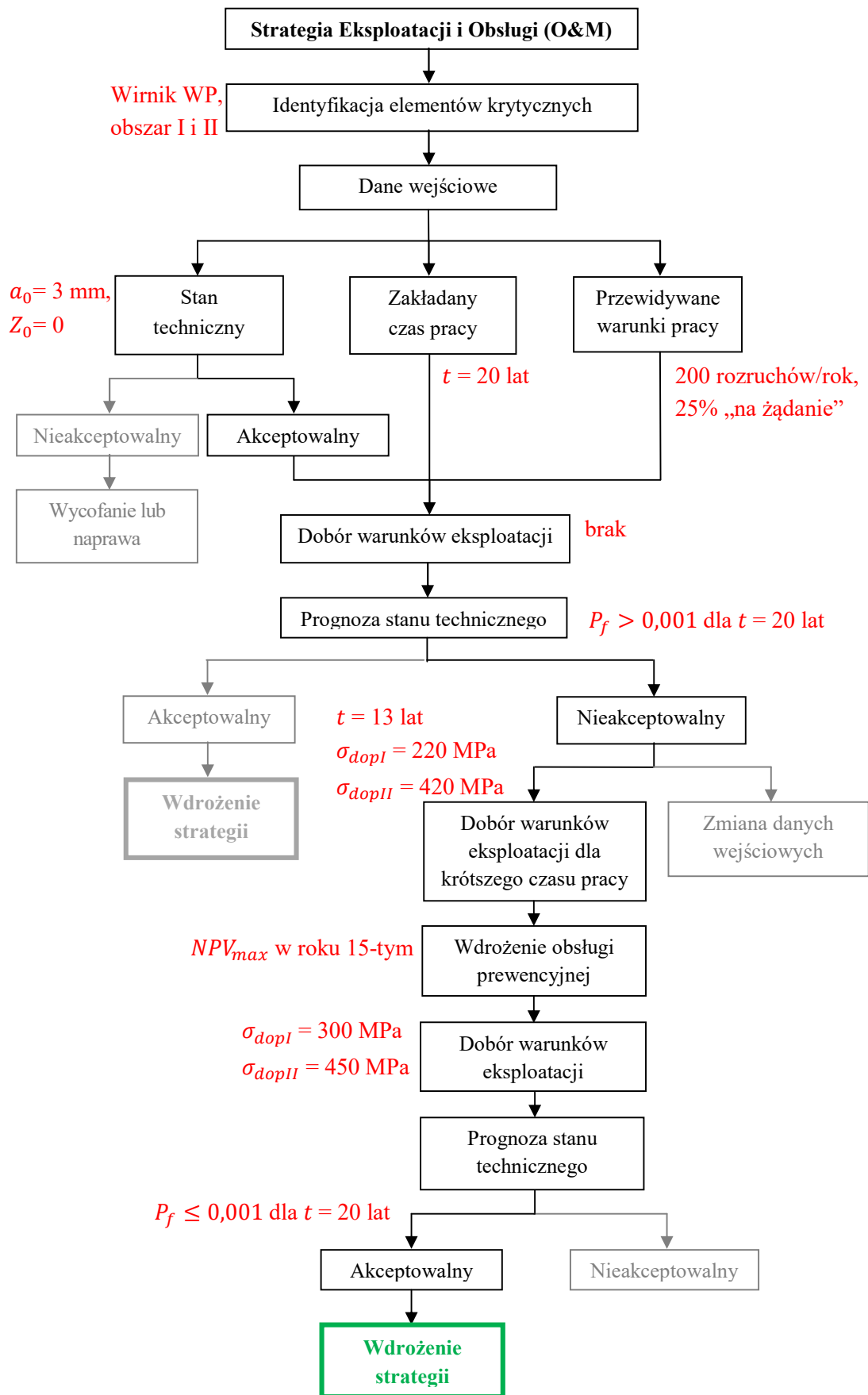
- podczas eksploatacji turbiny korzysta się z algorytmu sterowania naprężeniami w celu utrzymania wartości przedstawionych w tabeli 7.1 do momentu wdrożenia działań prewencyjnych, po których możliwe jest przeprowadzenia wszystkich pozostałych rozruchów w trybie przyspieszonym („na żądanie”);
- korekta stanu polega na całkowitym zniwelowaniu pęknięcia. Wówczas w obliczeniach przyjęto, że $a_0 = 2 \text{ mm}$, tzn. że pęknięcie jest na tyle małe, że jego wykrycie może być niemożliwe z uwagi na ograniczoną dokładność metod pomiarowych, lecz nie można wykluczyć jego istnienia i dalszej propagacji. Ponadto przyjęto, że po przeprowadzeniu korekty, zużycie materiału w rowkach termicznych spada do poziomu 0 (poprzez przetoczenie rowków, usunięcie zdegradowanej warstwy materiału);
- początkowo koszty awarii C_t na skutek pęknięcia wynoszą 100 jednostek umownych, a na skutek zużycia 75 jednostek umownych. Koszty działań prewencyjnych C_{rt} z kolei, dla obu obszarów wirnika wynoszą 15 jednostek umownych i są ponoszone jednokrotnie. Koszty w kolejnych latach ulegają zmianie na skutek założonej stopy inflacji;
- stopę inflacji założono na poziomie $i = 5\%$ (inflacja umiarkowana), oprocentowanie źródła finansowania założono jako $r = 15,5\%$. Realna stopa dyskonta wynosi wówczas $r_r = 10\%$, co odpowiada wartościom przyjmowanym dla inwestycji z zakresu energetyki w Polsce [133];
- aby określić wpływ poszczególnych parametrów na przebieg wskaźnika NPV, przeprowadzono analizę wrażliwości. Obliczenia wykonano zatem kilkakrotnie zmieniając

takie wartości jak: $C_{rt} = 10$ lub $C_{rt} = 20$, $i = 3,5\%$ lub $i = 6,5\%$, $r = 10,5\%$ lub $r = 20,5\%$.

Na rys. 7.17 przedstawiono wyniki obliczeń wskaźnika NPV dla początkowego wymiaru pęknięcia $a_0 = 3$ mm i początkowego zużycia $Z_0 = 0$ oraz dla pierwotnie założonych wartości poszczególnych parametrów, a także jego analizę wrażliwości. Optymalnym czasem podjęcia działań prewencyjnych jest rok 15-ty. Zgodnie z oczekiwaniami, w okresie pierwszych 13-stu lat niskie ryzyko awarii zapewniane jest przez odpowiedni dobór warunków rozruchu i zachowanie poziomu naprężeń na bezpiecznym poziomie. Gdy zostanie natomiast podjęta decyzja o kontynuacji pracy turbiny w kolejnych latach, niskie ryzyko awarii zapewni odpowiednia obsługa polegająca na wykonaniu badań diagnostycznych wraz z naprawą prewencyjną. Podsumowanie omówionej strategii przedstawiono na rys. 7.18.

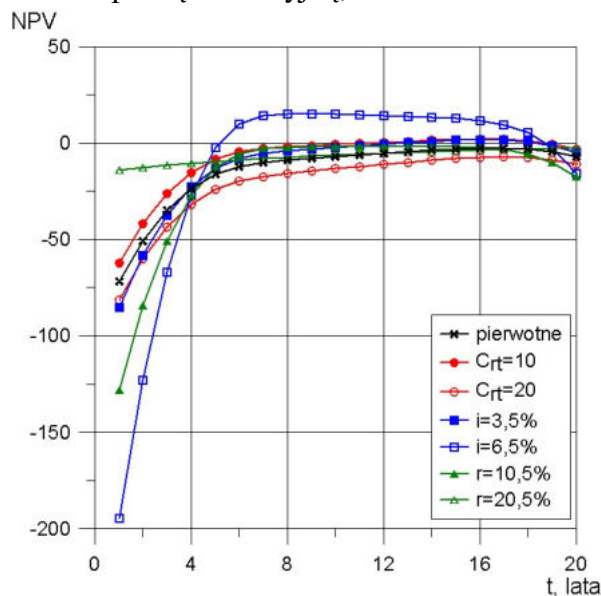


Rys. 7.17 Przebieg wskaźnika NPV dla $a_0 = 3$ mm, $Z_0 = 0$



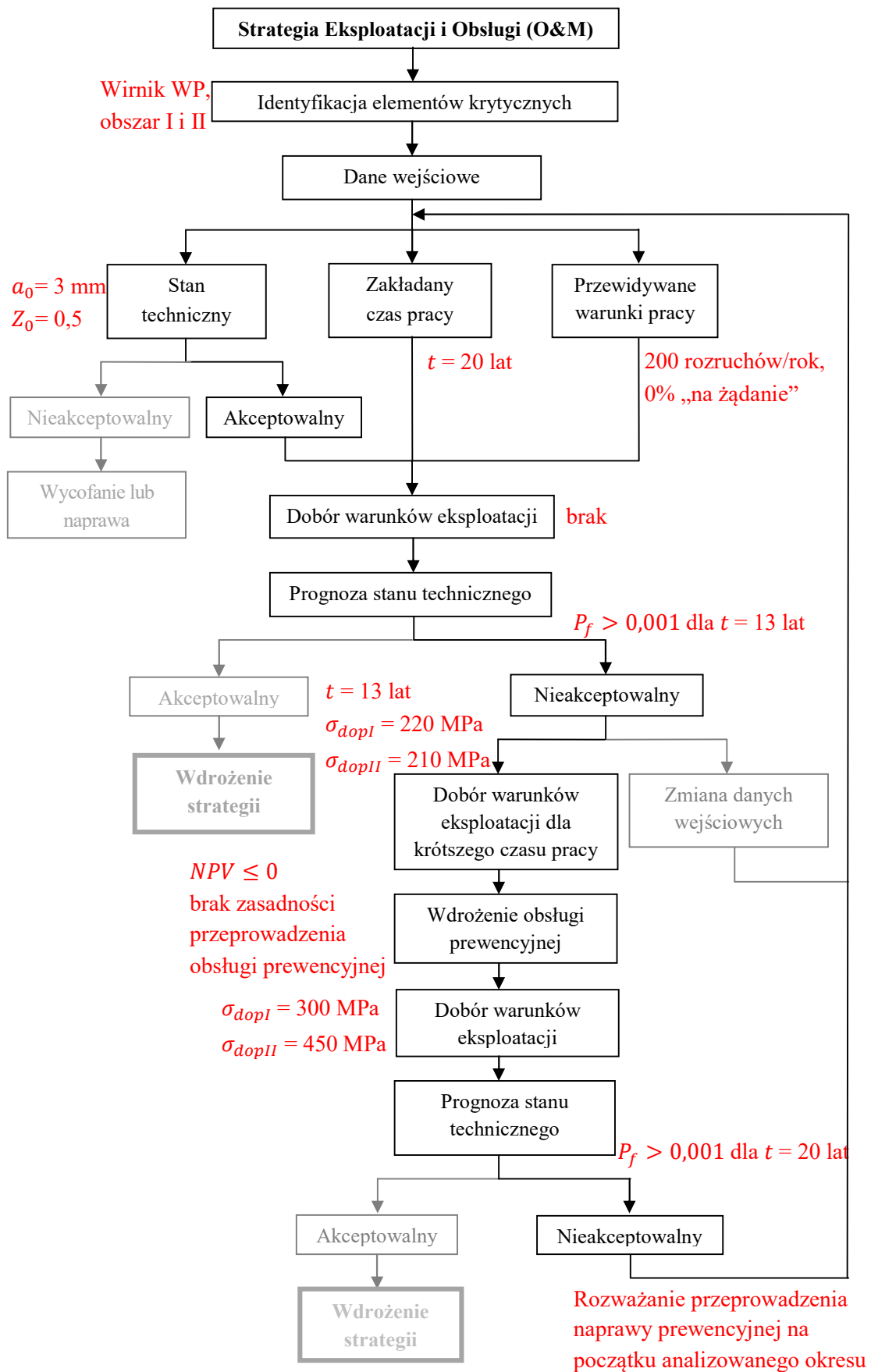
Rys. 7.18 Algorytm tworzenia strategii eksploatacji i obsługi turbiny parowej, $a_0 = 3 \text{ mm}$, $Z_0 = 0$, $t = 20 \text{ lat}$

Wskaźnik NPV został obliczony również dla drugiego wariantu, w którym $a_0 = 3$ mm i $Z_0 = 0,5$ (rys. 7.19). Początkowy stan materiału w rowkach cieplnych wykluczył w tym przypadku możliwość pracy turbiny w trybie regulacyjnym bez wykonywania korekty stanu. Na podstawie wartości przyjmowanych przez wskaźnik można stwierdzić, że przeprowadzanie działań prewencyjnych (w tym również ewentualnej naprawy), nie jest opłacalne praktycznie dla żadnego z wariantów. Wyjątek stanowiłaby sytuacja, w której wystąpi długoletnia zwiększona stopa inflacji. Wynika to głównie z niskiego ryzyka awarii na skutek kruchego pęknięcia w otworze centralnym, ze względu na obniżony poziom naprężeń (niższy niż dopuszczalny, wyznaczony na podstawie obliczeń). Z uwagi na ujemne wartości wskaźnika NPV, jego wrażliwość na poszczególne parametry jest również zachwiana w stosunku do przewidywań. Na podstawie przeprowadzonej analizy można wyciągnąć wniosek, że w sytuacji stwierdzenia wysokiego początkowego poziomu zużycia materiału, warto od razu przeprowadzić naprawę korekcyjną, mimo konieczności poniesienia kosztów.



Rys. 7.19 Przebieg wskaźnika NPV dla $a_0 = 3$ mm, $Z_0 = 0,5$

Na rys. 7.20 przedstawiono schematycznie sposób prowadzenia obliczeń. Początkowo, korzystając z uprzednio przygotowanej strategii dla 13 lat eksploatacji, założono że turbina nie jest dopuszczona do pracy regulacyjnej. Z uwagi na brak możliwości dobrania poziomów naprężeń w taki sposób, aby zachowane było niskie ryzyko awarii dla 20 lat pracy, rozważa się przeprowadzenie obsługi prewencyjnej, która umożliwiłaby bezpieczne zwiększenie elastyczności jednostki. Po analizie wyników obliczeń stwierdzono jednak brak zasadności ekonomicznej przeprowadzania naprawy i zaleca się wdrożenie działań prewencyjnych już na początku rozpatrywanego okresu. Pozwoli to na bezpieczne dopuszczanie turbiny do pracy regulacyjnej, co wiąże się z dodatkowymi zyskami związanymi z pełnieniem takiej roli w systemie energetycznym.



Rys. 7.20 Algorytm tworzenia strategii eksploatacji i obsługi turbiny parowej, $a_0 = 3 \text{ mm}$, $Z_0 = 0,5$, $t = 20 \text{ lat}$

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W obliczu konieczności przeprowadzenia transformacji energetycznej w Polsce, długo eksploatowane bloki węglowe klasy 200 MW mogą w kolejnych latach odgrywać jedną z kluczowych ról. Wynika to z ich dużej stabilności pracy i wysokich współczynników dyspozycyjności, tzn. że mogą zapewnić dostarczenie energii elektrycznej do odbiorców końcowych, w sytuacji, gdy produkcja mocy z innych źródeł nie jest możliwa. Problem ten dotyczy głównie źródeł odnawialnych, których funkcjonowanie ściśle związane jest z warunkami atmosferycznymi. Obserwuje się zatem tendencję do wzrostu elastyczności jednostek konwencjonalnych, które przejmują rolę bilansowania systemu energetycznego. Coraz silniej zauważalny elastyczny reżim pracy bloków 200 MW, związany z częstymi rozruchami z różnych stanów cieplnych, licznymi zmianami mocy czy pracą przy zmniejszonym obciążeniu wiąże się z intensyfikacją procesów zniszczenia i zużycia materiału, których konsekwencją mogą być kosztowne awarie, a w przypadku niektórych źródeł ich całkowite wykluczenie z systemu. W związku z aktualnymi problemami, w rozprawie doktorskiej podjęto próbę doboru warunków eksploatacji oraz planowania badań diagnostycznych dla poszczególnych elementów turbin parowych, tak aby zapewnić bezpieczeństwo ich dalszego funkcjonowania, szczególnie w okresie przejściowym, do momentu wdrożenia alternatywnych technologii w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym.

Początkowym etapem pracy była analiza aktualnego stanu systemu wytwórczego i kierunku jego dalszego rozwoju, a także prognoz zapotrzebowania na energię w Polsce. Zestawiono również wszystkie funkcjonujące obecnie JWCD, ze szczególnym uwzględnieniem bloków klasy 200 MW, dla których prowadzone były dalsze badania. Opisano ich aktualny sposób eksploatacji i główne trendy jego zmiany.

Dla analizowanych bloków, wskazano obszary występowania najczęstszych awarii. Podkreślono, że aż 25% uszkodzeń dotyczy turbiny i są one powodowane przez takie zjawiska jak erozja, korozja, zmęczenie czy pełzanie, które występują w obszarach szczególnie narażonych takich jak wirniki, uszczelnienia labiryntowe, łopatki czy kadłuby. Przedstawiono również rzeczywiste awarie turbozespołu i układu olejowego, które opisano w literaturze.

Dokonano również oceny skutków zwiększonej elastyczności pracy bloków węglowych. W tym celu stworzono metodologię prognozowania stanu krytycznych elementów turbiny pod kątem występowania propagacji pęknięcia w otworze centralnym wirnika lub zużycia materiału w rowkach cieplnych, gdzie dochodzi do kumulacji naprężeń. Opracowano trzy scenariusze dalszej eksploatacji oraz określono przewidywany pozostały czas pracy (13 i 20 lat) dla wirników części wysoko i średnioprężnej. Przyrost wymiaru pęknięcia w warunkach zmiennego obciążenia i w czasie trwania stanu ustalonego, został oszacowany przy użyciu zależności opisywanych w literaturze oraz metody Monte Carlo ze względu na losowy charakter poszczególnych wielkości. Dodatkowo wyznaczono prawdopodobieństwo jednej z najpoważniejszych awarii turbiny związanej z przekroczeniem wymiaru krytycznego pęknięcia, co prowadzi do kruchego pęknięcia wirnika. Podobna analiza została wykonana dla rozwoju zjawiska zużycia zmęczeniowo-pełzaniowego w rowkach cieplnych wirników. Ponownie metoda Monte Carlo została wykorzystana do prognozowania

przyrostu zużycia dla różnych opracowanych scenariuszy eksploatacji. Określono również prawdopodobieństwo uszkodzenia związane z wyczerpaniem trwałości materiału w tym obszarze. Aby zwiększyć uniwersalność prowadzonych analiz, oprócz różnych scenariuszy eksploatacji, wzięto pod uwagę również różny stan początkowy materiału tj. różny początkowy wymiar pęknięcia a_0 i różny poziom zużycia Z_0 .

Zidentyfikowane zjawiska degradacji materiału ściśle związane są z poziomem naprężeń jakie występują zwłaszcza w czasie trwania stanów nieustalonych, w tym rozruchów. Skutecznym narzędziem zarządzania eksploatacją turbiny jest optymalizowanie sposobu nagrzewania poszczególnych elementów. Celem optymalizacji jest skrócenie rozruchu przy jednoczesnym zapewnieniu odpowiedniego, bezpiecznego poziomu naprężenia. Zaprezentowano dwa różne podejścia do tego zagadnienia: optymalizację statyczną oraz dynamiczną. Statyczna polega na modyfikacji znanych charakterystyk rozruchowych (np. dostarczonych przez producenta). Wyznaczone tempo nagrzewania powinno być następnie zachowane podczas rozruchu turbiny. W podejściu dynamicznym z kolei, tempo nagrzewania dobierane jest w czasie rzeczywistym, w każdej minucie prowadzonego rozruchu poprzez monitorowanie naprężenia w obszarach krytycznych. W celu opracowania takiego rozwiązania niezbędne było stworzenie algorytmu bieżącej kontroli naprężeń dla poszczególnych elementów do których należały:

- wirniki części wysoko i średnioprężnej (WP i SP)- obszary zlokalizowane w okolicach otworu centralnego pierwszego stopnia oraz obszary rowków termicznych uszczelnienia;
- kadłub wewnętrzny części wysokoprężnej turbiny;
- zawór odcinający.

Opracowano zależności, które umożliwiły określenie wpływu obciążenia powierzchniowego (od ciśnienia) i masowego (od wirowania masy własnej) na poziom naprężeń dzięki przeprowadzonym obliczeniom metodą elementów skończonych. W przypadku wyznaczania naprężeń termicznych w trybie online zastosowano funkcje wpływu w postaci funkcji Green'a oraz metodę superpozycji z wykorzystaniem całki Duhamel'a. Podczas rozruchu turbiny występuje duży zakres zmienności współczynnika wnikania ciepła α . Aby uwzględnić jego wpływ na dokładność prowadzonych obliczeń, zastosowano ideę zmodyfikowanej temperatury pary oraz zaproponowane ulepszenia metody, w postaci współczynników korekcyjnych oraz podziału okresu rozruchu na poszczególne etapy. Optymalizacja dynamiczna z użyciem algorytmu kontroli naprężeń została przeprowadzona dla wirnika części WP. Przeanalizowano oba zidentyfikowane obszary krytyczne oraz rozruchy z różnych stanów cieplnych. Śledzenie naprężeń w czasie rzeczywistym może być również wykorzystane do monitorowania procesów degradacji materiału w trybie online.

Po dokonaniu szerokiej analizy naprężeniowej w elementach krytycznych stwierdzono podwyższony poziom naprężenia obwodowych w otworach centralnych wirników. Dodatkowo w obszarach tych, często stwierdza się nieciągłości oraz inne wady materiałowe powstałe w wyniku obróbki technologicznej jeszcze na etapie produkcji wirnika. W związku z tym przeprowadzono badania laboratoryjne związane z określeniem temperatury przejścia krucho-plastycznego oraz odporności na kruche pęknięcie dla stali wirnikowej. Próbkę do badań pobrano z tarczy stopnia regulacyjnego wirnika wycofanego z eksploatacji, którego szacowany czas pracy wynosi 200 000 h. Pobieranie materiału odbywało się w kierunku obwodowym i promieniowym, aby określić potencjalną anizotropię własności materiału.

Pierwszym przeprowadzonym badaniem była próba udatności metodą Charpy'ego. Kolejnym etapem, było wykonanie badania dla mikropóbek metodą SPT (Small Punch Test). W tym celu przygotowano próbki obwodowe i promieniowe, dla których przeprowadzono mikro próbę tłoczenia w różnych temperaturach przy użyciu instalacji chłodzenia ciekłym azotem. Dzięki otrzymanym wynikom określono temperaturę przejścia krucho-plastycznego oraz jej korelację z wartościami otrzymanymi za pomocą badania standardowego (metodą Charpy'ego). Współczynnik korelacyjny dla wykorzystywanego stanowiska pomiarowego znajdującego się w Katedrze Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej wyniósł 2,346.

Szacowanie prawdopodobieństwa awarii jest szczególnie pomocnym narzędziem do racjonalnego planowania obsługi prewencyjnej turbiny parowej, w szczególności dla metod opartych o analizę ryzyka (tzw. *risk-based maintenance*). Do optymalizacji okresu przeprowadzenia inspekcji, polegającej na przeprowadzeniu badań diagnostycznych oraz ewentualnej naprawy prewencyjnej, zaproponowano użycie dedykowanego wskaźnika NPV, który uwzględnia przepływy pieniężne związane z:

- unikniętym ryzykiem awarii, tzn. ryzykiem związanym z awarią, do której nie dojdzie w całym rozpatrywanym okresie, dzięki przeprowadzonym działaniom prewencyjnym,
- ryzykiem awarii w okresie poprzedzającym przeprowadzenie działań prewencyjnych,
- ryzykiem awarii w okresie następującym po przeprowadzeniu działań prewencyjnych,
- kosztami związanymi z planowanymi działaniami prewencyjnymi.

Wskaźnik NPV może posłużyć do określenia optymalnego czasu przeprowadzenia inspekcji w przypadku pojedynczego obszaru (np. propagacja pęknięć w otworze centralnym wirnika WP), kilku obszarów (np. propagacja pęknięć w otworze centralnym i zużycie w rowkach cieplnych wirnika WP) oraz kilku obszarów i kilku elementów (np. obszary krytyczne wirników WP i SP). Podstawowymi badaniami diagnostycznymi jakie zostały zaproponowane dla otworów centralnych wirników oraz rowków termicznych jest wykorzystanie endoskopów, cieczy penetracyjnych, metody MPM (magnetycznej pamięci metalu), metody magnetyczno-proszkowej lub prądów wirowych. Do napraw korekcyjnych w przypadku otworu centralnego i rowków termicznych zalicza się ich przetoczenie.

Podsumowaniem przeprowadzonych badań jest stworzenie uniwersalnej strategii dalszej eksploatacji i obsługi obiektów energetycznych, wraz ze szczegółowymi przykładami opracowanymi dla turbiny parowej oraz elementu krytycznego jakim jest wirnik WP. Dla kolejnych 13 lat pracy, opisano przewidywany sposób eksploatacji (ilość godzin, ilość rozruchów, udział rozruchów prowadzonych w trybie „na żądanie”) oraz dobrano wartości naprężeń dopuszczalnych, które zapewnią zachowanie niskiego ryzyka awarii związanej z kruchym pękaniem i wyczerpaniem trwałości zmęczeniowo-pełzaniowej wirnika. Zaprezentowano sposób funkcjonowania systemu sterowania naprężeniami, który oparty jest na algorytmie optymalizacji nagrzewania. Zapewnia on utrzymanie naprężeń na żądanym poziomie w obu obszarach krytycznych. W sytuacji, gdy eksploatacja zostanie przedłużona o kolejne 7 lat (łącznie do 20 lat) dodatkowo zaproponowano wykorzystanie wskaźnika NPV, pozwalającego na określenie optymalnego czasu przeprowadzenia działań prewencyjnych.

Na podstawie przeprowadzonych badań oraz po dokonaniu szczegółowej analizy uzyskanych wyników można sformułować następujące wnioski:

-Analiza prognozowanych zmian w strukturze systemu energetycznego oraz prognozy wzrostu zapotrzebowania na moc wskazują, że istnieje możliwość wystąpienia niedoboru podaży mocy, zwłaszcza w sytuacji zbyt wczesnego wycofania źródeł węglowych. Problemy związane z dyspozycyjnością OZE sprawiają, że nie mogą one zastąpić stabilnych bloków konwencjonalnych, które obecnie pokrywają zapotrzebowanie na energię w okresie cyklicznie występujących szczytów. Ponadto planowany rozwój sieci jednostek gazowych cechuje się dużą niepewnością ze względu na obecną sytuacją geo-polityczną i potencjalne problemy związane z dostępnością surowca.

-W sytuacji nieuniknionego wzrostu udziału OZE w systemie elektroenergetycznym, istnieje konieczność bilansowania zmieniającego się zapotrzebowania za pomocą jednostek konwencjonalnych. Na podstawie wskaźników eksploatacyjnych takich jak wskaźnik dyspozycyjności (AF) i wskaźniki awaryjności (FOR i FOF) stwierdzono, że rolę taką w Polsce mogą spełniać bloki klasy 200 MW i 360 MW. Dzięki przeprowadzonym modernizacjom, zostały one również dostosowane do wymagań środowiskowych.

-Od jednostek pełniących rolę regulacyjną w systemie wymagany jest znaczący wzrost elastyczności poprzez zwiększenie liczby rozruchów (nawet 200-300 w ciągu roku), tempa nagrzewania, okresów zmian mocy, a także obniżanie minimum technicznego (do 40% mocy nominalnej).

-O możliwości dalszego wykorzystania wyżej wymienionych bloków będzie decydować m.in. ich obecny stan techniczny, zwłaszcza stan wirników. Decyduje o nim zużycie spowodowane procesami zmęczenia i pełzania, przyczyniające się również do obniżenia odporności na kruche pękanie, które może zostać ocenione za pomocą badań small punch test (SPT).

-Regulacyjny tryb pracy przyczynia się do intensyfikacji procesów degradacji materiału. Zarówno w przypadku propagacji pęknięć w otworach centralnych wirników WP i SP jak i w przypadku rozwoju zużycia w rowkach cieplnych stwierdzono, że bez wykonywania napraw prewencyjnych prawdopodobieństwo awarii przekracza w założonym okresie 20 lat bezpieczny poziom 0,001 i może dochodzić dla poszczególnych wariantów do wartości 0,72 (dla propagacji pęknięć), a nawet 0,99 (dla zużycia). Rozwój analizowanych procesów i ich skutki silnie zależą od przewidywanego okresu eksploatacji oraz charakteru pracy bloku energetycznego.

-Eksploatacja turbin w trybie regulacyjnym musi być ściśle nadzorowana przez odpowiednie systemy opracowane dla konkretnych jednostek.

-Optymalizacja rozruchu turbiny poprawia elastyczność pracy bloku energetycznego poprzez przyspieszenie procesu nagrzewania. Podejście statyczne umożliwiło skrócenie rozruchu zimnego wirnika WP z ok. 330 min do 140 min (o ponad 50%). Jednocześnie naprężenie maksymalne nie przekroczyło założonej wartości dopuszczalnej 250 MPa. Podejście dynamiczne pozwala z kolei na dopasowanie tempa nagrzewania do wymaganego poziomu naprężenia w poszczególnych obszarach elementów krytycznych w trybie online.

-Opracowany algorytm bieżącej kontroli naprężeń, uwzględniający zmienność współczynnika wnikania ciepła podczas procesu nagrzewania, pozwala na uzyskanie wyników o dużej zgodności względem metody elementów skończonych. Dodatkowo cechuje się dużą uniwersalnością ze względu na poprawność działania dla rozruchów z różnych stanów cieplnych.

-Badania udarności metodę Charpy'ego przeprowadzone dla próbek pobieranych w kierunku obwodowym i promieniowym z tarczy wirnika WP turbiny wykazały na nieznacznie lepszą odporność na kruche pękanie dla próbek obwodowych. Podobną tendencję zaobserwowano podczas badań metodą SPT. Oznacza to, że lepiej, gdy potencjalna wada zlokalizowana jest w kierunku obwodowym niż promieniowym, jednak anizotropia własności materiału nie będzie odgrywała znaczącej roli w jej propagacji czy wystąpieniu potencjalnej awarii związanej z kruchym pękaniem wirnika.

-Dla przyjętych scenariuszy dalszej eksploatacji muszą zostać zaplanowane dedykowane dla konkretnej turbiny okresy i zakresy badań diagnostycznych opracowane na podstawie analizy ryzyka.

-Przedstawiona w pracy strategia planowania obsługi prewencyjnej w oparciu o zdyskontowane wartości unikniętego ryzyka awarii pozwala uwzględnić zarówno wymagany poziom bezpieczeństwa jak i poniesione w tym celu koszty. Analiza wrażliwości proponowanego wskaźnika NPV służącego do optymalizowania okresu przeprowadzania inspekcji diagnostycznej wskazała, że zmiana takich parametrów jak koszty obsługi prewencyjnej, stopa dyskonta oraz stopa inflacji nie wpływają na optymalny czas inspekcji, a jedynie na wartości wskaźnika.

-Zaproponowany algorytm tworzenia strategii obsługi i eksploatacji może zostać wykorzystany dla różnych obiektów energetycznych. Szczegółowa analiza przeprowadzona na przykładzie wirnika WP turbiny wykazała, że w przypadku dobrego początkowego stanu technicznego wirnika, możliwe jest opracowanie strategii bezpiecznej pracy turbiny w trybie regulacyjnym w ciągu 13 lat bez wykonywania napraw prewencyjnych lub w ciągu 20 lat z zaplanowaną naprawą. W przypadku występowania zaawansowanych skutków działania procesów degradacji materiału wskazana jest korekcja stanu technicznego. Bez jej przeprowadzenia możliwe jest zaplanowanie eksploatacji, bez dopuszczenia turbiny do pracy w trybie regulacyjnym, w ciągu 13 lat.

-Wszystkie opracowane w rozprawie doktorskiej metodologie oraz narzędzia ułatwiające dobór sposobów eksploatacji i utrzymania elementów turbin mogą zostać zastosowane dla obiektów rzeczywistych, o różnym początkowym stopniu zużycia oraz planowanego pozostałego czasu pracy.

Wyniki niektórych badań znalazły zastosowanie w praktyce w zakresie udoskonalenia eksploatacji bloków energetycznych.

BIBLIOGRAFIA

1. [Online]: <https://www.pse.pl/> [Dostęp 24.06.2022].
2. Krajowy plan na rzecz energii i klimatu na lata 2021-2030. Założenia i cele oraz polityki i działania. Ministerstwo Aktywów Państwowych, Warszawa, 2019.
3. [Online]: <https://www.cire.pl/artykuly/opinie/produkcja-energii-elektrycznej-z-oze--podsowanie-roku-2021> [Dostęp 17.02.2022].
4. [Online]: <https://www.pse.pl/dane-systemowe> [Dostęp 24.06.2022].
5. [Online] <https://www.forum-energii.eu/pl/dane-o-energetyce/za-rok-2021> [Dostęp 04.07.2022]
6. [Online] <https://www.cleanenergywire.org/factsheets/germanys-energy-consumption-and-power-mix-charts> [Dostęp 04.07.2022]
7. [Online] <https://www.connaissancedesenergies.org/bilan-electrique-de-la-france-en-infograp-hies-que-retenir-de-2021-220225> [Dostęp 04.07.2022]
8. Dołęga W.: *Funkcjonowanie krajowej sieci dystrybucyjnej w aspekcie bezpieczeństwa dostaw energii*. Rynek Energii, nr 1 (2019), s. 14-19.
9. Wymiana transgraniczna energii elektrycznej - najważniejsze uwarunkowania. Polskie Sieci Elektroenergetyczne, Warszawa, 2020.
10. Jędral W.: *OZE i efektywność energetyczna w kontekście wyzwań dla wytwarzania i użytkowania energii elektrycznej w Polsce*. Rynek Energii, nr 5 (2019), s. 3-8.
11. Polityka energetyczna Polski do 2040 r. Ministerstwo Klimatu i Środowiska, Warszawa, 2021.
12. Jędral W.: *Potencjał efektywności energetycznej kołem ratunkowym dla gospodarki*. Energetyka, nr 4 (2014), s. 225-228.
13. Sałyga S., Szablowski Ł., Badyda K.: *Comparison of constant volume energy storage systems based on compressed air*. International Journal of Energy Research, vol. 45(5) (2020), s. 8030-8040.
14. Sprawozdanie wyników monitorowania bezpieczeństwa dostaw energii elektrycznej za okres od dnia 1 stycznia 1919 do dnia 31 grudnia 2020. Ministerstwo Klimatu i Środowiska, Warszawa, 2021.
15. Polityka energetyczna Polski do 2040 r., załącznik 2: Wnioski z analiz prognostycznych dla sektora energetycznego. Ministerstwo Klimatu i Środowiska, Warszawa, 2021.
16. [Online]: <https://www.money.pl/gospodarka/elektrownia-w-ostrolece-tractowana-priorytetowo-tylko-nie-w-wersji-na-wegiel-ale-na-gaz-6710121174596192a.html> [Dostęp 23.02.2022].
17. Informacja na temat planów inwestycyjnych w nowe moce wytwórcze w latach 2020-2034. Urząd Regulacji Energetyki, Warszawa, 2021.
18. Ustawa z dnia 10 kwietnia 1997 r. Prawo energetyczne (Dz. U. 1997 nr 54 poz. 348).
19. Ustawa z dnia 8 grudnia 2017 r. o rynku mocy (Dz.U. 2018 poz. 9).
20. [Online] <https://www.cire.pl/artykuly/o-tym-sie-mowi/gaz-jako-paliwo-przejsciove-w-trans-formacji-to-nie-jest-dzis-dobra-droga> [Dostęp 26.07.2022]

21. [Online] <https://businessinsider.com.pl/biznes/wpadniemy-w-gazowa-pulapke-nowe-bloki-g-azowe-to-beda-pomniki-naszego-uzaleznienia/p3b4q9k> [Dostęp 26.07.2022]
22. [Online] <https://www.gov.pl/web/aktywa-panstwowe/wegiel-z-importu--energetyka-praktyc-znie-z-niego-nie-korzysta> [Dostęp 26.07.2022]
23. Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2019/943 z dnia 5 czerwca 2019 r. w sprawie rynku w sprawie rynku wewnętrznego energii elektrycznej (Dz. U. UE L 158/54 z 14.06.2019).
24. [Online]: <https://www.cire.pl/artykuly/opinie/119715-trudna-praca-blokow-weglowych-w-polskim-systemie-energetycznym> [Dostęp 24.02.2022].
25. Badyda K.: *Aktualne problemy energetyki, konsekwencje transformacji struktury wytwarzania w energetyce krajowej*. Nierówności Społeczne a Wzrost Gospodarczy, nr 54 (2018), s. 390-402.
26. Łukowicz H., Rusin A.: *The impact of the control method of cyclic operation on the power unit efficiency and life*. Energy, vol. 150 (2018), s. 565–574.
27. Hong H., Wang W., Liu Y.: *High-temperature fatigue behavior of a steam turbine rotor under flexible operating conditions with variable loading amplitudes*. International Journal of Mechanical Sciences, vol. 163 (2019).
28. Keatley P., Shibli A., Hewitt N.J.: *Estimating power plant start costs in cyclic operation*. Applied Energy, vol. 111 (2013), s. 550–557.
29. Shibli A., Ford J.: *Damage to coal power plants due to cyclic operation*, w: *Coal Power Plant Materials and Life Assessment*. Woodhead Publishing, 2014, s. 333-357.
30. Lefton S.A., Besuner P.: *The Cost of Cycling Coal Fired Power Plants*. Coal Power Magazine, vol. 4 (2006), s. 16-20.
31. Denny E., O'Malley M.: *The impact of carbon prices on generation-cycling costs*. Energy Policy, vol. 37(4) (2009), s. 1204-1212.
32. Edmuns R., Davies L., Deane P., Pourkashanian M.: *Thermal Power plan operating regimes in future British Power systems with increasing variable renewable penetration*. Energy Conversion and Management, vol. 105 (2015), s. 977-985.
33. Gonzalez Salazar M.A., Kirsten T., Prchlik L.: *Review of the operational flexibility and emissions of gas- and coal-fired Power plants in a future with growing renewables*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 82(1) (2018), s. 1497-1513.
34. Smolik W.: *JWCD czy nJWCD- miejsce Kogeneracji w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym*. Polskie Sieci Elektroenergetyczne, Warszawa, 2015.
35. [Online] <https://www.pse.pl/dokumenty> [Dostęp 28.02.2022].
36. Rajca S., Trzeczcyński J., Grzesiczek E.: *Ocena stanu technicznego i prognozowanie trwałości wirników WP i SP turbin 13K215 zaplanowanych do eksploatacji w okresie do 350 000 godzin*. Energetyka, nr 11 (2013), s. 844-850.
37. [Online] <https://serwisy.gazetaprawna.pl/energetyka/artykuly/8361739,nabe-czyli-droga-odejscia-od-wegla.html> [Dostęp 02.03.2022].

38. Katalogi parametrów niezawodnościowych bloków energetycznych w latach 2003-2005 / 2006-2008 / 2009-2011 / 2011-2013 / 2014-2016 / 2016-2018 / 2019-2021. Agencja Rynku Energii SA, Warszawa.
39. Instrukcja pracy systemów połączonych UCTE- Temat : Regulacja mocy i częstotliwości. Polskie Sieci Elektroenergetyczne, Konstancin-Jeziorna, 2004.
40. [Online] <https://www.next-kraftwerke.pl/leksykon> [Dostęp 01.03.2022]
41. Łukowicz H.: Regulacja i eksploatacja bloków energetycznych. Materiały dydaktyczne Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2017.
42. Rusin A.: *Awaryjność, niezawodność i ryzyko techniczne w energetyce ciepłej*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2008.
43. Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: *Pełzanie elementów turbin ciepłych*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1990.
44. Ewaluacja ex-post Programu „Bloki 200+ innowacyjna technologia zmiany reżimu pracy bloków energetycznych klasy 200 MWe”, Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, Warszawa, 2022.
45. Trzszczyński J.: *Diagnostyka zapewniająca bezpieczeństwo i wysoką dyspozycyjność bloków klasy 200 MW*. Energetyka, nr 12 (2018), s. 704-712.
46. Grzesiczek E., Rajca S., Reichel P.: *Diagnostyka turbozespołów na blokach eksploatowanych w trybie regulacyjnym*. Energetyka, nr 7 (2019), s. 492-494.
47. Grzelka R., Iwaniak A., Grzesiczek E.: *Diagnostyka i regeneracja łopatek wirników turbin parowych metodami spawania laserowego, napawania laserowego oraz nanoszenia powłok*. Energetyka, nr 12 (2015), s. 836-843.
48. Grzesiczek E., Rajca S.: *Uszkodzenia turbozespołów powodowane pracą regulacyjną oraz długotrwałymi postojami*. Energetyka, nr 12 (2016), s. 804-808.
49. Trzszczyński J., Gawron P., Murzynowski W.: *Wytyczne przedłużania eksploatacji zmodernizowanych bloków 100 MW – 360 MW*. Energetyka, nr 2 (2016), s. 792-799.
50. Rajca S., Danisz-Kuchta S.: *Problemy dotyczące układów łopatkowych turbin parowych związane z korozją postojową oraz gromadzeniem się osadów*. Energetyka, nr 6 (2014), s. 352-357.
51. Grzesiczek E., Rajca S.: *Przykłady uszkodzeń tarcz wirnikowych wywołanych przez korozję naprężeniową*. Energetyka, nr 12 (2005), s. 881-885.
52. Banaszkiwicz M.: *Steam turbines start-ups*. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, No. 126 (2014), s. 169-198.
53. Kosman W., Rusin A.: *Preheating procedure for fast start-ups of a steam turbine from a cold state*. E3S Web of Conferences, vol. 137 (2019).
54. Zapytanie o szacunkową wartość zamówienia na wykonanie usługi specjalistycznej-pomiarów parametrów bloków klasy 200 MW w ramach postępowania konkursowego „Program bloki 200+ innowacyjna technologia zmiany reżimu pracy bloków energetycznych klasy 200 MWe”. Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, Warszawa, 2019.

55. Nowak G., Rusin A., Łukowicz H., Tomala M.: *Improving the power unit operations flexibility by the turbine start-up optimization*. Energy, vol. 198 (2020).
56. [Online] <http://konradswirski.blog.tt.com.pl/trudna-praca-blokow-weglowych-w-polskim-systemie-energetycznym/> [Dostęp 03.03.2022]
57. Karczewski J., Szuman P.: *Praca bloku energetycznego biorącego udział w regulacji systemu elektroenergetycznego- badania symulacyjne i obiektowe*. Energetyka, nr 2 (2017), s. 89-95.
58. Domachowski Z.: *Regulacja automatyczna turbozespołów cieplnych*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2011.
59. Błaszczuk A., Papierski A., Susik M.: *Pompy w energetyce. Stan i perspektywy ograniczenia energochłonności*. Energetyka Ciepła i Zawodowa, nr 9 (2012), s. 50-53.
60. Klimacki Z.: *Układy połączeń parowych i zasadnicze schematy regulacyjne bloku kocioł-turbina z przegrzewem międzystopniowym*. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk, Warszawa-Poznań, 1961.
61. Rataj Z.: *Wpływ minimalnego i maksymalnego obciążenia bloków 200 MW na pracę kotłów OP 650*. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1994.
62. Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/75/UE z dnia 24 listopada 2010 r. w sprawie emisji przemysłowych (Dz. Urz. UE L 334 z 17.12.2010)
63. Decyzja wykonawcza Komisji (UE) 2017/1442 z dnia 31 lipca 2017 r. ustanawiająca konkluzje dotyczące najlepszych dostępnych technik (BAT) w odniesieniu do dużych obiektów energetycznego spalania zgodnie z dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/75/UE.
64. Trzeszczyński J.: *Bezpieczeństwo i dyspozycyjność urządzeń energetycznych w ostatniej fazie ich eksploatacji*. Energetyka, nr 7 (2019), s. 479-484.
65. Dhurvey S., Soni P. K.: *Preventive Maintenance of Steam Turbine used In Thermal Power Plant by Reliability investigation and FMEA*. International Journal of Science and Research, vol. 7 (2018), s. 18-22.
66. Latcovich J., Astrom T., Frankhuizen P., Hamberg H., Keller S.: *Maintenance and Overhaul of Steam Turbines*. International Association of Engineering Insurers 38th Annual Conference, Moscow, 2005.
67. Christ T.J, Drosjack M.J.: *Steam turbine risk assessment- a tool to assist in optimizing inspection and overhauls of industrial steam turbines*. Proceedings of the 26th Turbomachinery Symposium, Houston, 1997.
68. Zarządzenie Ministrów Górnictwa i Energetyki oraz Gospodarki Materiałowej i Paliwowej z dnia 31 lipca 1987 r. w sprawie szczegółowych zasad eksploatacji turbin parowych. M.P. 1987 nr 24 poz. 193.
69. Juneja R., Wadhwa H.: *Study on Turbine Maintenance: Overhauling, Emergency shutdown, Fault trading*. International Journal of Mechanical Engineering, vol. 3 (2016).
70. Gozdowiak A., Kisielewski P.: *Model turbiny parowej z regulatorem*. Prace naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej, nr 69 (2013), s. 413-420.

71. Nowicki R.: *Nadobroty: skutki, systemy detekcji i zabezpieczenia*. Napędy i sterowanie, nr 10 (2015), s. 86-100.
72. [Online] <https://www.wnp.pl/wiadomosci/awarie-turbin-parowych,-4547.html> [Dostęp 04.03.2020].
73. Bujak M.: *Wycieczka do Elektrociepłowni*. Na Powiślu, nr 40 (2016), s 12-14.
74. [Online] <https://www.ecol.com.pl/pl/czyszczenie-chemiczne/czyszczenie-piana-chemiczna-wirnikow-turbin-i-maszyn-wirujacych/> [Dostęp 04.03.2022]
75. Dobosiewicz J., Trzeszczyński J.: *Dlaczego należy badać otwory centralne wirników turbin parowych?* Energetyka nr 5 (1992), s. 181-182.
76. Murakami Y.: *Stress intensity factors handbook*. Pergamon Press, 1987.
77. Tomala M., Rusin A., Wojacek A.: *Risk-Based Planning of Diagnostic Testing of Turbines Operating with Increased Flexibility*. Energies, 13(13) (2020), 3463.
78. Rusin A., Tomala M.: *Steam turbine maintenance planning based on forecasting of life consumption processes and risk analysis*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, vol. 24(3) (2022), s. 395–406.
79. British Electricity International: *Turbines Generators and Associated Plant*. Pergamon, 1991.
80. Golan O., Arbel A., Eliezer D., Moreno D.: *The applicability of Norton's creep power law and its modified version to a single-crystal superalloy type CMSX-2*. Materials Science and Engineering, (1996), s.125-130.
81. Rusin A., Tomala M.: *Planning of steam turbine maintenance based on forecasting of degradation processes and the associated operational risk*. High Temperature Plant: Materials, Insection, Monitoring & Assessment, London, (2020).
82. Dobosiewicz J.: *Kryteria oceny stanu wirników turbin parowych*. Energetyka, nr 11 (1999), s. 564-566.
83. Du Q-W., Zheng Z-L., Xie Y-H.: *Optimization on start-up process of high-pressure rotor for large power steam turbine*. Thermal Science, vol. 20(3) (2016), s. 815-822.
84. Ji D-M., Sun J-Q., Dui Y., Ren J-X.: *The optimization of the start-up scheduling for a 320 MW steam turbine*. Energy, vol. 125 (2017), s. 345-355.
85. Taler J., Węglowski B., Pilarczyk M.: *Monitoring of thermal stresses in pressure components using inverse heat conduction methods*. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, vol. 27(3) (2016), s. 740-756.
86. Dettori S., Maddaloni A., Galli F., Colla V., Bucciarelli F., Checcacci D., Signorini A.: *Steam Turbine Rotor Stress Control through Nonlinear Model Predictive Control*. Energies, 14 (2021), 3998.
87. Hübel M., Meinke S., Andrén MT., Wedding C., Nocke J., Gierow C., Hassel E., Funkquist J.: *Modelling and simulation of a coal-fired power plant for start-up optimization*. Applied Energy, vol. 208 (2017), s. 319-331.
88. Pilarczyk M., Węglowski B., Nord L.O.: *A Comprehensive Thermal and Structural Analysis of a Boiler's Steam Outlet by Means of a Dedicated Algorithm and FEM Simulation*. Energies, 13(1) (2020), 111.

89. Rusin A., Nowak G., Lipka M.: *Practical algorithms for online thermal stress calculation and heating process control*. Journal of Thermal Stresses, vol. 37 (2014), s. 1286-1301.
90. Ko H.O., Jung M.J., Choi J.B.: *Development of Green's function approach considering temperature-dependent material properties and its application*. Nuclear Engineering and Technology, vol. 47 (2014), s. 101-108.
91. Banaszkiwicz M., Badur J.: Practical methods for online calculation of thermoelastic stresses in steam turbine components. Selected problems of contemporary thermomechanics, IntechOpen, 2018.
92. Zhang H.L., Liu S., Xie D., Xiong Y., Yu Y., Zhou Y, Guo R.: *Online fatigue-monitoring models with consideration of temperature dependent properties and varying heat transfer coefficients*. Science and Technology of Nuclear Installations, (2013).
93. Rusin A., Tomala M., Łukowicz H., Nowka G., Kosman W.: *On-Line Control of Stresses in the Power Unit Pressure Elements Taking Account of Variable Heat Transfer Conditions*. Energies, 14(15) (2021).
94. Mukhopadhyay N.K., Dutta B.K., Kushwaha H.S.: *On-line fatigue-creep monitoring system for high-temperature components of power plants*. International Journal of Fatigue, vol. 23 (2001), s. 549-560.
95. Song G., Kim B., Chang S.: *Fatigue life evaluation for turbine rotor using Green's function*. Procedia Engineering, vol. 10 (2011), s. 2292-2297.
96. Lee Y.L., Tjhung T.: Rainflow Cycle Counting Techniques, w Lee Y.L., Barkey M.E., Kang H.T.: *Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-solving Techniques for Computer-aided Engineering*. Elsevier, 2011.
97. Węglowski B., Pilarczyk M.: *Analysis of long-term operation of the steam boiler live-steam outlet header and assessment of the feasibility of the header operation during accelerated start-ups*. E3S Web of Conferences, vol. 137 (2019), 01041.
98. Dachyar M., Nurcahyo R., Tohir Y.: *Maintenance strategy selection for steam Power plant in range of capacity 300-625 MW in Indonesia*. ARPN Journal of Engineering and applied Sciences, vol. 13 (2018), s. 2571-2580.
99. [Online] <https://www.roadtoreliability.com/types-of-maintenance> [Dostęp 29.06.2022]
100. Trzeszczyński J.: *Możliwość i warunki przedłużania czasu eksploatacji zrewitalizowanych elementów stalowych turbin parowych*. Energetyka, nr 6 (2011), s. 340-342.
101. [Online] https://assetinsights.net/Glossary/G_Time_Based_Maintenance.html [Dostęp 29.06.2022]
102. [Online] <https://www.reliableplant.com/condition-based-maintenance-31823> [Dostęp 29.06.2022]
103. [Online] <https://www.arcweb.com/blog/iiot-expands-maintenance-maturity-model> [Dostęp 29.06.2022]
104. Melani A.H.A., Murad C.A., Netto A.C., Souza G.F.M., Nabeta S.I.: *Criticality-based maintenance of a coal-fired power plant*. Energy, vol. 147 (2018), s. 767-781.

105. [Online] <https://www.fixsoftware.com/maintenance-strategies/risk-based-maintenance/> [Dostęp 29.06.2022]
106. [Online] <https://www.munichre.com/hsb/en.html> [Dostęp 29.06.2022]
107. [Online] <https://tqmsoft.com/pl/qnowhow/2019-07-12/jakie-korzysci-daje-standard-rcm-reliability-centered-maintenance> [Dostęp 29.06.2022]
108. [Online] <https://balticberg.pl/oferta/utrzymanie-ruchu-i-zarzadzanie-techniczne/%E2%80%A2programy-optimalizacji-kosztow-utrzymania-ruchu/> [Dostęp 29.06.2022]
109. Trzeszczyński J., Dobosiewicz J., Stanek R.: *Bezpieczny i dyspozycyjny blok klasy 200 MW*. Energetyka, nr 12 (2019), s. 813-821.
110. Trzeszczyński J., Sobczyszyn A., Staszalek K., Stanek R., Rajca S.: *Diagnostyka długoeksploatowanych bloków energetycznych przeznaczonych do pracy regulacyjnej*. Energetyka, nr 6 (2017), s. 395-403.
111. Napadłek W., Chrzanowski W., Woźniak A.: *Analiza procesów zużywania łopat w niskoprężnej strefie turbiny parowej*. Eksploatacja i Testy, nr 12 (2016), s. 1229-1234.
112. Hlebowicz J.: *Badania nieniszczące otworu centralnego wirników turbin mocy 120 i 200 MW*. Energetyka, nr 1 (1992), s. 17-19.
113. [Online] <http://fightson.pl/pl/badania-struktury-metoda-replik/> [Dostęp 30.06.2022]
114. Borkowski K., Ćwik K., Biskup K.: *Pasywne metody magnetyczne – wstęp do badań kryminalistycznych*. Problemy Kryminalistyki, nr 291(1) (2016), s. 29-33.
115. [Online] <https://www.resurs.pl/energodiagnostyka/zastosowaniampm.html> [Dostęp 30.06.2022]
116. Rajca S., Grzesiczek E.: *Podejście Pro Novum do oceny stanu technicznego łopatek części NP turbiny 200 MW na podstawie wieloletnich doświadczeń oraz ostatnich wyników badań*. Energetyka, nr 12 (2014), s. 798-801.
117. Zientek P.: *Metody badań nieniszczących wybranych elementów konstrukcji turbozespołu małej mocy*. Napędy i sterowanie, nr 3 (2017), s. 114-119.
118. Norma PN-EN 10371: Metale- Metoda badania małym stemplem
119. Fleury E., Ha J.S.: *Small punch tests to estimate the mechanical properties of steels for steam power plant: I. Mechanical strength*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 75 (1998), s. 699-706.
120. Klevtsov I., Dedov A., Molodtsov A.: *Using of small punch test for determination of tensile properties for power plant steel*. 6th International DAAAM Baltic Conference INDUSTRIAL ENGINEERING, Tallin, 2008.
121. Chica J.C., M.: *Improved correlation for elastic modulus prediction of metallic materials in the Small Punch Test*. International Journal of Mechanical Sciences, vol. 134 (2017), s. 112-122.
122. Contreras M.A., Rodríguez C., Belzunce F.J., Betegón C.: *Use of the small punch test to determine the ductile-to-brittle transition temperature of structural steel*. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, vol. 31 (2008), s. 727-737.

123. Rusin A., Bieniek M., Wojaczek A.: Wyznaczanie własności materiałowych stali energetycznych metodą SPT, w Rusin A.: *Wybrane aspekty eksploatacji i diagnostyki bloków energetycznych nowych generacji*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2015, s. 447-461.
124. Rusin A., Wojaczek A., Tomala M.: *Analysis and management of operating risk created by turbine operation under flexible regimes*. E3S Web of Conferences, vol 137 (2019), 01026.
125. Norma PN-EN ISO 148-1: Metale-Próba udarności sposobem Charpy'ego- Część 1: Metoda badania
126. Lewi A.: *Ultradźwiękowe badania nieniszczące własności mechanicznych cienkich elementów konstrukcyjnych*. Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk, Warszawa 2010.
127. Shekhter A., Croker A.B.L., Hellier A.K., Moss C.J., Ringer S.P.: *Towards the correlation of fracture toughness in an ex-service power generating rotor*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 77 (2000), s. 113-116.
128. Fleury E.: *Small punch tests to estimate the mechanical properties of steels for steam power plant: II. Fracture toughness*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 75 (1998), s. 707-713.
129. Dobosiewicz J., Grzesiczek E.: *Regeneracja głównych sprzęgieł turbozespołów*. Energetyka, nr 10 (1998), s. 433-434.
130. Florian M., Dalsgaard Sorensen J.: *Risk-based planning of operation and maintenance for offshore wind farms*. Energy Procedia, vol. 137 (2017), s. 261-272.
131. Grzesiczek E., Trzeszczyński J., Rajca S.: *Możliwość wydłużania czasu eksploatacji elementów części przepływowych turbin parowych*. Energetyka, nr 12 (2003), s. 831-842.
132. Rusin A., Wojaczek A.: *Improving the availability and lengthening the life of power unit elements through the use of risk-based maintenance planning*. Energy, Vol. 180 (2019), s. 28-35.
133. [Online] <https://www.ure.gov.pl/pl/urząd/informacje-ogolne/edukacja-i-komunikacja/publikacje/seria-wydawnicza-bibli/kontrakty-dlugotermino/1306,Tabela-nr-3.html> [Dostęp 15.06.2022]
134. Tomala M., Rusin A.: *Risk-Based Operation and Maintenance Planning of Steam Turbine with the Long In-Service Time*. Energies, 15(14) (2022), 5019.