

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ
СІКОРСЬКОГО»**

Інститут атомної та теплової енергетики

(повна назва факультету)

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

(повна назва кафедри)

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(ініціали, прізвище)

«__» _____ 2024 р.

**Дипломний проєкт
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-професійною програмою
«Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
на тему:**

«Оцінка залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130
енергоблоку для типової західної ТЕЦ»

Виконав: студент VI курсу, групи ТУ-21мн

(шифр групи)

П'ятачук В'ячеслав Степанович

(Прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник: д.т.н. Черноусенко Ольга Юріївна

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Консультант:

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по
батькові)

(підпис)

Рецензент: _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по батькові)
(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2024 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти — магістр
Спеціальність — 144 «Теплоенергетика»
Освітньо-професійна програма «ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА ТА
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

Ольга
ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис) (Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

«__»_____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

П'ятачуку В'ячеслау Степановичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту «Оцінка залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку для типової західної ТЕЦ»

керівник проєкту д.т.н. Черноусенко Ольга Юріївна
(Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «_____»_____ 2024

2. Термін подання студентом проєкту _____

3. Об'єкт дослідження Оцінка залишкового ресурсу ротора середнього тиску парової турбіни К-200-130 з урахуванням конструкційних змін та схемних рішень.

4.Перелік графічного матеріалу.

Епюри розподілу температур та напружено-деформованих станів РСТ при пуску з різних станів.

5. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
	Огляд літератури		
	Створення геометричної моделі РСТ		
	Розрахунок ТС та НДС РСТ		
	Розрахунок малоциклової втомлюваності і ресурсу		
	Оцінка впливу ремонтних відновлень		
	Визначення залишкового ресурсу РСТ		
	Оформлення пояснювальної записки		
	Захист МД		

Студент

(підпис)

Керівник

(підпис)

В'ячеслав П'ятачук

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

АНОТАЦІЯ

Більшість стаціонарних парових турбін в Україні, що мають потужність 200 МВт і працюють в базових та маневрових режимах, вже перевищили свій запланований термін експлуатації. Під час експлуатації виникають дефекти в турбінному обладнанні, які суттєво впливають на його ресурс. Оцінка впливу ремонтних робіт на залишковий ресурс є важливою для забезпечення надійного енергозабезпечення та зниження витрат на введення нових енергоблоків.

Ця дисертаційна робота спрямована на вивчення впливу ремонтних робіт на залишковий ресурс РСТ турбіни К-200-130 та аргументацію можливості подовження його експлуатації за допомогою ефективного управління ресурсом та технологічних модернізацій. Щоб досягти цієї цілі поставлено наступні завдання: аналіз технічного стану РСТ парової турбіни К-200-130; оцінка залишкового ресурсу, а також утомленості мало-циклової та статичної.

Ідеєю дослідження є можливість подовження терміну служби РСТ турбіни К-200-130. Об'єктом дослідження є оцінка залишкового ресурсу РСТ парової турбіни К-200-130 з урахуванням конструкційних змін та схемних рішень.

Науковою новизною отриманих результатів є розв'язання проблеми ефективного управління ресурсами енергетичного обладнання: поліпшення визначення технічного стану та потреб у ремонтних роботах ротора; розрахунок мало-циклової та статичної утомленості і розроблення пропозицій з підвищення надійності роботи ротора; удосконалення оцінки і співставлення залишкового ресурсу до і після конструктивних змін у роторі; оцінка впливу подачі гарячого пару на кінцеві ущільнення на мало-циклову та статичну втомленість, циклічну пошкоджуваність та залишковий ресурс ротора.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наданні розрахункових даних щодо технічного стану, оцінки мало-циклової та статичної утомленості та залишкового ресурсу турбіни К-200-130 з оцінкою реальних

умов експлуатації та останніх ремонтних робіт, а також у наданні обґрунтованих рекомендацій щодо продовження роботи турбіни.

SUMMARY

The majority of stationary steam turbines in Ukraine, with a capacity of 200 MW, operating in both standard and flexible modes, have reached the end of their operational lifespan. Throughout their operation, turbine equipment exhibits defects that significantly impact its longevity. Assessing the effects of repairs on the remaining lifespan is crucial for ensuring reliable energy production and reducing costs associated with the implementation of new power units.

The aim of the dissertation is to assess the influence of repairs on the residual lifespan of the automatic safety valve at the fuel filling station of the turbine K-200-130, and to provide justification for extending this lifespan through cost-effective modernization technologies and residual resource management. This objective is pursued by addressing the following tasks: investigating the technical condition and necessary repair and restoration works on the fuel filling complex of the turbine K-200-130, and evaluating low-cycle and static fatigue, as well as the remaining resource.

The focus of the study is on extending the operational life of the gas turbine filling station for the K-200-130 turbine. The research delves into assessing the remaining lifespan of the fuel cell of the turbine's fuel filling complex, taking into account structural modifications and circuitry adjustments.

The research introduces innovative approaches to tackle the urgent issue of managing energy equipment resources. This entails refining the assessment of technical condition and required maintenance for fuel filling complexes, evaluating low-cycle and static fatigue, and suggesting measures to improve the reliability of gas filling complexes. Furthermore, it involves enhancing the evaluation and comparison

of residual resources before and after structural modifications, as well as assessing the impact of high-temperature steam supply on end seals in terms of low-cycle and static fatigue, cyclic damage, and remaining lifespan of the fuel filling complex.

The practical significance of the findings includes furnishing calculated data on the technical condition, necessary repairs, and remaining resource of the KS-200-130 turbine's gas turbine filling station, taking into account real operational conditions and repair outcomes. Additionally, the recommendations concerning the feasibility of continued valve operation are justified.

ЗМІСТ

Перелік скорочень.....	9
Вступ.....	10
1. Аналіз літературних джерел та постановка задачі дослідження ресурсних показників елементів турбінного обладнання.....	11
2. Режими роботи і технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС.....	12
2.1 Коротка характеристика турбіни К-200-130.....	12
2.2. Режими роботи турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС.....	17
2.3. Технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС.....	20
3. Розрахункова модель дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС.....	23
3.1. Геометрична та скінченно-елементна модель ротора СТ парової турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС..	23
3.2. Математична модель розрахунку теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску енергоблоку типової західної ТЕС..	26
3.3. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора СТ турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС.....	31
4. Дослідження ресурсних показників ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС.....	48
4.1. Математична модель розрахунку залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130.....	48
4.2. Розрахунок накопиченого пошкодження та залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС...	53

Висновки....	62
Рекомендації.....	66
Список використаної літератури.....	68

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

БуТЕС – Бурштинська теплова електрична станція;
ГНД – галузевий нормативний документ;
ГС – гарячий стан металу;
ГУ – граничні умови;
МСЕ – метод скінченних елементів;
МЦВ – малоциклова втома;
НДС – напружено-деформований стан;
НС – неостиглий стан металу;
ОЕС – об'єднана енергетична система;
ПКУ – передні кінцеві ущільнення;
ППР – планово-попереджувальний ремонт;
ПТУ – паротурбінна установка;
РВТ – ротор високого тиску;
РСТ – ротор середнього тиску;
САПР – система автоматизованого проектування;
СТ – середній тиск;
ТЕЦ – теплоелектроцентраль;
ТС – тепловий стан;
ХС – холодний стан металу;
ЦВТ – циліндр високого тиску;
ЦСТ – циліндр середнього тиску.

ВСТУП

Теплові електростанції мають важливе значення для виробництва електроенергії в Україні. Забезпечення ефективної роботи цих станцій на високому рівні є стратегічно важливим завданням. На дату 31.08.2022 року всі 75 енергоблоків теплоелектростанцій в Україні вже вичерпали свій ресурс. Науково-технічне обґрунтування можливості продовження терміну їхньої експлуатації стає актуальним та пріоритетним завданням.

Напрацювання енергоблоку теплової електростанції, що розглядається, складає 289 875 годин, при цьому здійснено 1452 запуски з трьох теплових станів. Згідно з нормативним документом СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 "Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій", допустимий ресурс турбіни К-200-130 становить 220 тис. годин при парковому числі запусків 800.

Накопичений досвід у експлуатації подібного обладнання на різних електричних станціях дає змогу продовжувати допустимий термін роботи турбінного устаткування що перевищить парковий ресурс. У сфері енергетики існує ряд нормативних документів, які визначають порядок та частоту контролю, а також можливість продовження строку експлуатації енергетичного устаткування.

Розрахунок індивідуального ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 проводиться із застосуванням комплексного підходу, що передбачає врахування результатів неруйнівного контролю металу з перевірочними розрахунками на міцність і довговічність, а також детальне вивчення індивідуальної історії експлуатації блоку. На етапі контролю стану металу енергетичного обладнання, що пропрацювало тривалий термін додатково слід дослідити можливість вибору раціональних коефіцієнтів запасу міцності металу, що можливо при проведенні спеціальних експериментальних досліджень [8-12].

1. Аналіз літературних джерел та постановка задачі дослідження ресурсних показників елементів турбінного обладнання

Робота енергоблоку на тепловій електростанції в режимі маневрування (для покриття пікових навантажень) має значний вплив на надійність парових турбін, які є одними з найбільш аварійно-небезпечних елементів таких станцій. Для забезпечення мінімальних навантажень знижується робоче навантаження вугільних теплових електростанцій з примусовою зупинкою на ніч протягом 4–6 годин і їх подальший запуск з гарячого стану. Такі нестандартні режими роботи призводять до збільшення зношення енергоблоків, супроводжуються витратами палива, які перевищують норму, і можуть створювати небезпеку для енергоблоків через перевищення критичного тиску, особливо у зв'язку з наявністю в них товстостінних елементів та особливостей їх нагріву при непередбачених режимах роботи.

Метою дисертаційної роботи є розрахункове дослідження накопиченого пошкодження та залишкового ресурсу РСТ турбіни К-200-130 блоку типової західної ТЕС для обґрунтування можливості продовження строку експлуатації.

Дослідження включають в себе аналіз теплових та напружено-деформованих станів, накопиченого ушкодження та залишкового ресурсу ротора середнього тиску парової турбіни К-200-130. Цей аналіз базується на сучасних математичних методах моделювання, що ґрунтуються на принципах нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл. Для цього використовуються аналітичні методи розв'язання математичних фізичних задач та розрахункові методи інженерного аналізу.

Аналіз теплових та напружено-деформованих станів ротора середнього тиску для різних моментів часу проводиться з використанням просторового 3D-моделювання, яке враховує основні геометричні особливості конструкції та результати ремонтних робіт під час планового капітального

обслуговування турбоустановки. Для розрахунків використовується метод кінцевих елементів для дискретизації розрахункового простору.

2. Режими роботи і технічний аудит парової турбіни К-200-130

2.1 Коротка характеристика турбіни К-200-130

З метою оцінки стану металу корпусних деталей турбіни, а також роторів ВТ і СТ5 проведено вивчення та систематизація експлуатаційної та ремонтної документації за результатами контролю металу елементів енергообладнання, його пошкоджуваності, результатами дослідження вирізок і пошкоджених елементів за весь період експлуатації.

На підставі аналізу матеріалів обстеження зроблені висновки і рекомендації, а також визначені терміни подальшої експлуатації турбіни.

Коротка характеристика турбіни К-200-130 (заводський №1227)

Номінальна потужність 210000 кВт

Тиск свіжої пари (перед стопорним клапаном) - 130 ата.

Температура свіжої пари 540°C.

Тиск проміжного перегріву пара (перед ЦСТ) - 24 ата.

Температура проміжного перегріву пара - 5400 С.

Турбіна парова конденсаційна без регульованих відборів пари типу К-210-130 є одновальний трициліндровий агрегат з одним проміжним перегрівом пара номінальною потужністю 210000 кВт і максимальною 215000 кВт при 3000 об / хв.

Турбіна застосовується для прямого приводу генератора змінного струму типу ТГВ-200-2МУЗ потужністю 200000 кВт і напругою на клеммах 15750 У заводу "Електроважмаш". Турбіна призначена для роботи при наступних номінальних параметрах:

- 1) абсолютний тиск гострої пари перед автоматичними СК 130 кгс / см^2 ;
- 2) температура гострого пара перед автоматичними СК 500 ° С;
- 3) абсолютний тиск пара після промперегрева перед входом в автоматичні СК ЦСТ при номінальному режимі 25,3 кгс / см^2 ;
- 4) температура пара після промперегрева перед входом в автоматичні СК ЦСТ 500 ° С;
- 5) абсолютний тиск пари на виході з ЦВТ при номінальній потужності 28,9 кгс / см^2 ;
- 6) температура пари на виході з ЦВТ при номінальній потужності 302 °С;
- 7) кількість охолоджуючої води, що проходить через конденсатори, становить 25000 м^3 / ч, розрахункова температура на вході в ОК 10 ° С і розрахункове абсолютний тиск в ОК 0,038 кгс / см^2 ;
- 8) максимальне абсолютне тиск в зоні регулюючої ступені 98 кгс / см^2 ;
- 9) максимальна витрата пари на турбіну - 670 т / год;
- 10) витрата пара на Х.Х. становить 30 т / год

Турбіна має сім нерегульованих відборів пари, призначених для підігріву живильної води в ПНД, деаератори і ПВД до температури 260 ° С при номінальному навантаженні турбіни. Дані про відборах пара для потреб регенерації наведені в табл. Ці дані відповідають номінальній потужності, номінальним параметрам гострого пара і температурі охолоджуючої води 10°С.

Турбіна являє собою одновальний агрегат, що складається з трьох циліндрів. ЦВТ має 12 ступенів, перша з яких регулююча. Промперегрів

здійснюється між ЦВТ і ЦСТ, які мають 11 ступенів. ЦНТ двухпоточний і має по чотири ступені в кожному потоці.

Корпуси ЦВТ і ЦСТ виготовлені з жароміцної сталі марки 15Х1М1ФЛ. РВТ суцільно кований, виготовлений зі сталі Р2М. У РСТ перші сім дисків (ступенів) викувані заодно з валом, а чотири останніх диска насадні. РНТ складається з валу, на який насаджені вісім дисків.

Ротори турбіни виконані гнучкими. РВТ і РСТ з'єднані між собою жорсткою муфтою і мають загальний середній підшипник. РСТ і РНТ з'єднані напівгнучкою муфтою.

Турбіна має сопловий паророзподіл. Гостра пара підводиться до двох окремо розташованих СК ЦВТ діаметром 255 мм. До клапанів є перемичка діаметром 175 мм для вирівнювання тиску між паропроводами. У парових коробках СК встановлені металеві сита, що оберігають від попадання сторонніх предметів в турбіну. Пройшовши СК, пар надходить до чотирьох РК. За СК також є перемичка діаметром 175 мм, що дозволяє виробляти послідовну перевірку роботи СК на працюючій турбіні шляхом повного їх закриття. Кожен з чотирьох РК подає пар до однієї із соплових коробок, що вварені в корпус. Соплові сегменти першої (регулюючої) ступені ЦВТ встановлені в соплових коробках. Паровпуск ЦВТ знаходиться з боку другого підшипника, відповідно, РВТ виконаний лівого обертання.

Зустрічний напрямок потоків пара в ЦВТ і ЦСТ виконано з метою компенсації осьових зусиль на наполегливому підшипнику. Пройшовши регулюючу щабель і одинадцять проміжних ступенів тиску ЦВТ, пар за двома паропроводах направляється в ПП модулі ПГ, звідки надходить до двох СК ЦСТ. Після СК ЦСТ по чотирьом пропускних трубах пар надходить до чотирьох РК ЦСТ, які на відміну від РК ЦВТ регулюють витрата пара тільки в діапазоні до 30% $N_{\text{ном}}$. При великих навантаженнях РК ЦСТ повністю відкриті і в регулюванні потужності не беруть участь. Після РК

ЦСТ пар проходить 11 ступенів ЦСТ і з параметрами $P = 1,3 \text{ кгс / см}^2$ і $T = 150^\circ \text{ C}$ за двома пропускних трубах діаметром 1,52 м направляється в дво потоковий ЦНТ. Кожен потік ЦНТ складається з чотирьох ступенів. Особливість проточної частини ЦНТ - третя двох'ярусна ступінь (ступінь Баумана). З верхнього ярусу пар направляється в ОК, а з нижнього - в останню, четверту ступінь ЦНТ і через неї - в ОК. До вихлопних патрубків ЦНТ приварені конденсатори, з'єднані між собою зрівняльним патрубком.

Для видалення пари паропроводів ДПП після відключення турбіни (закриття СК ЦВТ і ЦСТ) виконані скидні лінії електро приводної арматури на паропроводах ДПП для скидання пари в приймальний пристрій конденсатора. Фікс-пункт турбіни розташований на середній рамі передньої частини ЦНТ, і розширення турбіни відбувається в сторону переднього підшипника (до 30 мм) і незначно (до 3 мм) - в сторону генератора. Для зниження температурних напружень в корпусі (фактор, що обмежує швидкість пуску) і поліпшення умов пуску турбіни передбачені парової обігрів фланців і шпильок ЦВТ і ЦСТ і підведення гострого пара на передні ущільнення ЦВТ.

Для забезпечення правильного режиму роботи і дистанційного керування системою дренажів при пусках і зупинках турбіни передбачено групове дренування через розширювач дренажів в конденсатор. Корпус турбіни і виступаючі під підлогою частини корпусів СК облицьовуються поверх теплоізоляційного шару спеціальної металевою обшивкою. Температура на поверхні ізоляції не повинна перевищувати 50° C .

Загальна вага турбіни (без конденсатора, ежекторів та іншого допоміжного обладнання) становить 540т. Вага найбільш важких елементів турбіни для монтажу (нижні частини корпусу ЦНТ) 70 т, для експлуатації (кришка ЦНТ в зборі) - 70 т. Вага найбільш важких частин генератора для монтажу (статор) 210 т і для експлуатації (ротор) 50т.

Для рівномірного прогріву і охолодження ротора турбіна забезпечена валом обертовим пристроєм, що обертає ротор турбіни з частотою обертання 3,4 об / хв. Воно приводиться в обертання від електродвигуна потужністю 30 кВт. Передбачено дистанційне керування валом обертовим пристроєм з місцевого щита.

Карта пуску енергоблоку ТЕС для режиму пуску з холодного ХС і неостиглого станів за типом НС-1 і НС-2 приведена в таблиці 2.1

Таблиця 2.1-Карта пуску енергоблоку 200 МВт ТЕС для режимів ХС, НС-1, НС-2.

Найменування етапу або параметра	Одиниця виміру	Пуск з холодного стану (ХС)	Пуск з неостиглого стану (НС-1)	Пуск з неостиглого стану (НС-2)
Температура металу ЦСТ перед пуском	°C	нижче 150	205-300	405-460
Підготовчий етап	хв	30	30	30
Подача пара на ущільнення, набір вакууму, розпалювання форсунок (до поштовху ротора)	хв	165	115	85
Набір оборотів до 500 об / хв	хв	3	2	1
Витримка при 500 об / хв	хв	12	5	2
Набір від 500 до 1200 об / хв	хв	20	5	3
Витримка на хол. ходу, синхронізація	хв	30	5	3

Час від поштовху до синхронізації	хв	75	25	15
Загальний час від розпалювання до включення в мережу	хв	240	140	100
Первісна навантаження	МВт	5-7	5-7	10
Витримка при первісній навантаженні при пост. параметрах	хв	30	-	-
Навантаження до 30 МВт	хв	75	25	10
Витримка при 30 МВт при постійних параметрах	хв	15	-	-
Навантаження від 30 до 210 МВт	хв	165	155	60
Загальна тривалість навантаження	хв	285	180	70
Загальний час пуску енергоблоку	хв	555	350	200

2.2. Режими роботи турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС

Режими запуску енергоблоку на звичайній західній тепловій електростанції визначаються у відповідності до значення в барабані котла тиску, і в залежності від температури паропроводів та металу ЦВТ в зоні

регулювання турбіни. Відповідно до Інструкції з запуску блоку з різних теплових станів ТЕС, блок вважається:

- 1) неостиглим при тиску в барабані котла менше 3 атмосфер і температурі металу від 155 до 250 °С;
- 2) гарячим при тиску в барабані котла 3 атмосфери і більше, і температурі металу більше 455 °С;
- 3) холодним при нульовому тиску в барабані котла та температурі металу турбіни не більше 150 °С.

Карта запуску енергоблоку типової західної ТЕС для режиму запуску з холодного (ХС), неостиглого (НС) та гарячого станів (ГС) наведена в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Карта пуску енергоблоку типової західної ТЕС з різних теплових станів

Назва етапу або параметра	Один. вим.	Пуск блоку з холодного стану		Пуск блоку з неостиглого стану		Пуск блоку з гарячого стану				
Температура металу ЦВТ перед поштовхом	°С	до 100	105-150	155-200	205-250	255-300	305-350	355-420	430-460	465-500
Перевірка ізоляції кабелів і ел. двигунів, захистів блоку	хв.	180	180	180	180	-	-	-	-	-
Деаерація води, заповнення котла	хв.	60	60	60	60	60	-	-	-	-
Набір вакууму	хв.	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Від розпалювання до поштовху	хв.	70		85	90	110	120	120	120	120
До 500 об/хв / витримка	хв.	3 / 10	3 / 7	3 / 4	3 / 3	2 / 2	2 / 2	1 / 1	1 / 1	1 / 1
До 1200 об/хв / витримка	хв.	5 / 10	3 / 7	3 / 5	3 / 4	3 / 2	3 / 2	2 / -	2 / -	2 / -
До 3000 об/хв / витримка	хв.	5 / 20	5 / 15	5 / 5	3 / 4	3 / 3	3 / 3	3 / 3	3 / 3	3 / 3
Від розпалення до включення в ел. мережу	г. хв.	2 ⁰³	1 ⁵⁰	1 ⁵⁰	1 ⁵⁰	2 ⁰⁵	2 ¹⁵	2 ¹⁰	2 ¹⁰	2 ¹⁰
Початкове навантаження	МВт	5-7	7-8	8	10	12	15	18-20	20-25	25-30
Витримка при початковому навантаженні	хв.	25	20	20	15	10	10	5	5	5
Підняття параметрів до 30 МВт	хв.	25	20	20	15	15	10	5	5	5
Навантаження від 30 до 150 МВт	хв.	160	150	130	115	90	75	45	35	20
Загальний час пуску блоку	г. хв.	10 ¹³	9 ⁴⁰	9 ²⁰	8 ⁵⁵	5 ⁴⁰	4 ³⁰	3 ⁴⁵	3 ³⁵	3 ¹⁰

2.3. Технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС

Станом на 02.06.2022 р. напрацювання ротора середнього тиску енергоблоку типової західної ТЕС становить 289 875 год. при загальній кількості запусків з різних теплових станів 1452.

Даний ротор середнього тиску експлуатувався на енергоблоці однієї західної ТЕС до 2005 р. та був встановлений на енергоблок №7 у 2011 р. під час реконструкції блоку протягом 2007-2012 рр. На момент встановлення напрацювання даного РСТ складало 225 196 год при 1109 пусках. Від моменту завершення реконструкції (2012 р.) до поточного часу (2022 р.) додаткове напрацювання ротора середнього тиску склало 64 679 год при 343 пусках.

Докладна інформація про розподіл запусків за тепловими станами доступна за весь період експлуатації з 1965 року до поточного моменту. Станом на 2 червня 2022 року кількість запусків енергоблоку залежно від теплового стану металу складає: з холодного стану – 370 (25,5%), з неостиглого стану – 700 (48,2%), з гарячого стану – 382 (26,3%).

Для оцінки стану елементів високих температур РСТ енергоблоку типової західної теплової електростанції було проведено аналіз та організацію структурованої документації про експлуатацію та ремонт енергетичного обладнання, яка включає в себе дані про контроль металу та виявлені пошкодження.

Під час попередньої реконструкції енергоблоку в період з 2007 по 2012 роки контролювалися деталі основної частини турбіни К-200-130 (згідно з висновком № 15947 Лабораторії металів від вересня 2009 року). Останній огляд та магнітно-порошкова дефектоскопія частини суцільно-кованого валу РСТ, робочих лопаток, направляючих, насадних дисків та діафрагм, а також бандажних кріплень на яких не було виявлено дефектів.

Під час останнього капремонту енергоблоку в 2022 р. службою металів та зварювання підготовлено відомість дефектів та пошкоджень РТС турбогенератора К-200-130 ст. № 7. В ході діагностування було виявлено 10 кільцевих тріщин (рис. 2.1) в областях ущільнюючих поверхонь та термо компенсаційних канавок ПКУ, а також в області галтельного скруглення між 13 ступенем тиску та проміжним кормовим ущільненням (№ 10 на рис. 2.1). Геометричні характеристики даних дефектів не відповідають вимогам СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004 та ТУ 108.1029-81 та підлягають усуненню.

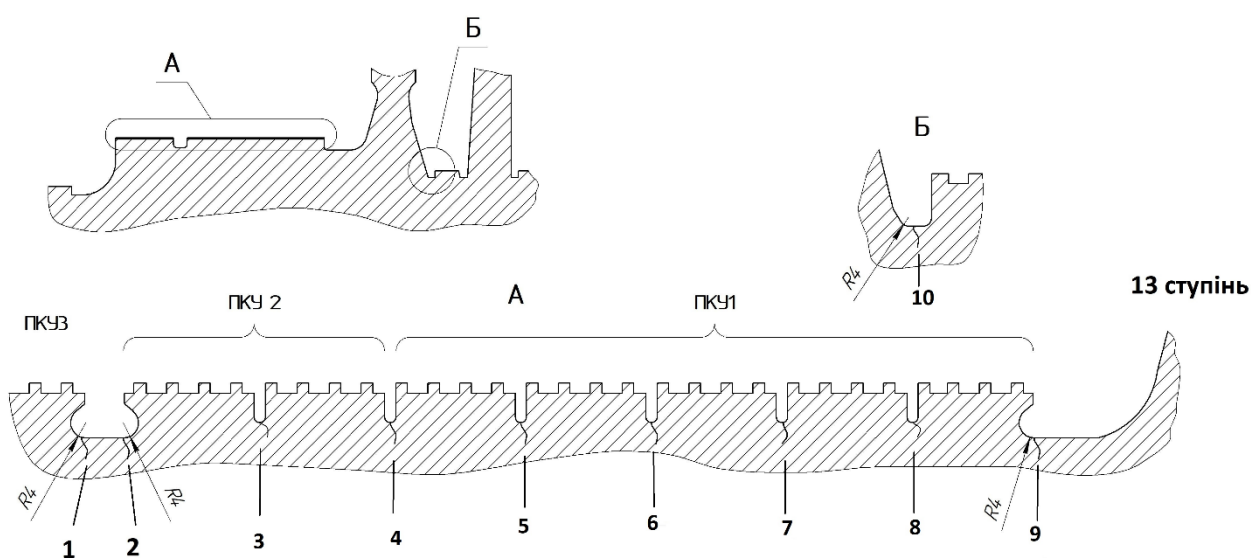


Рис. 2.1. Схема розташування кільцевих тріщин в РСТ блоку, виявлених під час капітального ремонту в 2022 р.

Було проведено проточування дефектів № 1-9 (рис. 2.1) на глибину від 2.5 мм до 9.3 мм з різною шириною. При цьому кільцева тріщина № 10 (рис. 2.1) вимагала проточки ротора на суттєву глибину до 15 мм. Таким чином, товщина валу РСТ в області Б суттєво зменшується зі 192 мм до 177 мм (на 7,8 %).

Результати ремонтних заходів враховано при обчисленні ресурсу РСТ турбіни К-200-130 на енергоблоці. Крім того, здійснено оцінка на твердість методом Брінелля для фланця напівмуфти та полотен дисків 13-го та 23-го ступенів (згідно з Протоколом № 28136 лабораторії металів ТЕС від червня

2022 року). Результати свідчать про те, що твердість металу в досліджених областях перевищує мінімально допустимі значення (180 НВ) в середньому на 22-35%. Це підтверджує відповідність твердості основного металу ротора середнього тиску енергоблоку вимогам стандарту СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004.

Також в цих же областях фланця напівмуфти, в тому числі полотен дисків 13-го та 23-го ступенів, були проведені металографічні дослідження мікроструктури металу РСТ службою діагностування технічного устаткування ВП «ГАЛПРЕМЕНЕРГО» АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО» (за висновком № 2140 від липня 2022 року). Отримані результати досліджень виявили незначний ступінь деградації бейнітної складової металу та достатній рівень феритних утворень в структурі. Відповідно до вимог нормативних документів СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004 та СОУ-Н ЕЕ 20.321:2009 поточний стан мікроструктури металу РСТ може бути прийнятий задовільним.

3. Розрахункова модель дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС

3.1. Геометрична та скінченно - елементна модель ротора СТ парової турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної

Тепловий і напружено-деформований аналіз ротора середнього тиску парової турбіни К-200-130 під час звичайних робочих режимів був проведений у тривимірній постановці за допомогою програмного комплексу САПР SolidWorks та сімейства додаткових модулів інженерного аналізу SolidWorks Simulation. У цьому дослідженні були враховані основні конструктивні особливості ротора, результати попередніх ремонтів та основні механічні навантаження, яким піддається це устаткування.

РСТ парової турбіни К-200-130 має конструкцію зі сталі Р2МА (25Х1М1ФА). Перші 7 ступенів (від 13-ої до 19-ої) ковані разом з ротором, тоді як чотири інші диски встановлюються в гарячому стані на вал ротора з певним натягом. Кінцеві ущільнення РСТ зроблені без насадних втулок: на валу зроблені ступінчасті виточки, а ущільнюючі елементи розташовані в обоймах. Так само виконані й діафрагмові ущільнення.

Під час моделювання геометричного еквіваленту РСТ було розроблено всі ковані поверхні ротора між вісями наступних вкладишів підшипників, включаючи галтелі, радіусні переходи дисків ступенів, вентиляційні отвори, кріплення робочих лопаток та повну геометрію кінцевих і діафрагмових ущільнень, за винятком насадних дисків і втулок задніх кінцевих ущільнень (які були враховані через встановлення граничних умов).

Створена геометрична модель (рис. 3.1) враховує проведені ремонтні відновлення ротора (вибірки металу) у точках виникнення тріщин відповідно

до інформації про дефекти та пошкодження служби металів та зварювання.



Рис. 3.1. Геометрична модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку

Для вирішення складної умови нестационарної теплопровідності та термо-напруженого стану на звичних робочих режимах використовувався метод скінченних елементів. Відомо, що достовірність та точність розрахунків, базованих на цьому методі, визначаються якістю дискретизації об'єму. Кінцева модель ротора була розділена на більш ніж 12 мільйонів скінчених елементів з урахуванням згущення сітки, особливо у зонах, де концентруються напруження. Ці зони включають кореневі зони теплових канавок діафрагмових ущільнень, кільцеві канавки ротора тощо.

Особлива увага була приділена місцям, де за інформацією про дефекти та пошкодження було виявлено кільцеві дефекти. Сітка скінченних елементів згущувалася до вершини тріщини відповідно до закону геометричної прогресії, де кожний наступний елемент був меншим за попередній у 1,4 рази. Відповідно найменший елемент у вершині тріщини становив 0,3 мм.

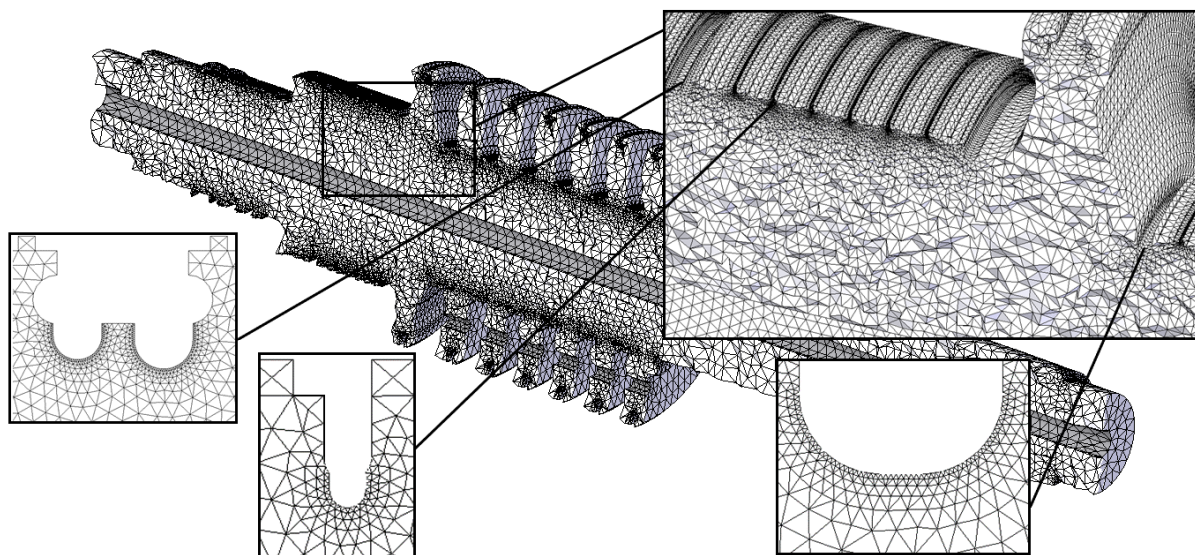


Рис. 3.2. Скінченно-елементна модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 ст. №7 зав. № 48716-1-253222400

При проведенні досліджень режимних робіт турбоустановки враховувалися особливості технологічного процесу, які визначалися умовами задачі з граничними умовами теплоти I-IV родів, тиск парового середовища і об'ємними відцентровими зусиллями в розрахункових елементах ротора.

3.2. Математична модель розрахунку теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску енергоблоку типової західної ТЕС

Граничні умови для процесу теплообміну були встановлені шляхом точного розрахунку парових відсіків РСТ як у номінальних, так і у змінних режимах роботи, з урахуванням реальних схем руху пари в проточній частині та ущільненнях. Вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності здійснюється шляхом використання рівняння відповідного виду:

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (3.1)$$

де λ , c , γ – функції координати і температури при початковій умові $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$ і граничних умовах I-IV роду.

Граничні умови I роду встановлюються, коли відома температура площі тіла в теперішній момент часу, і вони мають наступний вигляд:

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau) \quad (3.2)$$

Граничні умови II роду встановлюються на основі теплового потоку на ізольованих поверхнях тіла qст:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau) \quad (3.3)$$

Граничні умови III роду визначаються на основі температур пари і закономірностей теплообміну між поверхнею тіла та середовищем, виражені у вигляді:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{\text{сер}} - t_{\text{ст}}) \quad (3.4)$$

Умови четвертого типу для теплообміну відповідають ідеальному контакту між твердими тілами, коли кожне з тіл на межі їх стику мають однакові температури та теплові потоки.

$$\begin{cases} T_{\text{ст}_1} = T_{\text{ст}_2} \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases} \quad (3.5)$$

Для встановлення граничних умов теплообміну в роторах середнього тиску (РСТ) необхідно мати дані щодо їх розмірів та провести докладний аналіз проточної частини на номінальному режимі роботи. Під час цього аналізу визначаються основні термодинамічні параметри пари, такі як тиск, температура, питомий об'єм, різниця ентальпій, втрати та швидкість на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток кожного ступеня. У нестационарних режимах роботи використовуються розрахункові оцінки параметрів пари, які відповідають пусковим графікам енергоблоку теплової електростанції.

Після встановлення основних параметрів на номінальному та змінних режимах експлуатації можна переходити безпосередньо до визначення різних типів граничних умов (I-IV). Порядок встановлення цих умов визначається згідно з РТМ 108.020.16-83 і залежить від досліджуваної поверхні ротора. Наприклад, відношення тепловіддачі від пари до міжлопаткових площин ротора вираховується за допомогою рівняння подібності:

$$Nu = 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot s_r^{-0,58} \quad (3.6)$$

$$s_r = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b_0}{\bar{t} \cdot l \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}} \quad (3.7)$$

У даному контексті для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля використовується довжина поверхні в напрямку лопатки як визначальний розмір. Швидкість розраховується як середнє арифметичне відносної V на вході та виході з робочих лопаток, а температура - як середнє арифметичне значення температури області на вході та виході з робочих лопаток.

Розрахунок умов теплообміну на торцевих стінках дисків ступенів ротора залежить від об'єму камери, в якій вони обертаються. Для дисків ступенів ротора, які крутяться у значному об'ємі, рівняння подібності має такий вигляд:

$$Nu = 0,0197 \cdot (n + 2,6)^{0,2} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \quad (3.8)$$

де n – показник степені в рівнянні зміни температурного напору по радіусу диску:

$$t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}} = c \cdot r^n \quad (3.9)$$

Для дисків ступенів ротора, які крутяться в кожуху між сусідніми діафрагмами, застосовується таке рівняння подібності:

$$Nu = 0,0256 \cdot (1 - z_\varphi)^{0,75} \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{s}{r}\right)^{0,25} \quad (3.10)$$

Для обох випадків визначальним є радіус розрахункового перерізу. Визначальна швидкість - це колова швидкість на цьому радіусі. Визначальна температура - це температура середовища, яке навколо диска.

Для площини ротора з прямоточними ущільненнями, рівняння конвективного теплообміну використовувалися у наступному вигляді:

$$\begin{cases} Nu = \frac{0,256 Re^{0,6} Pr^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,085} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,075}}, \text{ при } Re = 2,4 \cdot 10^2 \div 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = \frac{0,0454 Re^{0,8} Pr^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,1}}, \text{ при } Re = 8,7 \cdot 10^3 \div 1,7 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (3.11)$$

де h – відстань між площиною ротора та корпусу циліндру;

δ – зазор між ротором та гребнями ущільнень;

s – відстань між гребнями ущільнень.

Для ступінчатих ущільнень:

$$\begin{cases} Nu = 2,04 Re^{0,5} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 Re^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (3.12)$$

Для діафрагмових та проміжних ущільнень з ступінчастими або прямоточними лабіринтами застосовується рівняння такого вигляду:

$$Nu = \frac{0,052}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43}, \text{ при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4 \quad (3.13)$$

p_1, p_2 – повний тиск перед лабіринтом та за ним;

де z – число гребнів ущільнень;

k – відношення витрати для даного типу ущільнення, що визначається за рівнянням:

$$k = \frac{G}{f \sqrt{g (p_1^2 - p_2^2) / zRT}} \quad (3.14)$$

Для вказаних типів ущільнень визначальним числом є подвійний розмір зазору $2 \cdot \delta$. Визначальна швидкість - середня швидкість пари в ущільненні:

$$W_{cp} = G_y \cdot v_{cp} / F_y \quad (3.15)$$

де G_y – витрата ущільнюючої пари:

$$G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z}} \quad (3.16)$$

F_y – робоча площа ущільнень:

$$F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta \quad (3.17)$$

Визначальною температурою є середньоарифметичне значення температури пари на вході та виході з ущільнень.

Обмін теплом на поверхні валу ротора, який має контакт з повітрям, описується за допомогою критеріального рівняння:

$$Nu = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re^2 + Gr)^{0,33} \quad (3.18)$$

для діапазону $10^5 < 0,5 \cdot Re + Gr < 10^9$.

Визначальним розміром є зовнішній діаметр ротора, визначальна швидкість - це колова швидкість ротора на його зовнішньому радіусі, а визначальна температура - середня температура граничного шару.

Для тої ділянки поверхні ротора, яка розташована в підшипниках, коефіцієнт теплової віддачі визначається за допомогою рівняння подібності такого виду:

$$Nu = 6 \cdot (Re_m \cdot Pr_m)^{0,23} \cdot d_{ш} / l_{ш} \quad (3.19)$$

де $d_{ш}$ – діаметр шийки валу ротора;

$l_{ш}$ – довжина поверхні шийки валу ротора, що омивається маслом.

У такому випадку для оцінки схожості Рейнольдса та Прандтля використовується діаметр шийки валу, позначений як $d_{ш}$, як основний розмір. Колова швидкість на цьому діаметрі виступає як визначальна швидкість, а середньоарифметична температура масла на вході та виході з підшипника,

позначена як t_m , - як визначальна температура. Граничні умови 3 роду для теплообміну на поверхнях моделі ротора встановлені за допомогою гіперболічної інтерполяції, в той час як на площині осьового каналу були застосовані граничні умови 2 роду. Нестационарні напружено-деформовані стани РСТ блоку ТЕС були змодельовані на основі сумісності деформацій, рівнянь рівноваги та закону пружності. У тензометричній формі рівняння рівноваги мають наступний вигляд:

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3; \quad p_i = f(x, y, z, 0); \quad (3.20)$$

X_i – масова сила, що діє в елементах ротора (сила тяжіння, відцентрова сила, тощо);

p_i – зовнішнє розподілене навантаження;

ρ_i – густина сталі турбіни;

де $\{\sigma_i\}_j$ – нормальні та дотичні напруження в елементах ротора середнього тиску.

Рівняння сумісності деформацій і закону пружності в матричній формі має вигляд:

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\} \quad (3.21)$$

де $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформацій;

$[a]$ – матриця коефіцієнтів пружності;

$\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень;

$\{\beta \cdot \Delta T\}$ – вектор температурних деформацій;

β – коефіцієнт об'ємного розширення;

ΔT – зміна температури елементів ротора протягом експлуатації.

Під час обчислювальних досліджень теплового та напружено-деформованого стану РСТ використовувались всі теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі Р2МА (25Х1М1ФА), що були визначені в залежності від температури згідно з вимогами РТМ 108.021.103-85.

3.3. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора СТ турбіни К-200-130 енергоблоку типової західної ТЕС

Проведено чисельне дослідження теплового та напружено-деформованого стану РСТ турбіни К-200-130 на енергоблоці ТЕС, враховуючи найбільш типові режими експлуатації. Розглянуті режими включали номінальний режим при електричній потужності 200 МВт, а також запуски з холодного, неостиглого та гарячого станів металу.

На рисунку 3.3 зображено температурне поле РСТ на енергоблоці ТЕС у номінальному режимі. Максимальна температура спостерігається у регулюючому ступені, досягаючи 508 °С, та зменшується до 352 °С на 19-му ступені тиску. У передніх кінцевих ущільненнях спостерігається значне зниження температури металу з 462 °С до 144°С. Величина температури валу у передній та задній підшипникових областях становить приблизно 57 °С.

Розраховані дані про розподіл температур та нерівномірність температурних полів використовуються як вихідні дані для розв'язання умов напружено-деформованого стану. При цьому враховуються також зусилля, що виникають від тиску середовища пара, відцентрових сил, реакції опор, стикові напруження валу внаслідок гарячої посадки елементів та інші фактори. Напружено-деформований стан РСТ на номінальному режимі роботи зображений на рисунку 3.4.

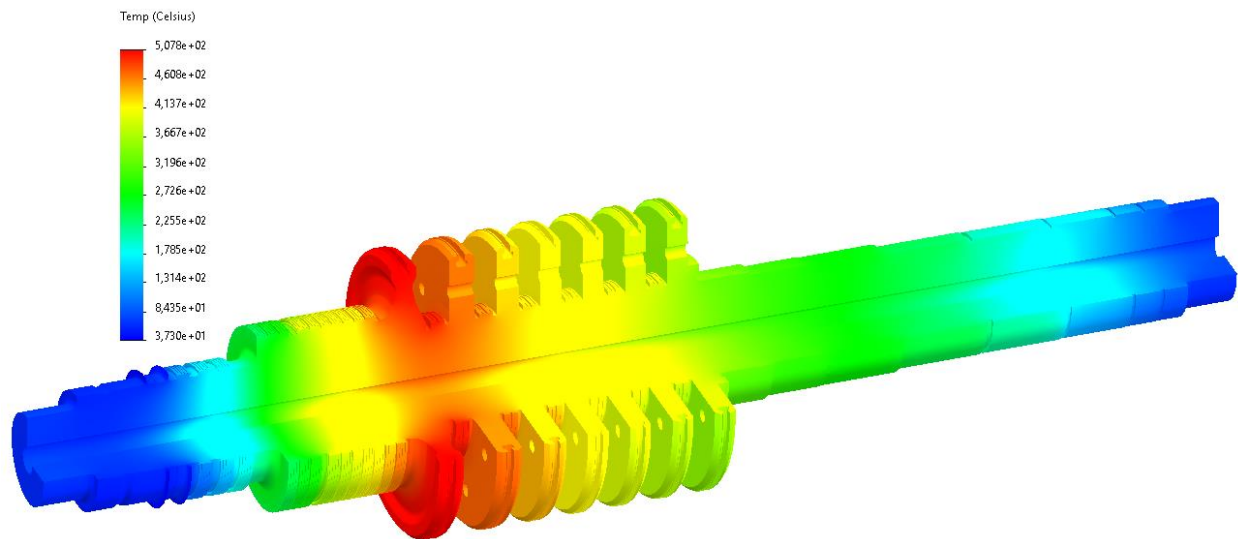


Рис. 3.3. Розподіл температур в РСТ блоку ТЕС на номінальному режимі роботи (200 МВт електричної потужності)

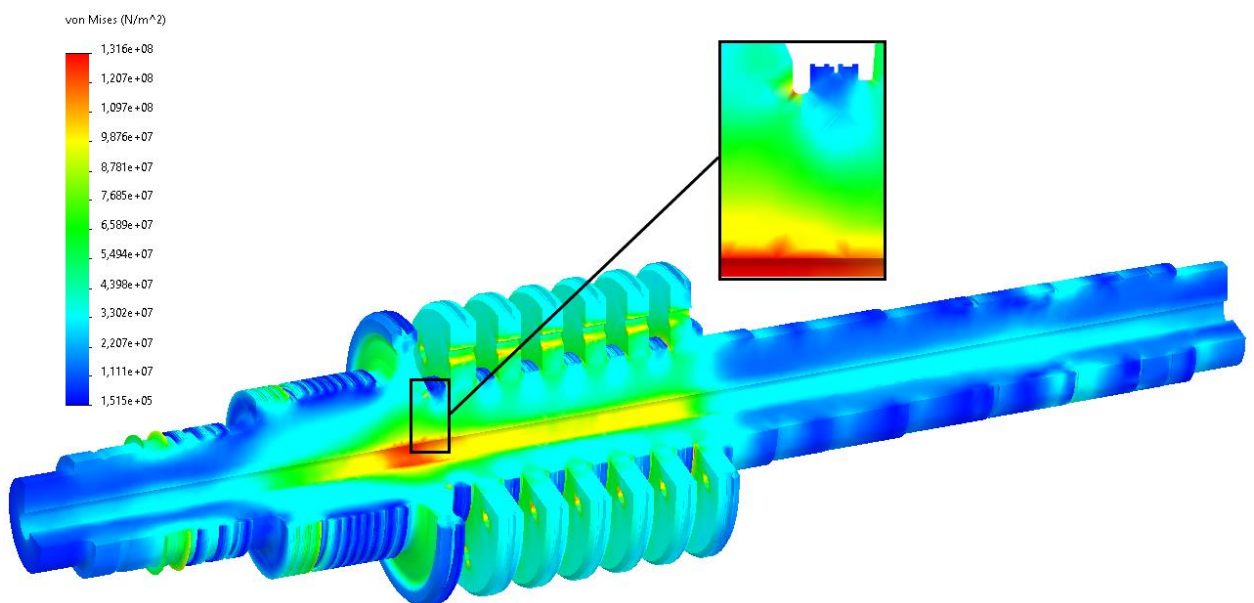


Рис. 3.4. Розподіл інтенсивності напружень по Мізесу в РСТ блоку ТЕС при роботі на номінальному режимі

Під час аналізу теплового та напружено-деформованого стану РСТ турбіни К-200-130 на енергоблоці ТЕС для різних режимів експлуатації виявлено найвищі інтенсивності напружень за критерієм Мізеса. Максимальні значення, що досягають 131,6 МПа, видно під регулюючим ступенем в проміжку осьового отвору, що пояснюється дією відцентрових сил та значною температурою матеріалу диска. Також відзначені високі

напруження в галтелі регулюючого ступеня в розвантажувальних отворах дисків ступенів та в проточці кільцевої тріщини.

Напруження в зоні кінцевих ущільнень на номінальному режимі відносно невеликі (62-85 МПа в зоні 8-9 сегментів), проте в режимах пуску вони значно зростають. Це пов'язано зі збільшенням впливу накопиченої малоциклової втоми порівняно з витраченням довготривалої міцності металу при стаціонарному режимі роботи.

У зв'язку з нестабільністю навантаження турбоустановки та процесу нагрівання, задача теплопровідності потребує вирішення у нестаціонарних умовах. Початковий температурний режим для пускових сценаріїв визначається на основі часової інформації, протягом якого енергоблок перебував у режимі простою, та про режим охолодження турбіни. Згідно з розкладом пуску енергоблоку ТЕС, загальний час пуску для вивчення напружено-деформованих та теплових станів прийнято на рівні: 18720 с (312 хв) для пуску з холодного стану металу, 12960 с (216 хв) для пуску з недостатньо остиглого стану та 6000 с (100 хв) для пуску з гарячого стану. Пусковий режим прийнято вважати завершеним при досягненні енергоблоком потужності 150 МВт.

Для отримання інформації про нерівномірність температурних полів у вигляді нестабільних градієнтів температур для пускових режимів високотемпературного обладнання в області ротора середнього тиску були обрані наступні характерні зони: 1 – осьовий канал в області 13-го ступеня; 2 – 11-ий сегмент переднього кінцевого ущільнення (між 2-ою і 3-ою камерами ущільнень); 3 – перша камера передніх кінцевих ущільнень; 4 – теплова канавка між 5-им і 6-им сегментами ущільнень (в області вибірки тріщини); 5 – галтельне заокруглення між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем (в області вибірки тріщини); 6 – галтель 13-го ступеня з боку 14-го ступеня (в області вибірки тріщини); 7 – розвантажувальний отвір 15-го ступеня.

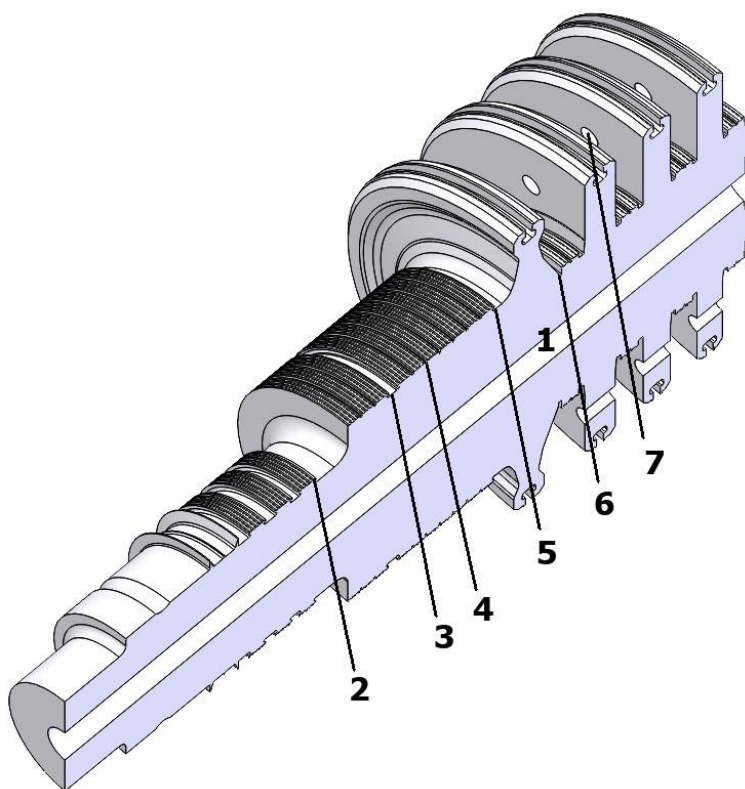


Рис. 3.5. Характерні області
(контрольні точки)
дослідження ротора
середнього тиску турбіни
К-200-130 блоку
ТЕС

Під час пуску з ХС металу (рис. 3.6), великі градієнти температур виявлені від початку обертання ротора, що відбувся приблизно у 4400 с, що відповідає початку роботи турбіни. Найбільше значення температурного градієнту впродовж усього пуску, яке становить 4480 К/м, зафіксовано в межі тріщини в галтельному заокругленні між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем тиску навколо 6300 с (під час холостого ходу турбіни). З подальшим виконанням пуску, разом із нормалізацією течії в турбіні та набуттям більш рівномірного теплового поля РСТ, значення градієнтів температур суттєво зменшуються. Аналогічна динаміка спостерігається і в зоні 6 (галтель 13-го ступеня з боку 14-го ступеня). Максимальне значення, також зафіксоване приблизно у 6300 с, становить 4127 К/м.

Під час пуску з неостиглого стану (рис. 3.7), також спостерігається стрімке зростання градієнтів температур після поштовху ротора приблизно у 3200 с. Максимальне значення градієнта температур, яке становить 3116 К/м, помітно менше, ніж під час пуску з холодного стану, і зафіксоване приблизно у 4000 с, коли турбіна працює на холостому ходу. Під час завершення пуску,

найвищі градієнти температур досягають 700-1150 К/м у зонах 3-6 (рис.7), що є помірними значеннями.

Під час пуску з гарячого стану (рис. 3.8), у всіх досліджених зонах ротора середнього тиску виявлені невеликі значення градієнтів температур, за винятком зони 5 (вибірка тріщини в галтельному заокругленні між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем). Для цієї області, від моменту початку пуску до приблизно 2800 с, характерні значення градієнтів температур варіюються від 1625 до 2492 К/м, і зменшуються з завершенням пуску. При досягненні енергоблоком потужності 150 МВт електричної потужності найбільші градієнти температур складають 760-1260 К/м.

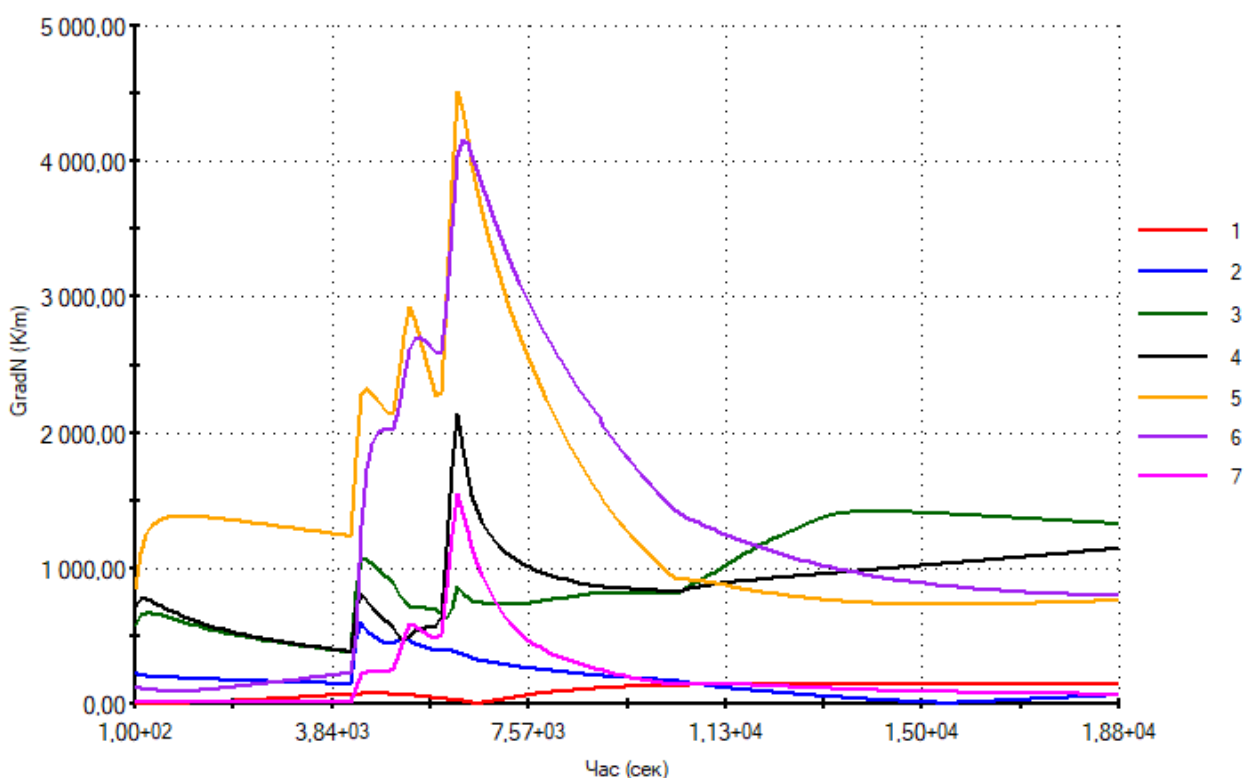


Рис. 3.6. Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях РСТ при пуску з холодного стану металу

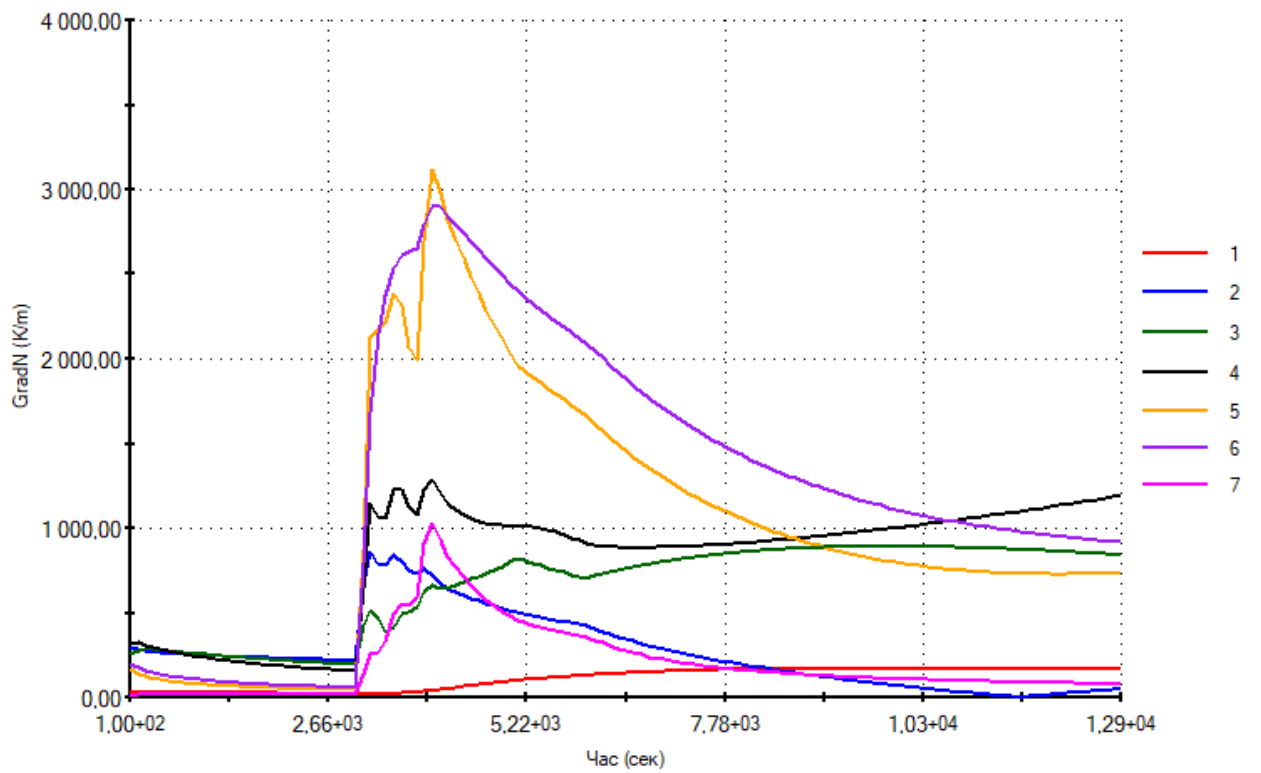


Рис. 3.7. Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях РСТ при пуску з неостиглого стану металу

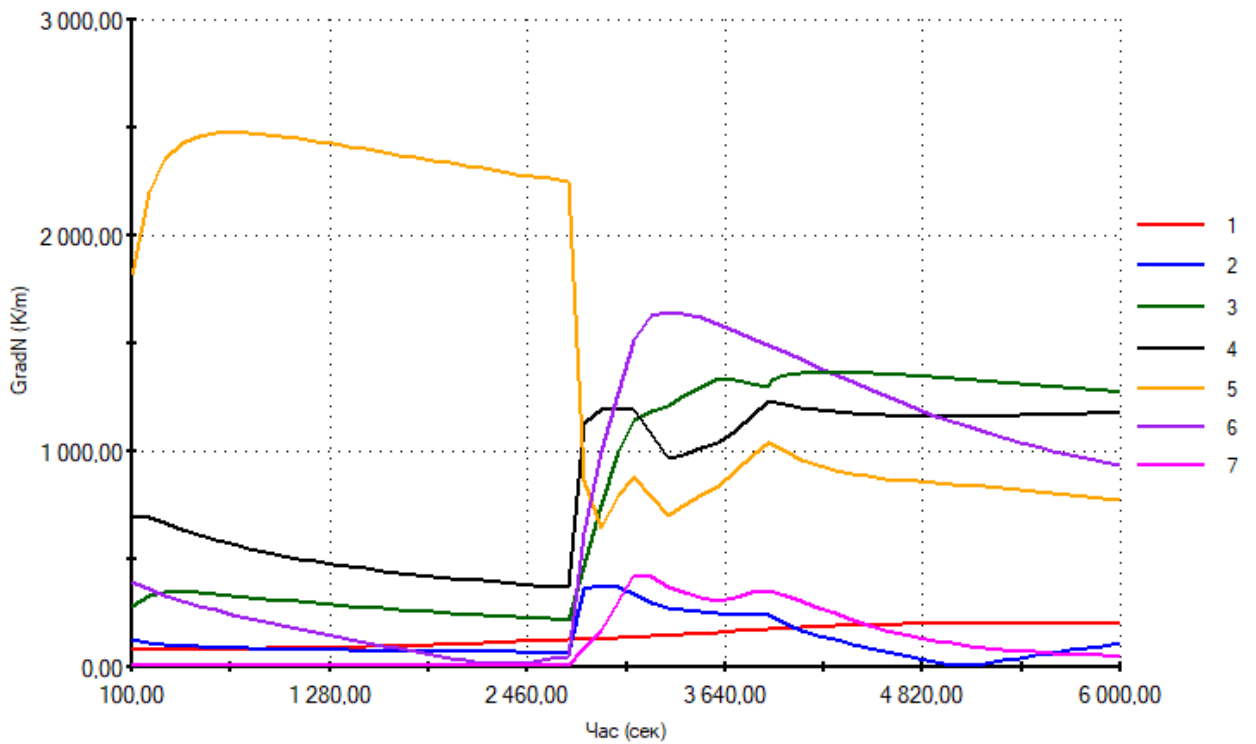
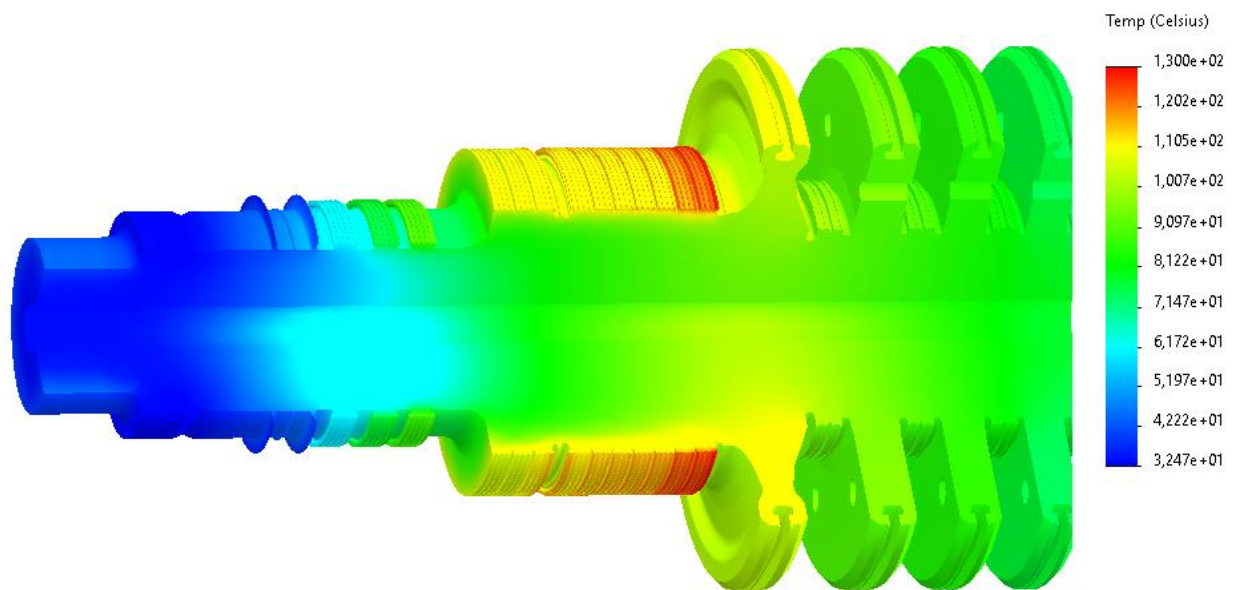
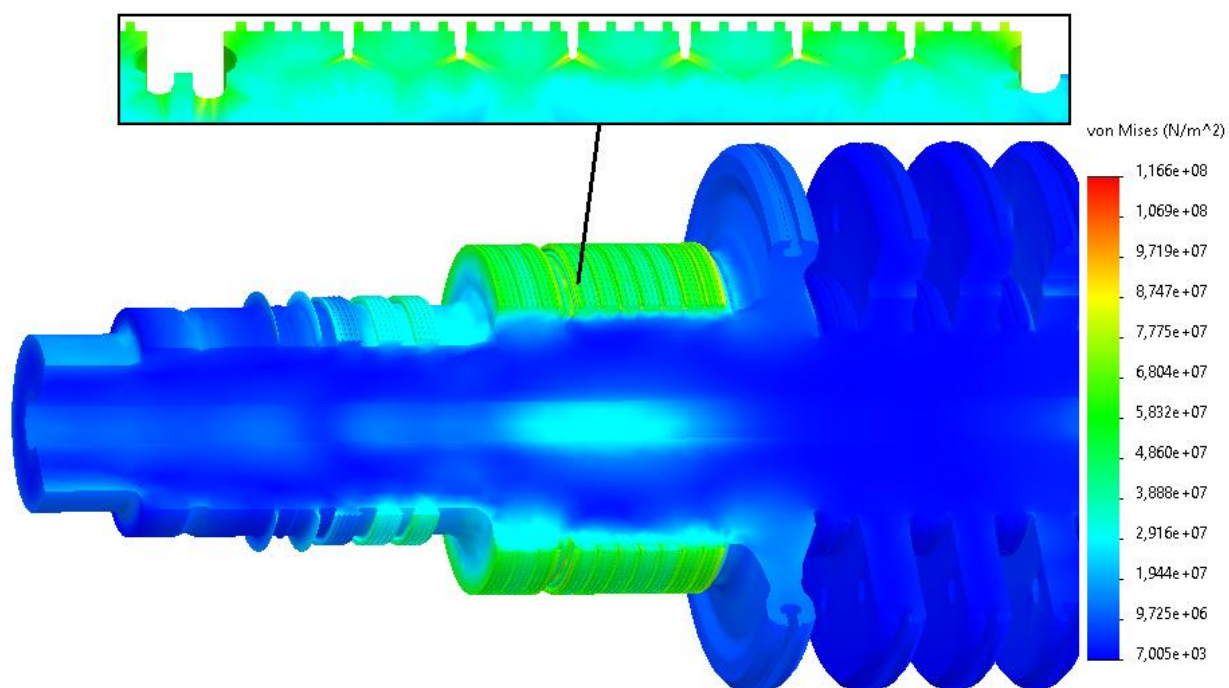


Рис. 3.8. Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях РСТ при пуску з гарячого стану металу

Вивчення наведених вище даних дозволяє визначити моменти, коли нерівномірність температурних полів найбільше впливає на напружено-деформований стан РСТ. Проте важливо зауважити, що у ці часові моменти циклічні напруження не завжди досягають максимальних значень, оскільки на метал РСТ впливають механічні навантаження, наприклад контактні напруження, температурний вплив та деякі механічні чинники, такі як гаряча посадка дисків 20-23 ступенів та втулок задніх кінцевих ущільнень, тиск парового середовища, внутрішні напруження від температурних розширень, відцентрові сили обертання валу, реакції опор підшипників та інші фактори. Зображення теплового та напружено-деформованого стану ротора РСТ ТЕС для різних моментів часу під час пуску з холодного, неостиглого та гарячого стану металу можна побачити на відповідних рисунках 3.9-3.17.

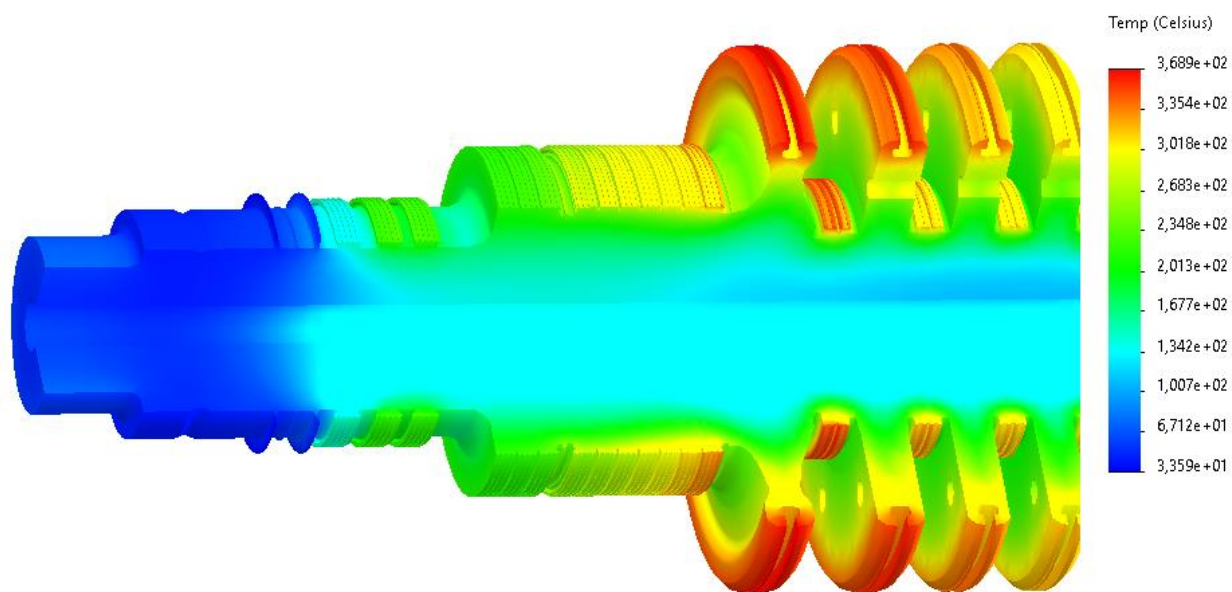


а

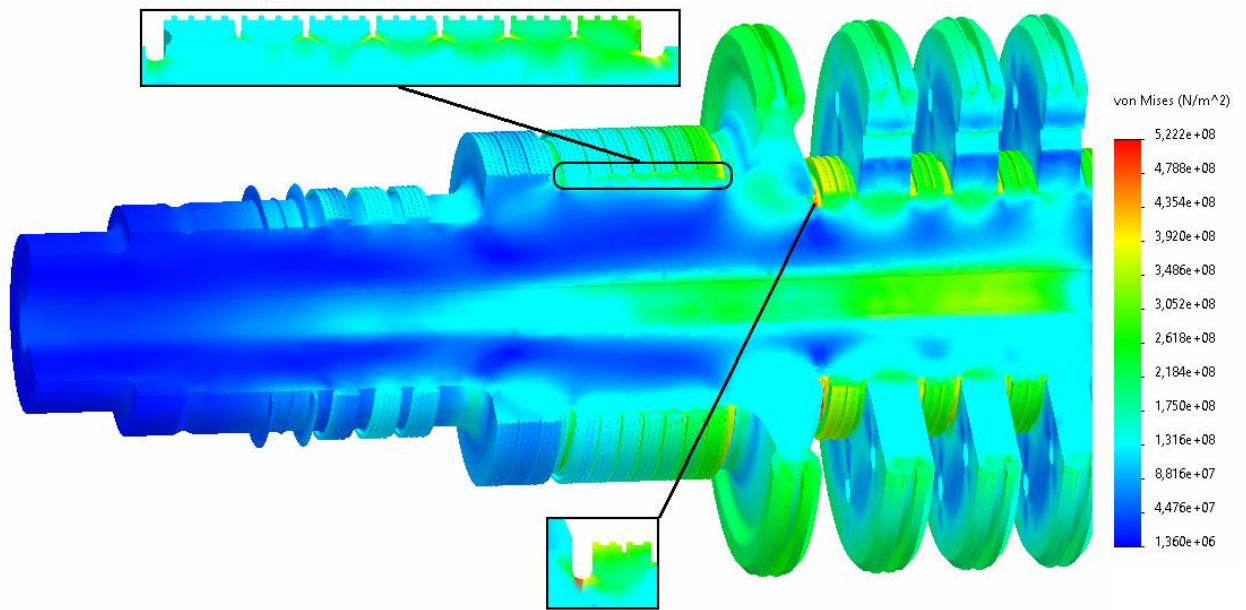


б

Рис. 3.9. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з ХС в момент часу 200 с (передпоштовховий етап)

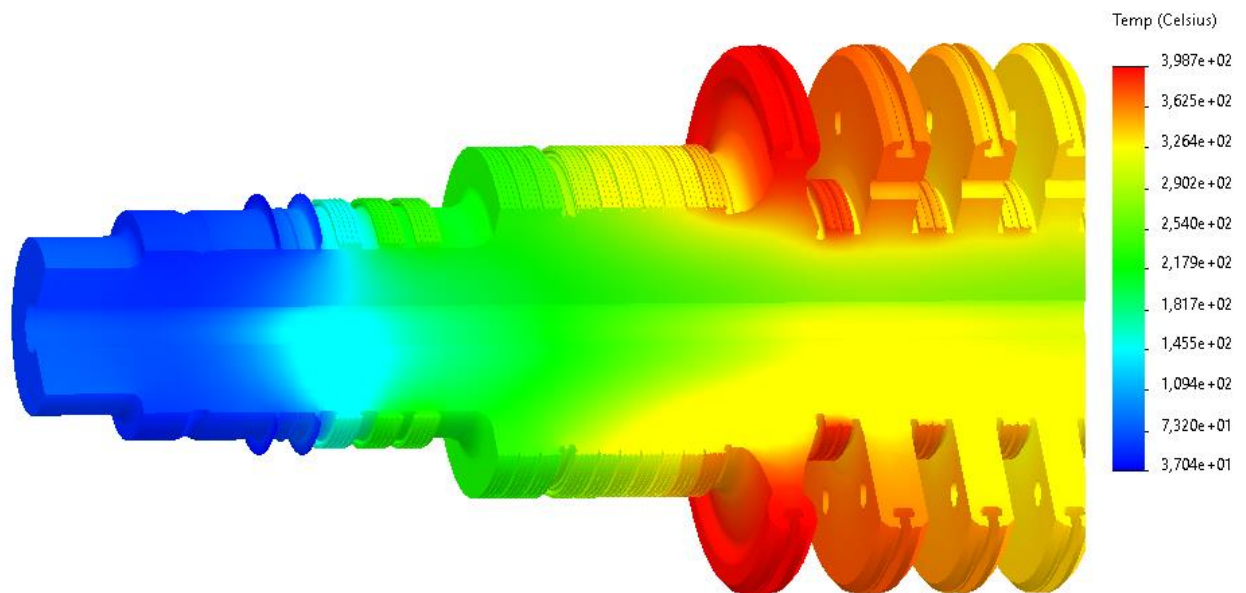


а

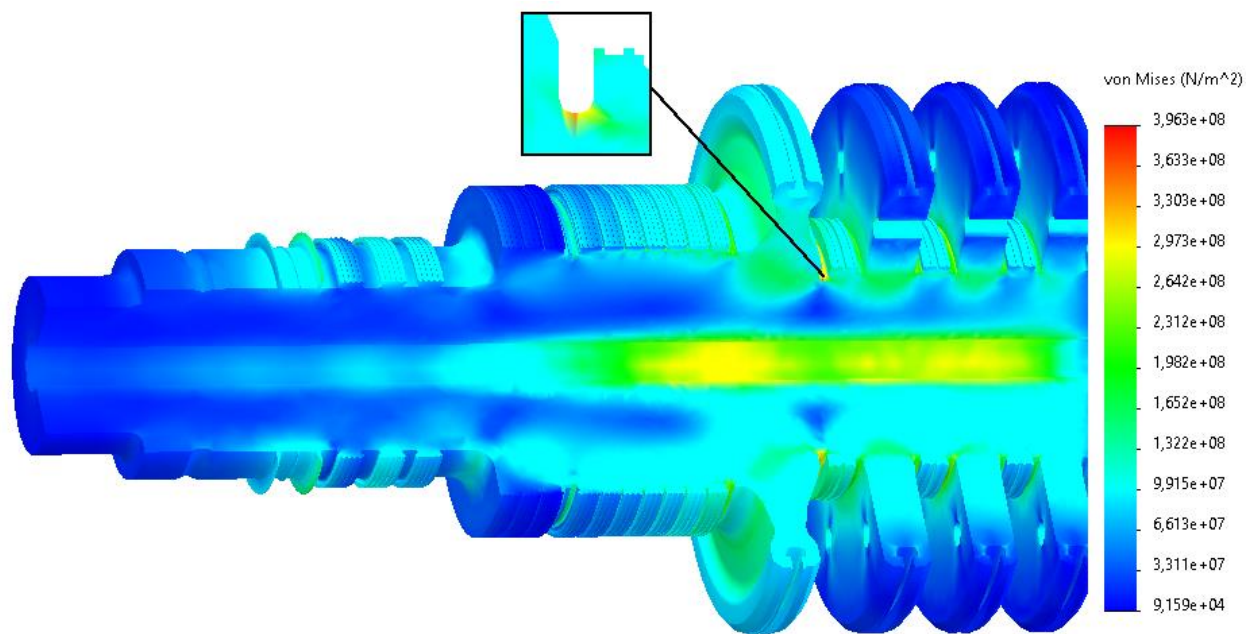


б

Рис. 3.10. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з ХС в момент часу 6300 с (робота турбіни на холостому ході перед синхронізацією)

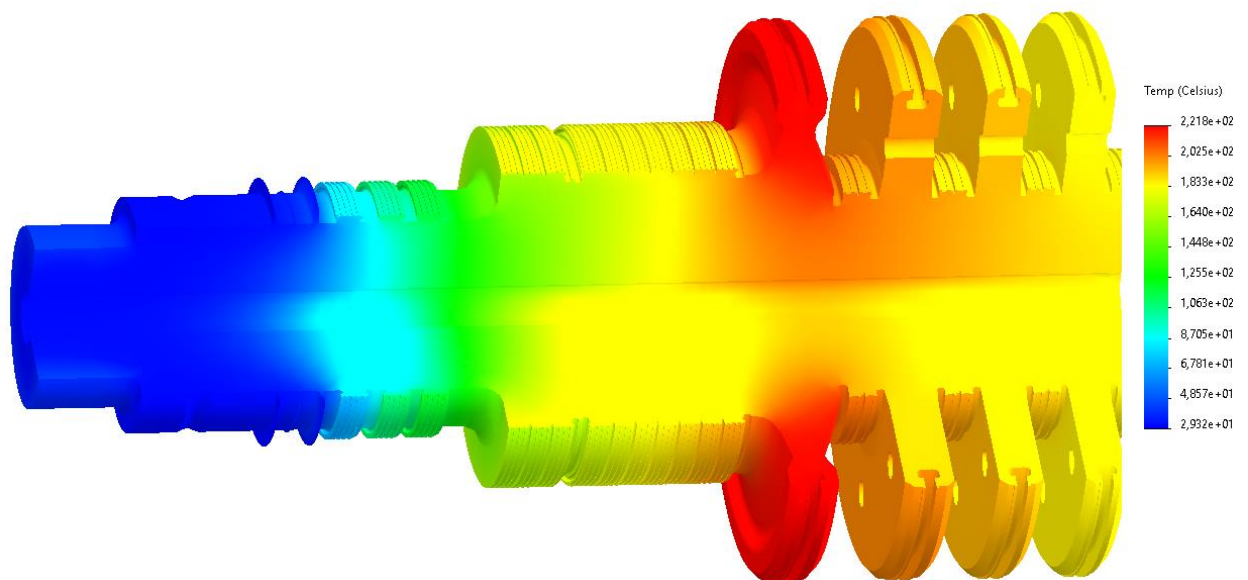


а

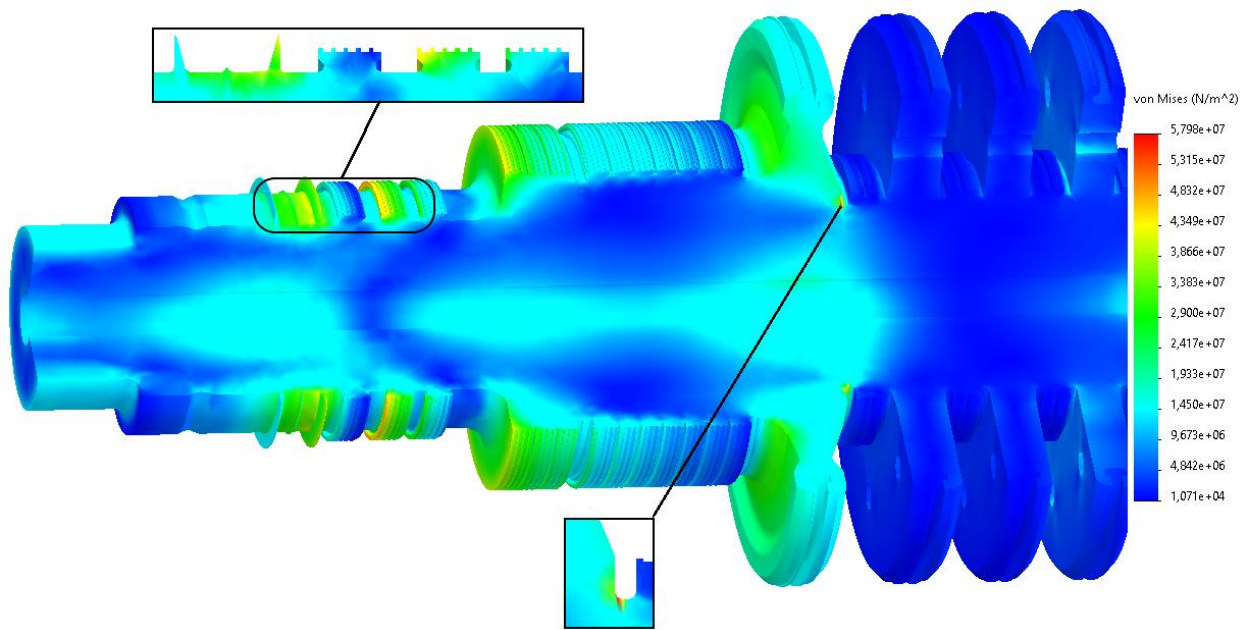


б

Рис. 3.11. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з ХС в момент часу 10400 с (при електричній потужності турбогенератора 30 МВт)

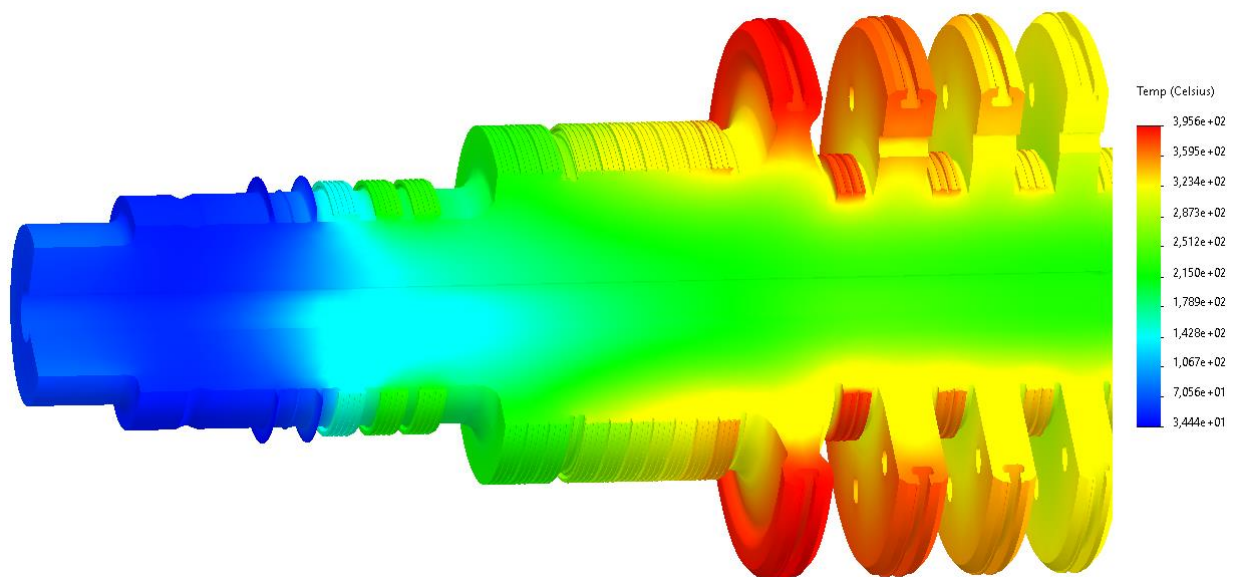


а

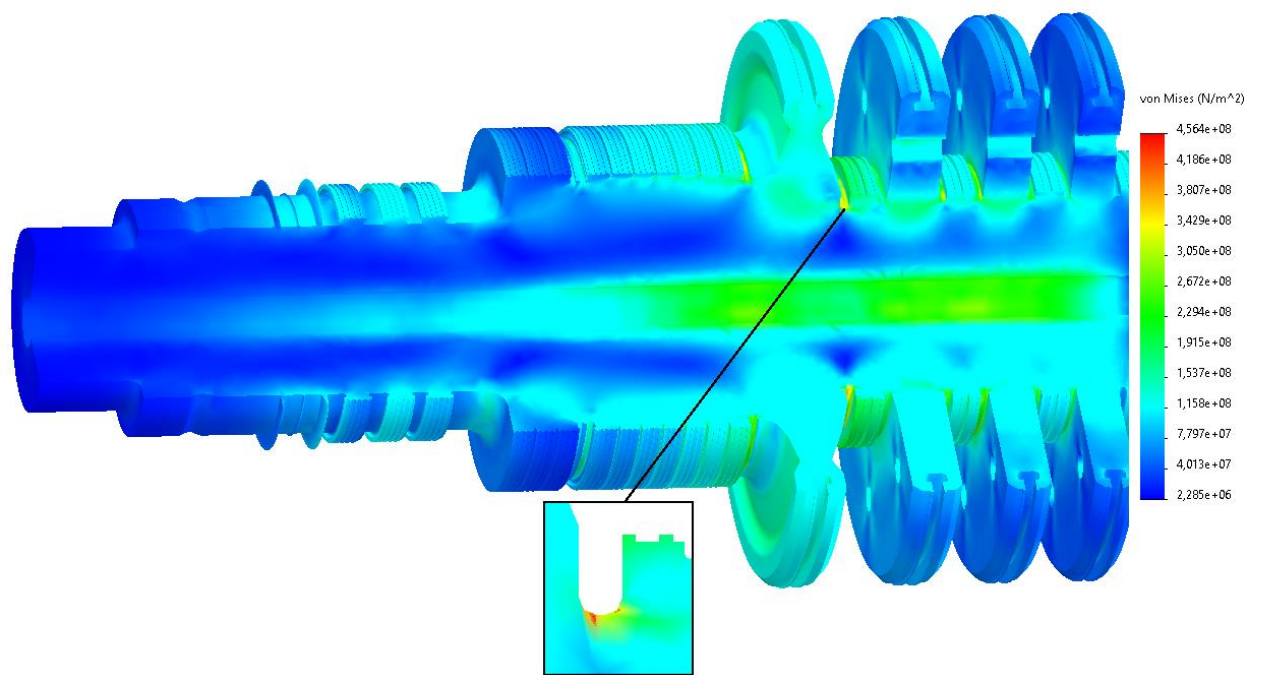


б

Рис. 3.12. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з НС в момент часу 100 с (передпоштовховий етап)

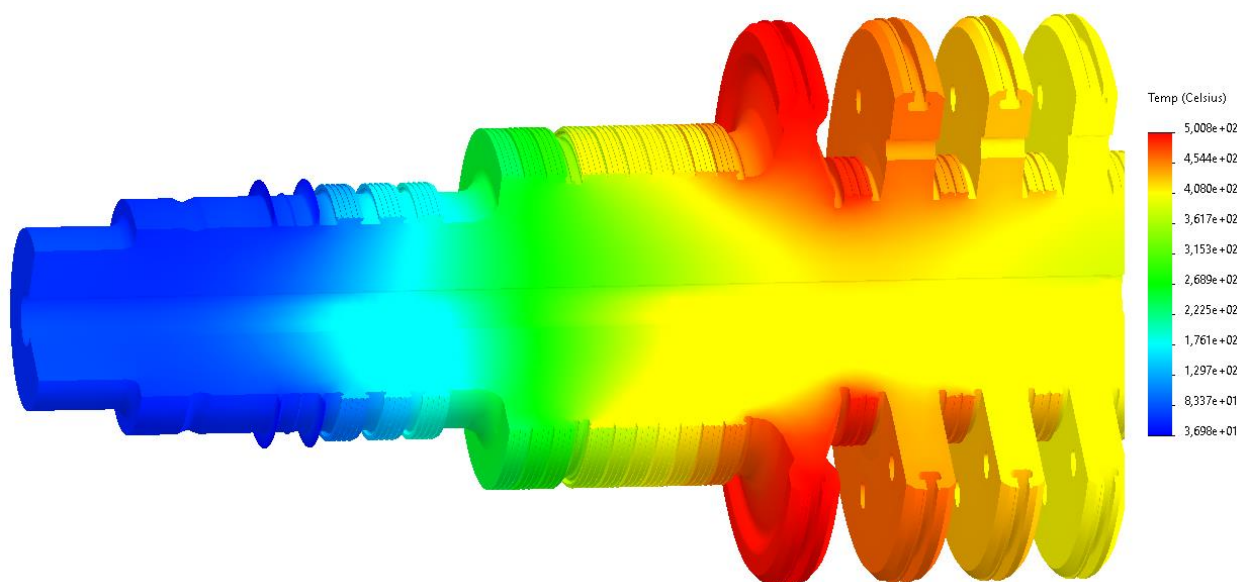


а

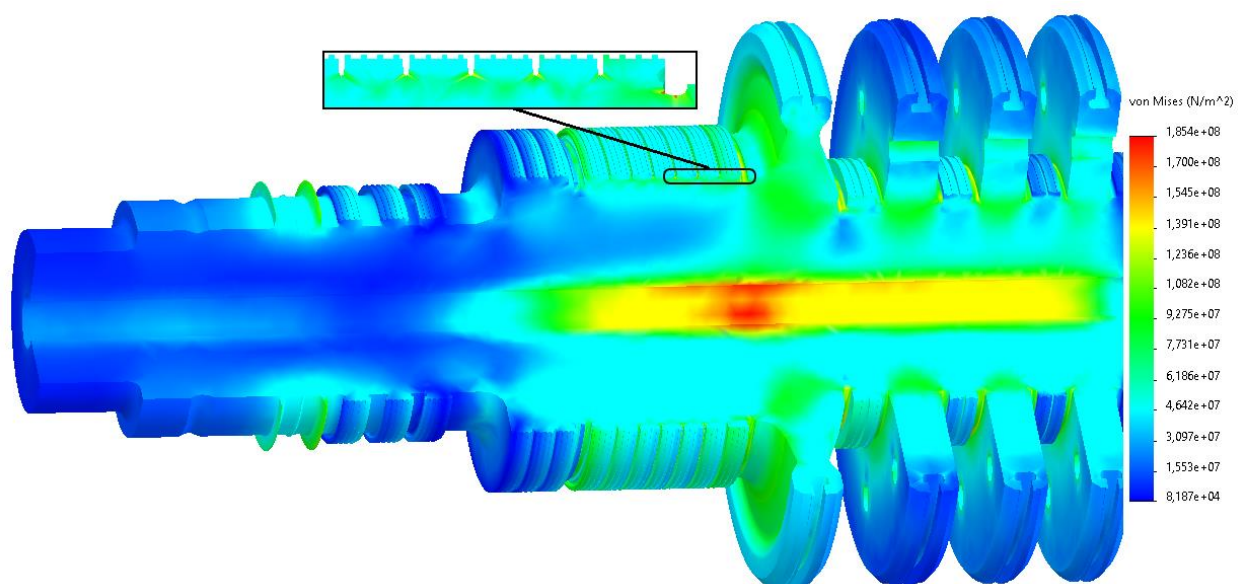


б

Рис. 3.13. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з НС в момент часу 5100 с (при електричній потужності турбогенератора 10 МВт)

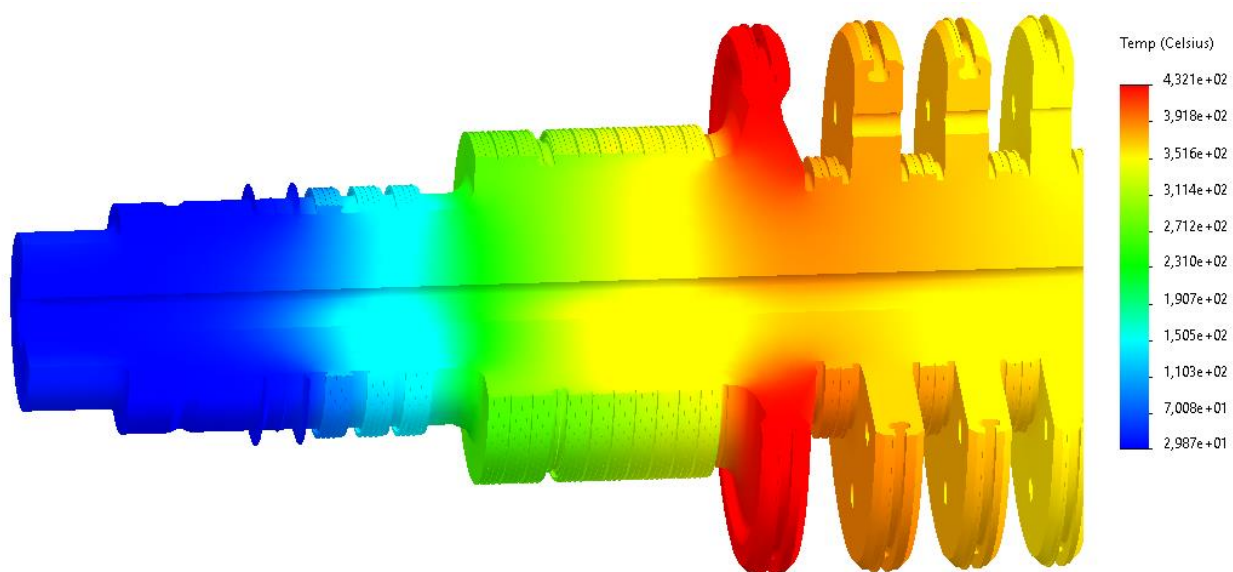


а

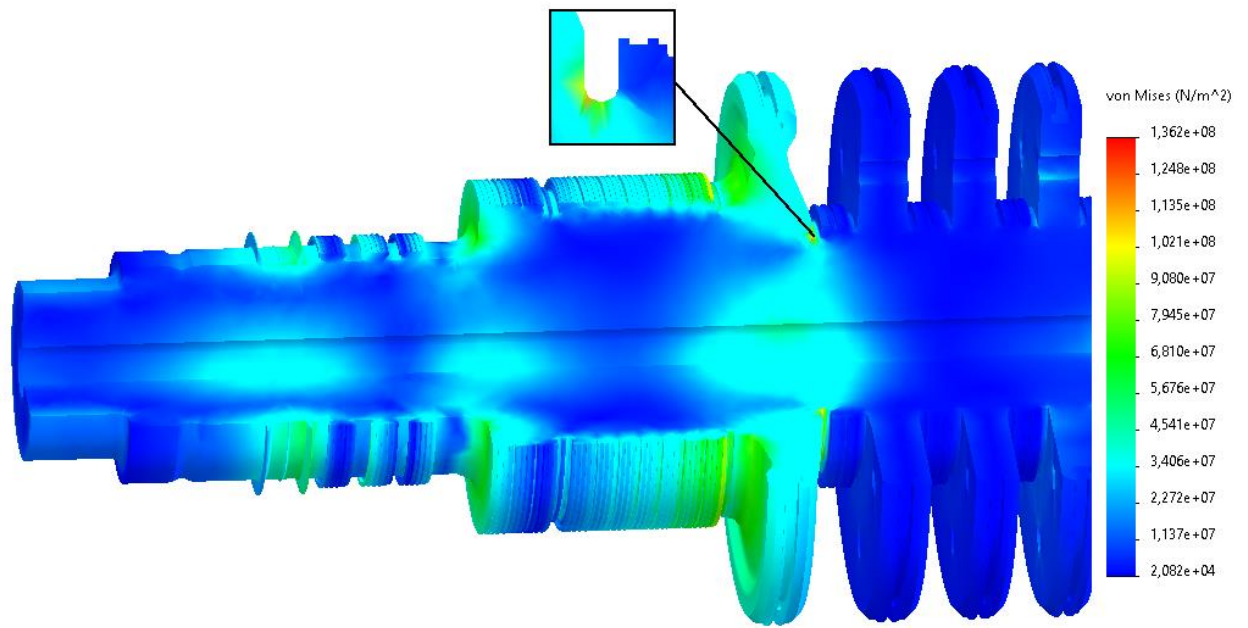


б

Рис. 3.14. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з НС в момент часу 12900 с (при електричній потужності турбогенератора 150 МВт)

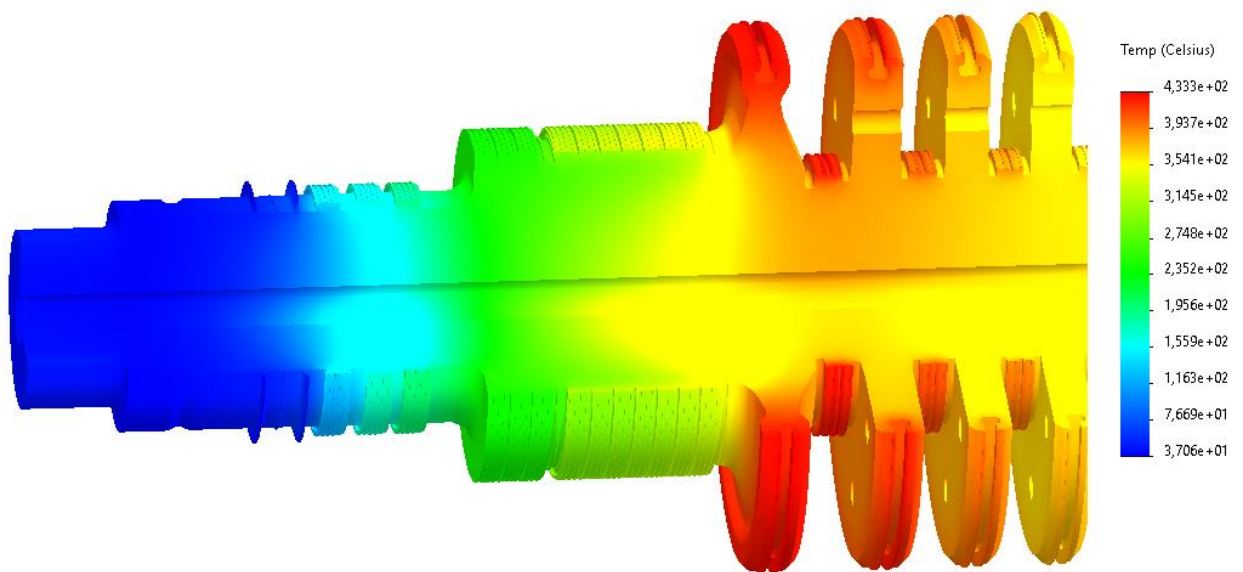


а

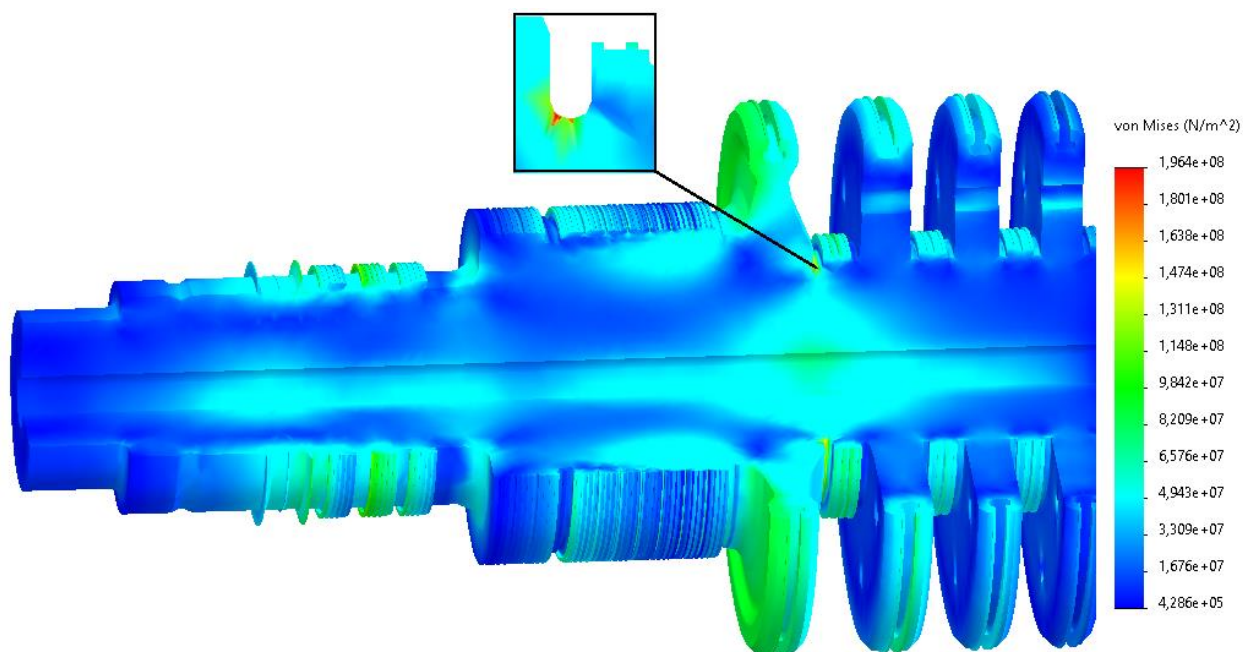


б

Рис. 3.15. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з ГС в момент часу 100 с (передпоштовховий етап)

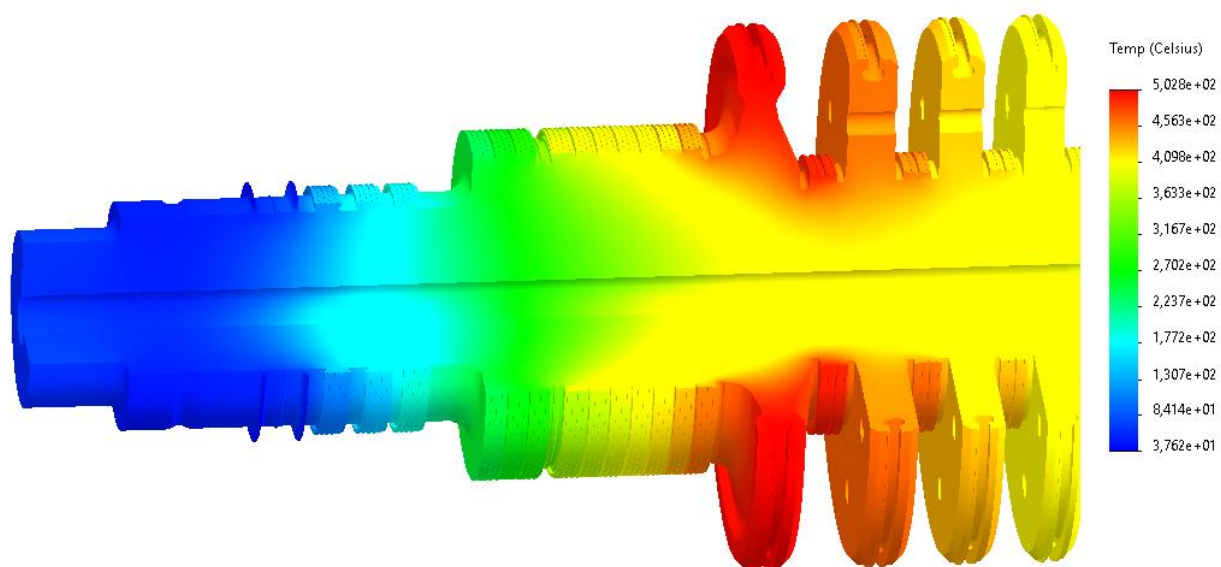


а

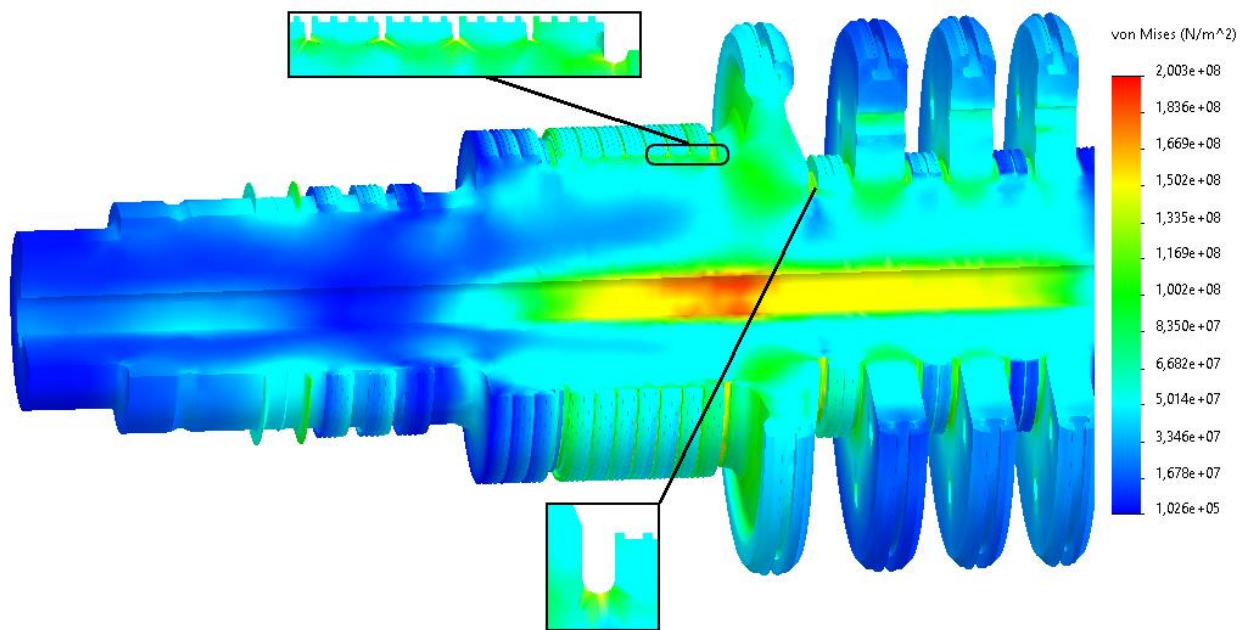


б

Рис. 3.16. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з ГС в момент часу 2800 с (витримка валу на частоті 500 об/хв)



а



б

Рис. 3.17. Розподіл температур (а) та напружено-деформований стан (б) РСТ при пуску з ГС в момент часу 6000 с (при електричній потужності турбогенератора 150 МВт)

Як зазначалося раніше, під час запуску турбіни виявлено значну концентрацію напружень в місцях термо-компенсаційних канавок у кінцевих ущільнень та галтельних заокруглень ступенів РСТ (рис. 3.10 б, 3.13 б, 3.16 б). Порівняно зі стаціонарним робочим режимом (рис. 3.4), великі напруження в місцях розвантажувальних отворів ступенів не виявлено.

Додатково, інші області з високими рівнями напружень включають осьовий отвір у зонах 13-15 ступенів тиску, розвантажувальні отвори, різці ступенів під кріплення робочих лопаток, елементи діафрагмових ущільнень та інші.

Ідентичні результати як для теплового так і для напружено-деформованого стану ротора доступні для усіх часових моментів режимів пуску енергоблоку ТЕС. Для зручності аналізу циклічного зношування в роторі середнього тиску ці дані будуть представлені в наступному розділі у вигляді графіків зміни напружень для характерних областей.

Під час пускових режимів РСТ максимальні числа інтенсивності напружень складають: $\sigma_i = 522,2$ МПа при пуску з холодного стану; $\sigma_i = 456,4$ МПа при пуску з неостиглого стану; $\sigma_i = 241,8$ МПа при пуску з гарячого стану. З отриманих результатів дослідження теплових та напружено-деформованих станів РСТ дають змогу зробити розрахунки пошкодження що накопилось у металі за механізмами мало-циклової втоми та зменшення довготривалої міцності, і відповідно встановити ресурсні показники РСТ блоку теплової електростанції (ТЕС).

4. Дослідження ресурсних показників ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку ТЕС

Результати проведених досліджень напружено-деформованого та теплового стану РСТ на блоку ТЕС вказують на те, що найбільш навантаженими областями є осьовий канал в зоні регулюючого ступеня, галтельні заокруглення ступенів тиску та їх розвантажувальні отвори, а також теплові канавки кінцевих ущільнень. Важливо зауважити, що більшість цих областей було виявлено з експлуатаційними дефектами під час останнього капітального ремонту в 2022 році.

4.1. Математична модель розрахунку залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Для розрахунку накопиченої малоциклової втоми в роторі середнього тиску використовувалися нормативні документи [4, 7]. З метою визначення амплітуди інтенсивності деформації в кожній з областей РСТ (рис. 2.5), застосовувався метод Найбера для трансформації асиметричного циклу навантаження металу у симетричний. Динаміка інтенсивності деформації визначалась на основі значень інтенсивності деформації протягом циклу навантаження:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2}(\varepsilon_{i\ max} - \varepsilon_{i\ min}) \quad (4.1)$$

де $\varepsilon_{i\ max}$, $\varepsilon_{i\ min}$ – максимальне і мінімальне значення інтенсивності деформації в циклі навантаження.

Кількість циклів навантаження перед появою тріщини визначалось на основі експериментальних кривих малоциклової втоми, які були отримані з результатів розрахунків зразків на розтяг-стиснення за жорстким симетричним циклом і при постійній температурі. Припустиме число циклових пусків визначалось з експериментальних кривих, що зображені на рисунку 3.1, та обирали за менше з двох значень:

$$N_d = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (4.2)$$

де N_1, N_2 – число циклів навантаження, що відповідають на кривих малоциклової втоми амплітудам інтенсивності деформації $\varepsilon_{a.np.}$ та $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a.np.}$ відповідно;

n_N, n_ε – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів і деформації;

$\varepsilon_{a.np.}$ – приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації з врахуванням ефективного коефіцієнту інтенсивності напружень $\overline{K_T}$:

$$\overline{K_T} = 1 + p(K_T - 1) \quad (4.3)$$

p – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень;

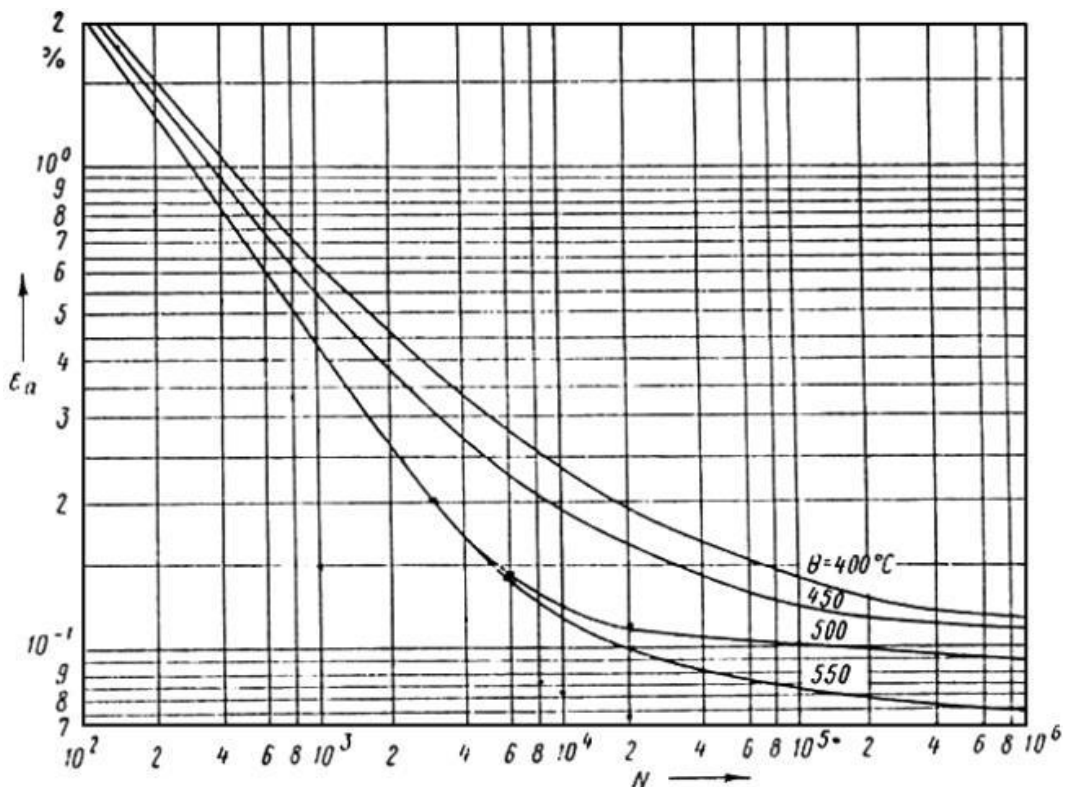


Рис. 4.1. Експериментальні криві малоциклової втоми сталі Р2МА (25Х1М1ФА) при ізотермічному симетричному циклі навантаження [7]

Амплітуда інтенсивності деформації, приведена до симетричного циклу навантаження, розраховується за допомогою наступного рівняння:

$$\varepsilon_{\text{а.пр.}} = \frac{1+\nu}{1,5 \cdot E} (C \cdot \sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N) \quad (4.4)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності сталі 25Х1М1ФА, що залежить від температури;

C – коефіцієнт поточного числа циклів:

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4 \\ \frac{\overline{K_T}}{K_T}, & \text{при } N > 10^4 \end{cases} \quad (4.5)$$

σ_a – амплітуда інтенсивності напружень:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (4.6)$$

σ_{-1} – межа втоми сталі при симетричному навантаженні;

σ_N – межа втоми сталі за певної асиметрії навантаження, характерної для даного пускового режиму:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \cdot \frac{1+r}{1-r}} \quad (4.7)$$

σ_B – межа міцності сталі на розтяг;

r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження:

$$r = \begin{cases} \max \left\{ \frac{\sigma_{\max} - 2\sigma_a}{\sigma_{\max}}; -1 \right\}, & \text{при } \sigma_{\max} > 0 \\ -1, & \text{при } \sigma_{\max} \leq 0 \end{cases} \quad (4.8)$$

При підвищених температурах, коли матеріал виявляє повзучість під час номінального режиму експлуатації, допустиме число циклів визначається за наступним рівнянням:

$$N_d = \left[1 - \left| \frac{1,25 \cdot \sigma^c}{\sigma_{\text{д.м.}}} \right|^q \right] \cdot \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (4.9)$$

де σ^c – інтенсивність напружень в зоні, що досліджується за сталої повзучості;

$\sigma_{\text{д.м.}}$ – межа довготривалої міцності для моменту часу, визначеного заданими технічними умовами;

q – показник степені в рівнянні довготривалої міцності:

$$t = B \cdot \sigma^{-q} \quad (4.10)$$

Тоді амплітуда інтенсивності деформацій, приведена до симетричного ізотермічного циклу навантаження, дорівнює:

$$\varepsilon_{a.пр.} = \frac{1+\nu}{1,5 \cdot E} (C \cdot \sigma_a + \min(\sigma_{-1}; \sigma_{д.м.}) - \overline{\sigma}_N) \quad (4.11)$$

де $\overline{\sigma}_N$ – межа втоми при несиметричному циклі навантаження:

$$\overline{\sigma}_N = \min\{\sigma_N; \sigma_N^c\} \quad (4.12)$$

σ_N^c – межа втоми сталі при несиметричному навантаженні і при сталій повзучості:

$$\sigma_N^c = \begin{cases} \min\left\{\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{д.м.}(T_1)}{|\sigma_{max}|}; \frac{\sigma_a \cdot \sigma_{д.м.}(T_2)}{|\sigma_{max} - 2 \cdot \sigma_a|}\right\}, & \text{при } \sigma_a < \overline{\sigma}_{0,2}^{\Pi} \\ \min\{\sigma_{д.м.}(T_1); \sigma_{д.м.}(T_2)\}, & \text{при } \sigma_a \geq \overline{\sigma}_{0,2}^{\Pi} \end{cases} \quad (4.13)$$

$\sigma_{д.м.}(T_1), \sigma_{д.м.}(T_2)$ – межі довготривалої міцності за строк експлуатації, що відповідають температурі T_1 і T_2 ;

T_1 і T_2 – температури, які відповідають максимальній $\varepsilon_{i\max}$ та мінімальній $\varepsilon_{i\min}$ інтенсивності деформації протягом циклу відповідно;

$\overline{\sigma}_{0,2}^{\Pi}$ – середнє значення зведених до розрахункової температури циклічних меж текучості матеріалу за температур T_1 і T_2 .

Сумарне пошкодження, накопичене в металі ротора від сумісної дії повзучості при різних типах сталих режимів і циклічних навантажень при різних типах змінних режимів, визначається з використанням гіпотези Пальмгрена-Майнера за рівнянням такого виду:

$$\Pi' = \Pi'_{ст} + \Pi'_{ц} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} \quad (4.14)$$

де $\Pi'_{ст}, \Pi'_{ц}$ – статичне та циклічне пошкодження, накопичене в досліджуваній зоні ротора на момент оцінки можливості збільшення терміну експлуатації;

t'_j – час роботи на j -ому сталому режимі за температури металу T'_j і еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{ej})_{\max}$;

t'_{pj} – час до настання граничного стану під дією еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{ej})_{\max}$ при температурі металу T'_j , який визначається за допомогою діаграми довготривалої міцності сталі 25X1M1ФА;

n'_l – число циклів l -го типу;

N'_{pl} – число циклів до появи втомних тріщин під дією тільки циклічних навантажень l -го типу;

q' – число різних типів сталих режимів, на момент оцінки, при температурі металу T'_j і сталих еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{ej})_{\max}$;

k' – число різних типів циклів, на момент оцінки, з різними амплітудами приведених інтенсивностей напружень $\Delta\sigma'_l$, або амплітуд деформацій ε'_{al} .

Штрихом помічені всі величини, що відносяться до попереднього періоду експлуатації перед розрахунком залишкового ресурсу.

Якщо розподіл пусків за типами на електростанції невідомий, і відоме лише загальне число пусків n до моменту оцінки, тоді накопичена циклічна пошкоджувальність Π'_c обчислюється за спрощеною формулою.

$$\Pi'_c = \frac{n}{N_p} \quad (4.15)$$

де N_p – число циклів до появи втомної тріщини, що відповідає найбільш жорсткому режиму (режиму з максимальною амплітудою деформації ε_a).

Залишкове напрацювання до появи тріщини $[G]_{\text{зал}}$ визначається за формулою:

$$[G]_{\text{зал}} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_r} \quad (4.16)$$

де Π''_r – прогнозована на наступний за оцінкою період експлуатації осереднена годинна пошкоджувальність (швидкість вичерпання ресурсу), яка буде накопичуватись в досліджуваній зоні ротора при чергуванні q'' типів сталих режимів та k'' типів циклів з різними циклічними навантаженнями.

Двома штрихами відмічені всі величини, що відносяться до періоду експлуатації після проведення розрахунку і продовження ресурсу.

4.2. Розрахунок накопиченого пошкодження та залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку типової західної ТЕС

Характеристика зміни інтенсивності напружень у характерних зонах впродовж циклів пуску визначається на основі даних про напружено-деформований стан (рис. 3.9-3.17) для всіх моментів часу та відображається на рис. 4.2-4.4. Для визначення характеру напруження, тобто чи розтягуючого, чи стискуючого, розраховано компоненти головних напружень σ_1 , σ_2 , σ_3 . Таким чином, характер напруження у кожен момент часу визначався за формулою [4]:

$$\sigma_i = \text{sign}[\max(|\sigma_1|; |\sigma_2|; |\sigma_3|)] \cdot \sigma_i \quad (4.17)$$

Аналізуючи надані дані, можна визначити, що під час пускових режимів значна частина часу область 1 (осьовий отвір у зоні 13-го ступеня) перебуває під високими розтягуючими навантаженнями, в той час як області 2 (одинадцятий елемент переднього кінцевого ущільнення) і 7 (розвантажувальний отвір 15-го ступеня) мають дію менш інтенсивних напружень (рис. 4.2-4.4).

Навпаки, зони 3 (перша камера передніх кінцевих ущільнень), 4 (теплова канавка між 5-им і 6-им сегментами ущільнень) і 5 (галтельне заокруглення між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем) піддаються значним стискуючим зусиллям.

Особливу увагу слід приділити складним умовам експлуатації зони 6 (галтель 13-го ступеня з боку 14-го ступеня). Наприклад, під час пуску з холодного стану амплітуда інтенсивності напружень протягом циклу досягає $\sigma_a = 281,5$ МПа, що може суттєво зменшити допустиму кількість циклів до руйнування (рис. 3.2). Для роторів середнього тиску турбіни К-200-130 ця область завжди є найбільш небезпечним концентратором напружень, що зумовлено як геометричним виконанням валу в цій області, так і високими експлуатаційними температурами [9-10]. Проте умови експлуатації РСТ блоку ТЕС у даному випадку значно ускладнені внаслідок проточування валу

в даній області на 15 мм під час останнього капітального ремонту енергоблоку у 2022 році, що призвело до зменшення товщини валу в даній області на 7,8% (з 192 мм до 177 мм).

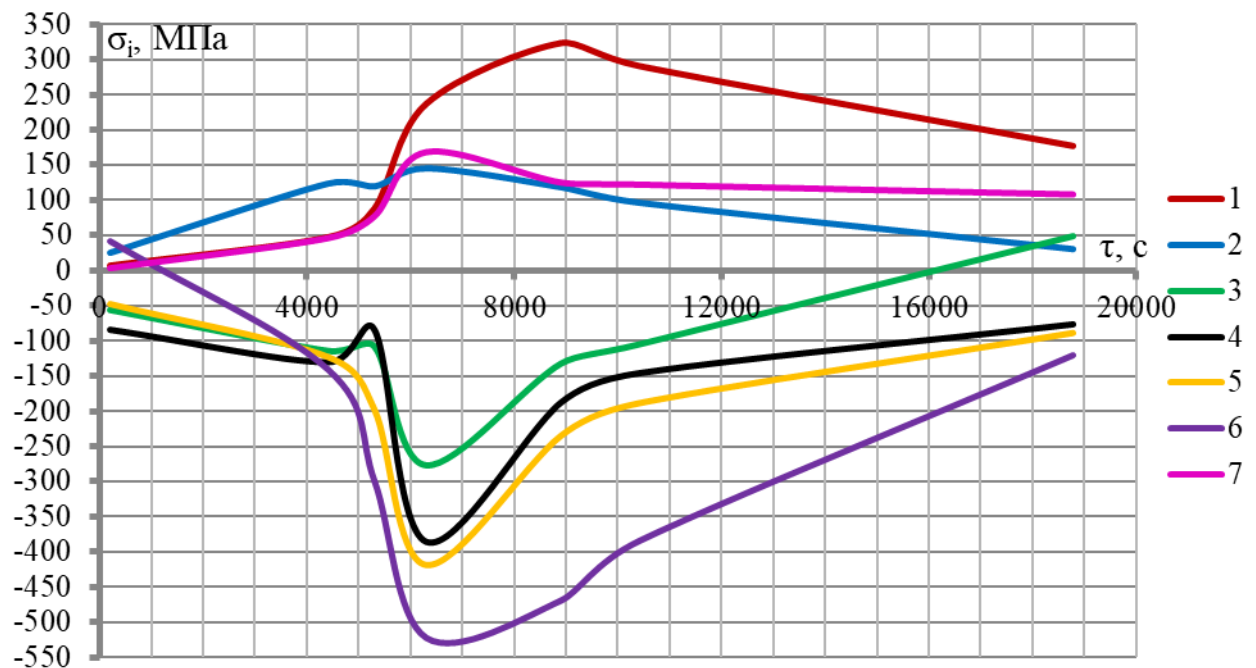


Рис. 4.2. Динаміка зміни інтенсивності напружень в роторі середнього тиску блоку ТЕС при пуску з холодного стану

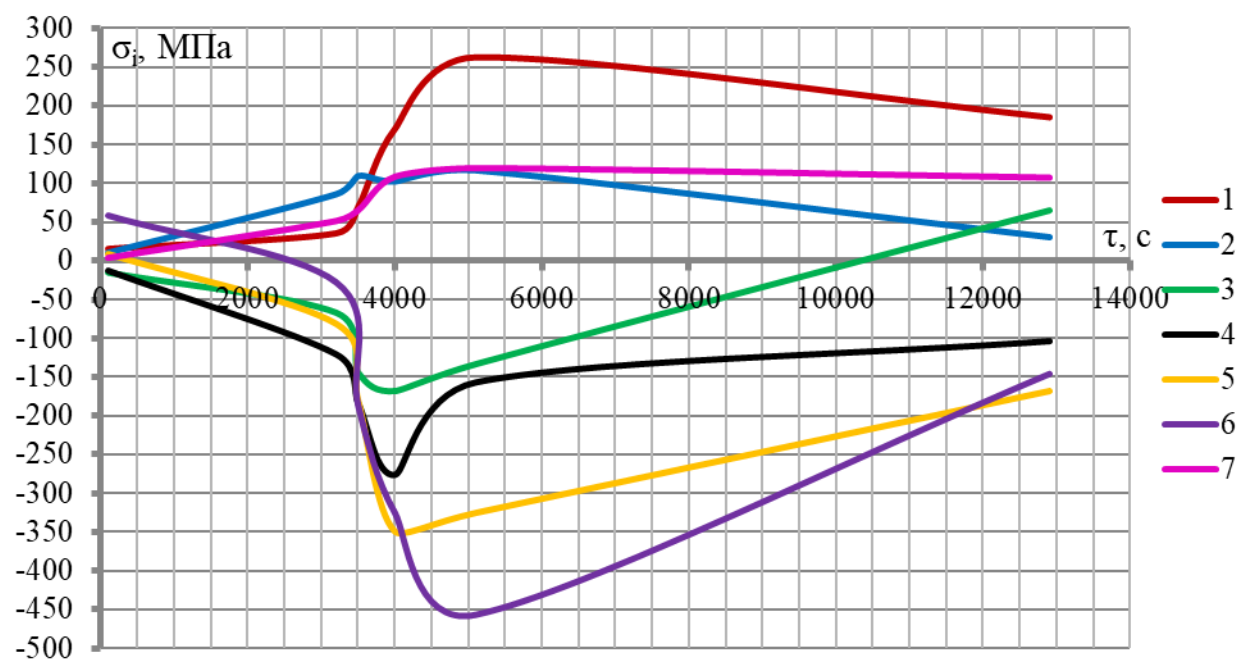


Рис. 4.3. Динаміка зміни інтенсивності напружень в роторі середнього тиску блоку ТЕС при пуску з неостиглого стану

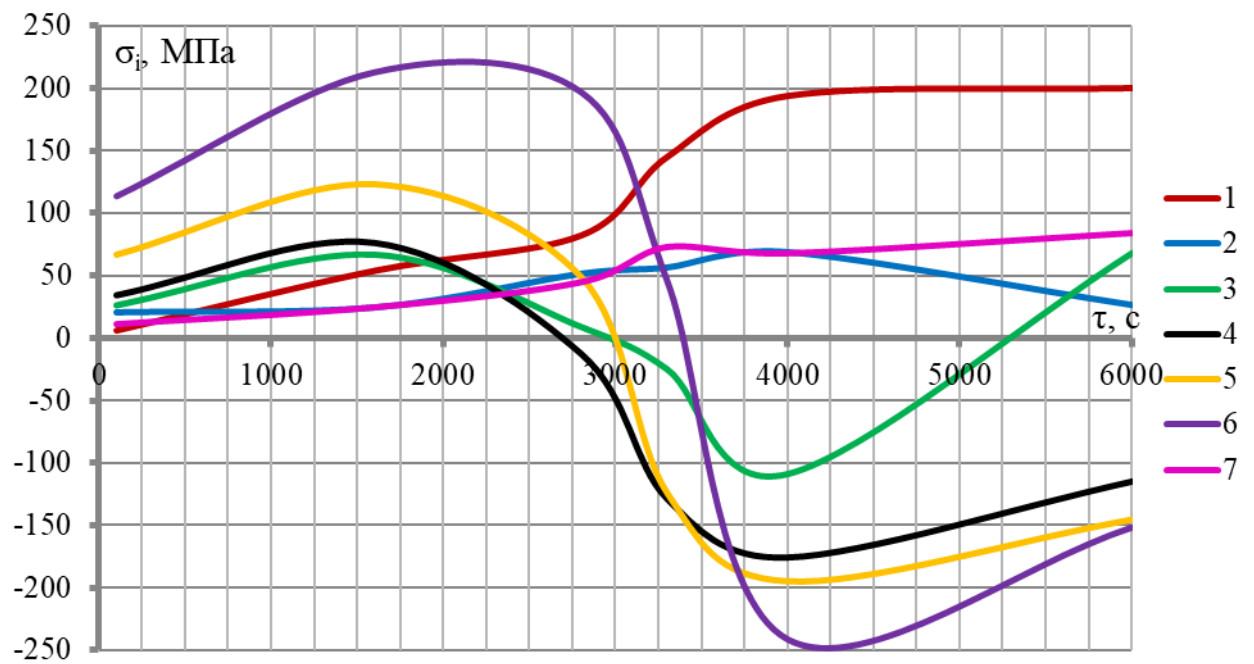


Рис. 4.4. Динаміка зміни інтенсивності напружень в роторі середнього тиску блоку ТЕС при пуску з гарячого стану

За допомогою аналізу динаміки зміни інтенсивності напружень у роторі середнього тиску блоку ТЕС під час пуску з трьох теплових станів (рис. 4.2-4.4) були визначені значення змін напружень σ_a та коефіцієнта асиметрії циклу навантаження r для всіх ключових областей. Також були встановлені інші параметри малоциклової втоми, які необхідні для обчислення приведеної до симетричного циклу навантаження зміни інтенсивності деформації $\epsilon_{a,пр}$.

Результати проведених розрахункових досліджень для всіх характерних областей та типів пуску наведені в таблицях 4.1-4.3.

Таблиця 4.1. Показники малоциклової втоми досліджуваних областей РСТ блоку ТЕС при пуску з холодного стану

Область	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °C	E , ГПа	r	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.пр.}$, %
1	158,5	466	190,2	0,02	212,7	150,1	0,1007
2	60,15	199	210	0,169	247,9	158,6	0,0617
3	162,55	310	203,9	-1	242,9	242,9	0,0691
4	177,4	374	199,2	-1	235,9	235,9	0,0772
5	188,6	458	191,1	-1	215,7	215,7	0,0855
6	281,5	491	187,1	-1	201	201	0,1304
7	82,55	435	193,6	0,019	223,1	157,6	0,0663

Таблиця 4.2. Показники малоциклової втоми досліджуваних областей РСТ блоку ТЕС при пуску з неостиглого стану

Область	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °C	E , ГПа	r	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.пр.}$, %
1	124,05	466	190,2	0,055	212,7	147	0,0864
2	53,2	199	210	0,093	247,9	167,3	0,0552
3	115,9	310	203,9	-1	242,9	242,9	0,0493
4	131,25	374	199,2	-1	235,9	235,9	0,0571
5	178,95	458	191,1	-1	215,7	215,7	0,0812
6	257,2	491	187,1	-1	201	201	0,1191
7	57,9	435	193,6	0,029	223,1	156,7	0,0556

Таблиця 4.3. Показники малоциклової втоми досліджуваних областей РСТ блоку ТЕС при пуску з гарячого стану

Область	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °C	E , ГПа	r	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.пр.}$, %
1	97,35	466	190,2	0,028	212,7	149,5	0,0732
2	24,1	199	210	0,304	247,9	141,7	0,0538
3	88,55	310	203,9	-1	242,9	242,9	0,0376
4	125,85	374	199,2	-1	235,9	235,9	0,0548
5	158,85	458	191,1	-1	215,7	215,7	0,072
6	227,15	491	187,1	-1	201	201	0,1052
7	53,25	435	193,6	0,098	223,1	150	0,0566

Значення амплітуди інтенсивності напружень σ_a та розрахункової температури $t_{ном}$ були визначені на основі відповідних даних про температурні структури та навантаження-деформаційний стан РСТ (розділи 3.3-3.17). Значення модуля пружності E та межі втоми σ_{-1} при симетричному

навантаженні були встановлені за допомогою експоненційної апроксимації експериментальних даних про фізико-механічні властивості сталі 25X1M1ФА, які були наведені у [7]. Для цього використовувалось базове апроксимаційне рівняння відповідного формату:

$$E_j, \sigma_{-1j} = a \cdot (b - e^{-c \cdot t_j}) \quad (4.18)$$

Коефіцієнти a , b і c визначаються шляхом математичної обробки експериментальних даних. Значення коефіцієнтів асиметрії r , межі втоми при даній асиметрії навантаження σ_N та зміни інтенсивності деформації $\varepsilon_{a,np}$ є результатом розрахунків. На основі значень $\varepsilon_{a,np}$ можна визначити число допустимих циклів пуску при розрахунковій температурі $t_{ном}$, використовуючи експериментальні криві малоциклової втоми сталі 25X1M1ФА, які зображені на рис. 4.1. Під час розрахунку враховуються два моменти, які вбачають коефіцієнти запасу міцності на різному рівні. У першому моменті, згідно з рекомендаціями РТМ 108.021.103-85 [7], значення запасу міцності за числом циклів становить $n_N = 5$, а за деформаціями – $n_\varepsilon = 1,5$. У другому моменті ці значення прийняті на рівні $n_N = 3$ і $n_\varepsilon = 1,25$, які отримані впродовж експериментальних досліджень властивостей металу і структури для оцінювання запасів міцності за деформаціями і числом циклів і властивостей довготривалої міцності. Експериментальні дослідження на малоциклову втому проведені для зразків сталі 25X1M1ФА РСТ та сталі 15X1M1ФЛ корпусів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 Луганської ТЕС ПАТ «Східенерго» [9, 10].

Зразки роторної сталі 25X1M1ФА були вирізані із РСТ турбіни К-200-130, який функціонував протягом 275 031 годин та здійснив 1182 пуски. З цих пусків 853 (72%) були з теплових станів НС-1,2, а 329 (28%) - з теплового стану ХС. Зразки вирізані з тих місць, де спостерігається найбільше напруження в роторі середнього тиску.

Проведений аналіз стану сталі 25X1M1ФА показав, що її властивості зазнали деградації до 38% за кількістю циклів до руйнування, що не перевищує

допустимого ліміту до 40%, у всьому діапазоні амплітуд деформацій (від 0,12% до 2,14%). Проте зменшення циклічної міцності до 17% відбулося у амплітуді деформацій від 0,0% до 0,493%. Отже, для даної сталі у визначеному діапазоні напружень, коефіцієнти запасу міцності можуть бути встановлені на рівні $n_N = 3$ і $n_\varepsilon = 1,25$.

Результати розрахунків ресурсних показників РСТ турбіни К-200-130 блоку ТЕС станом на 31.08.2022 року представлені в таблиці 4.4.

При визначенні статичного пошкодження, згідно рекомендацій СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011, допустимий час роботи роторної сталі складає 370 тис. годин. За урахуванням експериментальних досліджень КПП ім. Ігоря Сікорського та Інституту проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, цей час можна збільшити до 440 тис. годин, що призведе до збільшення індивідуального залишкового ресурсу. Такий підхід можна обґрунтувати позитивним рішенням експертної комісії, утвореної згідно з СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004, яка включає представників електростанції, спеціалізованих та інших організацій.

Таблиця 4.4. Ресурсні показники ротора середнього тиску блоку ТЕС

№	Ресурсний показник	Од. вим.	Значення		
1	Режим експлуатації енергоблоку	-	Продовження експлуатації в напівбазовому-напівпіковому режимі		Перехід в базовий режим роботи
2	Коефіцієнти запасу міцності по числу циклів n_N / по деформаціям n_ε	-	5 / 1,5	3 / 1,25	3 / 1,25
3	Допустимий час роботи на стаціонарних режимах	год	370000	440000	470000
4	Поточне напрацювання	год	289875		
5	Поточна сумарна кількість пусків	-	1452		
6	Поточна кількість пусків за	ХС	370		

	тепловими станами	НС	700		
		ГС	382		
7	Інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи	МПа	131,6		
8	Допустиме число циклів пуску	ХС	2130	3550	3550
		НС	3780	6000	6000
		ГС	4700	7840	7840
9	Циклічне пошкодження	%	44,02	26,96	26,96
10	Статичне пошкодження	%	78,34	65,88	61,68
11	Сумарне пошкодження	%	122,36	92,84	88,64
12	Залишкове число пусків	-	вичерпано	120	40
13	Залишковий ресурс	год	вичерпано	22300	50200

Також важливо враховувати, що реальні значення пошкоджуваності можуть зростати з кількох причин:

- зупинки з примусовим розхолоджуванням можуть призводити до збільшення амплітуди напружень;
- після роботи обладнання понад 200 тис. годин відбувається певна деградація властивостей металу;
- відхилення реальних пускових графіків від тих, що передбачені інструкцією з експлуатації, через вплив людських та інших факторів;
- відсутність повних даних щодо фізико-механічного стану сталі ротора на даний момент експлуатації.

Отже, загальне пошкодження металу РСТ турбоагрегату К-200-130 енергоблоку ТЕС складає 122% (табл. 4.4, п. 11), за умови значення запасу міцності по числу циклів і по деформаціях на рівні 5 і 1,5 відповідно, і за дотриманому часі роботи металу 370 тис. год. Якщо загальне пошкодження металу ротора перевищує 100%, то майбутня експлуатація обладнання стає неможливою згідно з рекомендаціями СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011, і його ресурс вважається вичерпаним [4].

При зменшенні значень запасу міцності по числу циклів і по деформаціях до рівня 3 і 1,25 відповідно, а також при прийнятті допустимого

терміну роботи металу 440 тис. годин, загальне пошкодження металу ротора ЦСТ складає 93%. Якщо енергоблок № 7 продовжить експлуатацію у тому ж режимі, що і до 02.06.2022 року (напівбазовий-напівпіковий режим роботи), залишковий ресурс металу ротора ЦСТ турбоагрегату К-200-130 енергоблоку ТЕС становитиме 22 300 годин при допустимому залишковому числі циклів пуску 120.

Якщо розглядати можливість переведення енергоблоку ТЕС у базовий режим роботи із загальною додатковою кількістю пусків на всю подальшу експлуатацію не більше 40, можна сповільнити темпи накопичення циклічного пошкодження. Крім того, оскільки область 6 працює при температурі 491 °С, а не 500 °С, для якої були отримані криві довготривалої міцності, то застосовуючи експоненційну апроксимацію даних з довготривалої міцності сталі Р2МА для температур 20, 500 і 525 °С, допустимий термін роботи металу можливо зрости до 470 тис. годин. У такому випадку, за умови значення запасу міцності по числу циклів і по деформаціях 3 і 1,25 відповідно, залишковий ресурс ротора середнього тиску складе 50 200 годин.

Отже, коли експертна комісія, згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004, дозволить зменшення значення запасу міцності по числу циклів і по деформаціях до 3 і 1,25 відповідно, а також прийме допустимий термін роботи металу на рівні 440 тис. годин, то строк експлуатації ротора ЦСТ турбоагрегату К-200-130 енергоблоку ТЕС продовжиться на 20 тис. годин за додатковою кількістю пусків не більше 120 [2, 4].

У разі переходу енергоблоку ТЕС з напівбазового-напівпікового режиму експлуатації до базового, а також за використання значень запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3 і 1,25 відповідно, та за допустимого терміну роботи металу у розмірі 470 тис. годин, можливо

продовжити термін експлуатації ротора ЦСТ на 50 тис. годин при обмеженні кількості додаткових пусків до 40, якщо буде прийнято відповідне рішення експертної комісії.

ВИСНОВКИ

1. На 02.06.2022 р. робочий час ротора середнього тиску енергоблоку ТЕС становив 289 875 годин, з 1452 пусками з трьох теплових станів. Розділення пусків за тепловим станом показує, що 25,5% (370 пусків) були з холодного стану металу (ХС), 48,2% (700 пусків) - з неостиглого стану (НС), і 26,3% (382 пусків) - з гарячого стану (ГС).

2. Впродовж аналізу теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску ТЕС на номінальному режимі роботи було прийнято, що найбільша температура спостерігалася в області регулюючого ступеня, з подальшим зменшенням у напрямку руху пари до 19-го ступеня тиску. У зоні кінцевих ущільнень відзначалося більше зниження температури металу. Максимальні напруження на номінальному режимі роботи були зафіксовані в зоні осьового отвору під регулюючим ступенем, а також в проточці кільцевої тріщини в галтелі регулюючого ступеня з боку 14-го ступеня тиску, і в розвантажувальних отворах дисків ступенів.

3. Аналіз режимів пуску турбіни проводився у нестационарній постановці. Під час пусків з трьох теплових станів спостерігалися значні градієнти температур з моменту початку руху ротора. Зазвичай, максимальні значення градієнту температур фіксувалися під час витримки ротора на холостому ходу.

4. Під час створення геометричного аналога РСТ було враховано моделювання всіх кованих поверхонь ротора між осями передніх вкладишів підшипників, з розрахунком на галтелі, радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальні отвори, хвостові кріплення робочих лопаток, а також повну геометрію кінцевих і діафрагмових ущільнень. Не враховувалися насадні диски і втулки задніх кінцевих ущільнень, але це було узяттям до уваги через встановлення граничних умов. Створена геометрична модель оцінює також вибірки металу ротора в місцях виникнення тріщин, виявлених під час планово-попереджувального ремонту. Для розрахункової моделі ротора в тривимірній постановці використовувалося понад 12 мільйонів

скінчених елементів зі згущенням сітки в радіальному напрямку та особливо в зонах, які є концентраторами напружень.

5. Отримано епюри розподілу температур та напружень в роторі середнього тиску для всіх пускових етапів експлуатації. Визначено, що на режимах пуску роботи турбіни встановлена значна концентрація напружень в області галтельного заокруглення між 13-м та 14-м ступенями ротора. В даній області виконано вибірку тріщини на глибину в 15 мм. Вказане ремонтне відновлення є вимушеним, однак призвело до зменшення товщини валу в даній області на 7,8 % (зі 192 мм до 177 мм). Як наслідок, при пусках з холодного та неостиглого стану дана область зазнає високих стискуючих напружень (близько 400-520 МПа) в моменти часу від виходу ротора на холостий хід до витримки при початковому навантаженні електрогенератора. Далі зі стабілізацією температурного поля ротора ці напруження поступово зменшуються. Амплітуди інтенсивності напружень, яких зазнає дана область при пуску з ХС та НС складають: $\sigma_{aXC} = 281,5$ МПа та $\sigma_{aHC} = 257,2$ МПа. При пуску з ГС максимальне стискуюче напруження в даній області є суттєво меншим (241,8 МПа), однак на відміну від пуску з ХС і НС, на початкових етапах пуску ця область зазнає впливу чималих розтягуючих напружень (до 212,5 МПа), в результаті амплітуда напружень в циклі пуску з ГС є теж досить великою $\sigma_{aGC} = 227,2$ МПа.

6. Загальне зношування металу РСТ турбоагрегату К-200-130 енергоблоку ТЕС становить 122%, якщо використовуються коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів і деформаціях на рівні 5 і 1,5 відповідно, і допустимий час роботи металу складає 370 тис. годин. Якщо зношування перевищує 100%, експлуатація обладнання стає неможливою згідно з рекомендаціями СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011, і ресурс вважається вичерпаним.

7. На основі попередніх експериментальних досліджень структури і властивостей сталі 25Х1М1ФА ротора середнього тиску блоку Луганської ТЕС, який працював 275 031 годин з загальним числом пусків 1182, були

уточнені характеристики довготривалої міцності і запаси міцності по деформаціях (n_ϵ) і числу циклів (n_N). Застосовуючи аналогічний підхід для ротора середнього тиску блоку ТЕС, із коефіцієнтами запасу міцності по кількості циклів і деформаціях на рівні 3 і 1,25 відповідно, і допустимим терміном роботи металу 440 тис. годин, загальне зношування металу ротора складає 93%. Якщо енергоблок № 7 продовжить експлуатацію в аналогічному режимі, який був характерний до 02.06.2022 року (напівбазовий-напівпіковий режим роботи), залишковий ресурс металу ротора складе 22 300 годин при допустимому залишковому числі циклів пуску 120.

8. Коли експертна комісія, утворена відповідно до СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004, складена з представників електричної станції, спеціалізованих і інших організацій, зможе схвалити зменшення коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і деформаціях до 3 і 1,25 відповідно, в тому числі взяти допустимий час роботи металу на рівні 440 тис. годин, то строк експлуатації ротора турбоагрегату К-200-130 енергоблоку ТЕС може бути продовжений на 20 тис. годин при додатковому числі пусків не більше 120.

9. Якщо розглянути можливість переведення енергоблоку ТЕС в базовий режим роботи при загальному додатковому числі пусків на всю подальшу експлуатацію не більше 40, можна досягти уповільнення темпів накопичення циклічного пошкодження. Окрім цього, оскільки область 6 (рис. 2.5) працює при температурі 491 °С, а не 500 °С для якої отримано криві довготривалої міцності [8-10], то застосовуючи експоненційну апроксимацію даних з довготривалої міцності сталі Р2МА для температур 20, 500, 525 °С [11], допустимий термін роботи металу може зрости до 470 тис. год. В такому випадку, при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях 3 і 1,25, залишковий ресурс РСТ складе 50200 год.

10. При зміні режиму експлуатації енергоблоку ТЕС з напівбазового-напівпікового на базовий, а також при використанні коефіцієнтів запасу

міцності по кількості циклів і деформаціях на рівні 3 і 1,25 відповідно, і при допустимому терміні роботи металу на рівні 470 тис. годин, можна продовжити строк експлуатації ротора ЦСТ на 50 тис. годин при додатковому числі пусків не більше 40, коли експертна комісія прийме відповідне рішення.

РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Розглянути можливість перехідного процесу енергоблоку ТЕС у базовий режим роботи з обмеженням на кількість запусків з трьох теплових станів протягом року не більше 10. Це сповільнить процес накопичення пошкоджень у основному металі роторів високого та середнього тиску.

2. Для з'ясування запасів міцності сталі роторів високого та середнього тиску щодо деформацій (n_ϵ), кількості циклів (n_N), меж текучості (n_T) та довготривалої міцності ($n_{д.м.}$), потрібно провести експериментальне дослідження впливу старіння на зміну фізико-механічних властивостей легованої сталі 25X1M1ФА при робочих температурах.

3. Під час кожного планового продовження терміну експлуатації для обладнання, яке вже вичерпало запас ресурсу в 220 тис. годин (згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004), необхідно проводити додаткові розрахункові визначення індивідуального ресурсу високотемпературних елементів парової турбіни К-200-130:

- Експериментальні дослідження під час планово-попереджувальних ремонтів, включаючи неруйнівний контроль металу для виявлення дефектів та оцінку утворених пошкоджень, а також дослідження структури та властивостей металу.

- Розрахунок індивідуального ресурсу, враховуючи фактичні дані про властивості металу, режими експлуатації та зміни у конструкції під час ремонтів, а також результати експериментальних досліджень.

- Проведення технічного аудиту стану обладнання на поточний момент і експертної оцінки можливості продовження терміну експлуатації високотемпературного обладнання згідно з вимогами нормативних документів.

4. Для збільшення надійності елементів турбіни, пониження теплових навантажень та покращення умов експлуатації рекомендується впровадити наступні заходи:

- Модернізувати систему контролю основних параметрів турбіни з контролем впливу на надійність та ресурс турбіни.
- Створити системи моніторингу вібрацій для діагностики стану елементів валопроводу та виявлення тріщини в роторах.
- Приділяти особливу увагу вібраційному стану турбіни під час пусків з холодного стану та синхронізації турбогенератора.
- Дотримуватись рекомендацій заводу-виготовлювача та мінімізувати відхилення від графіків-завдань.
- Створити системи контролю та технічної діагностики теплового та напружено-деформованого стану обладнання.

Перелік посилань

1. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с.

2. Металографічні методи дослідження елементів теплоенергетичного устаткування. Положення: СОУ-Н ЕЕ 20.321:2009. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2009. – 69 с.

3. Звіт з оцінки відповідності (достатності) генеруючих потужностей для покриття прогнозованого попиту на електричну енергію та забезпечення необхідного резерву у 2020 році (Затверджено постановою НКРЕКП від 16 червня 2021 року № 975) / Національна енергетична компанія «Укренерго». – Київ, 2021. – 122 с.

4. Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011. Методичні вказівки / М.Г. Шульженко. – Офіц. вид., К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2011. – 27 с.

5. НД МПЕ України. Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011. Методичні вказівки / М. Г. Шульженко. – Офіц. вид., Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2011. – 27 с.– (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).

6. Управління ресурсом турбін 200 МВт шляхом оптимізації доли пусків з різних теплових станів / О. Ю. Черноусенко, О. П. Усатий, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2019. – № 2. – С. 4–11. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.02.01>.

7. Аналіз можливості продовження експлуатації ротора середнього тиску з урахуванням тріщин критичного розміру./ О. Ю. Черноусенко,

Риндюк Д. В., Пешко В. А.// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2019. – № 1(2019). – С. 4-9– ; Url - ISSN 2078-774X. С.4-10; DOI - <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.01.01>

8. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).

9. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Features of prolongation of the service life of high-and intermediate pressure rotors of K-200-130 steam turbine of Luhansk TPP //The Problems of General Energy. – 2018. – Т. 2. – №. 53. – С. 65-70

10. Оцінка напружено деформованого стану ротору середнього тиску парової турбіни К-200-130/ О. Ю. Черноусенко, Паламарчук С.М. // Харків: ФОП Бровин А.В., 2014. – 308 с. ISBN: 978-966-2445-79-4 (умов. друк. арк. 17.9), затверджено Вченою Радою НТУУ «КПІ», про-токол №9 від 6.10.2014 р.

11. Визначення тривалої міцності металу роторної сталі і оцінка подовження експлуатації роторів парових турбін потужністю 200 МВт понад парковий ресурс / Корнійчук Н.В.// В кн.:«Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. Київ., 2010.- С.30.

12. Експериментальне визначення довготривалої міцності металу ротора середнього тиску турбіни 200 МВт / Черноусенко О.Ю., Романюк Н.В.// В кн.:«Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. Київ., 2011.- С.171.

13. Інструкція по пуску блоку з різних теплових станів / Відокремлений підрозділ «Бурштинська теплова електрична станція» АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО». – Бурштин, 2011. – 34 с.