

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

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

(повна назва факультету)

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»
УДК 621.165.62

До захисту допущено:
Завідувач кафедри

_____ Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(підпис) (Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

« _____ » _____ 2024 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-науковою програмою «Теплоенергетика та
теплоенергетичні установки електростанцій»

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»
(код і назва спеціальності)

на тему:

«Обґрунтування можливості продовження експлуатації турбіни
К-1000-60/3000 після пошкодження лопаткового апарату»

Виконав: студент II курсу, групи ТУ-21МН
(шифр групи)

_____ Лівшун Ілля Олександрович
(Прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник:

доцент, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Пешко Віталій Анатолійович
(Прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Рецензент:

_____ (Прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____ (підпис)

Київ - 2024 року

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

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 144 Теплоенергетика

Освітньо-наукова програма «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(підпис) (Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

« ___ » _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

Лівшуну Іллі Олександровичу

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Обґрунтування можливості продовження експлуатації турбіни К-1000-60/3000 після пошкодження лопаткового апарату»

науковий керівник дисертації Пешко Віталій Анатолійович, к.т.н, доц.

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

затверджені наказом по університету від «26» березня 2024 р. № 1456-с

2. Термін подання студентом дисертації 24.05.2024 р.

3. Об'єкт дослідження – термонапружений стан та ресурсні показники ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000.

4. Предмет дослідження – закономірності вичерпання індивідуального ресурсу ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 з повним та частковим облопачуванням.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Вступ, Огляд літератури щодо можливості продовження експлуатації турбіни без пошкоджених робочих лопаток, Математична модель розрахунку ресурсних показників ротора турбіни атомної електростанції, Геометричний аналог ротора високого

тиску та режими роботи турбіни К-1000-60/3000, Розрахункове дослідження можливості експлуатації турбіни К-1000-60/3000 без робочих лопаток 5-го ступеня з точки зору довговічності роботи ротора.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: презентаційний матеріал обсягом від 15 слайдів.

7. Орієнтовний перелік публікацій – 1 теза доповіді на міжнародній конференції.

8. Консультанти розділів дисертації

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

9. Дата видачі завдання 09.09.2022 р.

Календарний план

| № з/п | Назва етапів виконання магістерської дисертації | Термін виконання етапів магістерської дисертації | Примітка |
|-------|---|--|----------|
| 1 | Вступ | Грудень 2022 р. | виконав |
| 2 | Огляд літератури щодо можливості продовження експлуатації турбіни без пошкоджених робочих лопаток | Червень 2023 р. | виконав |
| 3 | Математична модель розрахунку ресурсних показників ротора турбіни атомної електростанції | Жовтень 2023 р. | виконав |
| 4 | Геометричний аналог ротора високого тиску та режими роботи турбіни К-1000-60/3000 | Січень 2024 р. | виконав |
| 5 | Розрахункове дослідження можливості експлуатації турбіни К-1000-60/3000 без робочих лопаток 5-го ступеня з точки зору довговічності роботи ротора | Травень 2024 р. | виконав |

Студент

_____ (підпис)

Ілля ЛІВШУН

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Науковий керівник

_____ (підпис)

Віталій ПЕШКО

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

| № з/п | Формат | Позначення | Найменування | Кількість листів | Примітка |
|-------|--------|-----------------------|---|------------------|----------|
| 1 | A4 | | Завдання на магістерську дисертацію | 2 | |
| 2 | A4 | КП.МД.24.144.21244.ПЗ | Пояснювальна записка | 78 | |
| 3 | A4 | КП.МД.24.144.21244.01 | Презентація доповіді для захисту магістерської дисертації | 20 | |

| | | | | КП.МД.24.144.21244.ПЗ | | |
|-------------|----------------------|---------------|-------|--|---|--------|
| | | Ім'я ПРИЗВИЩЕ | Підп. | Дата | | |
| Розроб. | Ілля ЛІВШУН | | | Відомість магістерської дисертації | Лист | Листів |
| Наук. кер. | Віталій ПЕШКО | | | | 1 | 77 |
| Тех. контр. | Дмитро РИНДЮК | | | | КП ім. Ігоря Сікорського кафедра ТАЕ гр. ТУ-21мн | |
| Зав. каф. | Ольга ЧЕРНОУСЕНКО | | | | | |

**Пояснювальна записка
до магістерської дисертації
на тему:**

**«Обґрунтування можливості продовження
експлуатації турбіни К-1000-60/3000 після
пошкодження лопаткового апарату»**

Київ - 2024 року

АНОТАЦІЯ

Лівшун І. О. Обґрунтування можливості продовження експлуатації турбіни К-1000-60/3000 після пошкодження лопаткового апарату.

Дисертація на здобуття наукового ступеня магістра за спеціальністю 144 теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Київ, 2024.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню можливості експлуатації турбіни К-1000-60/3000 без робочих лопаток 5-го ступеня в разі їхнього пошкодження. Наукове обґрунтування такого рішення вимагає проведення комплексного дослідження, щодо впливу відсутності робочих лопаток на ресурсні показники ротора високого тиску.

На підставі проведених досліджень отримано наступні наукові результати: вдосконалено модель розрахунку теплового стану ротора високого тиску під час пуску шляхом врахування схеми течії ущільнюючої пари в проточній частині турбіни на початкових етапах пуску; вперше встановлено зони концентрації пошкоджень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 з демонтованими робочими лопатками 5-го ступеня; знайшла подальшого розвитку модель оцінки довговічності експлуатації ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при змінній проектній конструкції.

Практичне значення дисертаційної роботи: встановлено вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня на темпи прогрівання металу ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 під час пуску з холодного стану; визначено нові зони концентрації напружень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 без робочих лопаток 5-го ступеня, за якими необхідно організувати діагностичний контроль; надано рекомендації щодо допустимості продовження експлуатації турбіни К-1000-60/3000 після пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня на базі уточнення ресурсних показників ротора високого тиску.

Ключові слова: атомна електростанція, парова турбіна, робочі лопатки, нестационарний теплообмін, тепловий стан, градієнт температур, напружений стан, пошкодження, залишковий ресурс.

SUMMARY

Livshun I. O. Justification of the possibility of continuing the operation of the K-1000-60/3000 turbine after damage to the working blades.

The dissertation on competition of the master's scientific degree on a specialty 144 heat power engineering. - National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute". Kyiv, 2024.

This dissertation is devoted to the study of the possibility of operating the K-1000-60/3000 turbine without the 5th stage blades in case of their damage. The scientific justification of such a decision requires a comprehensive study of the impact of the absence of blades on the service life of the high-pressure rotor.

Based on the research, the following scientific results were obtained: the model for calculating the thermal state of the high-pressure rotor during startup was improved by taking into account the flow pattern of sealing steam in the flow part of the turbine at the initial stages of startup; for the first time, the zones of damage concentration in the high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine with dismantled 5th stage blades were established; the model for assessing the service life of the high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine with a modified design structure was further developed.

Practical significance of the dissertation: the influence of the absence of the 5th stage blades on the rate of heating of the metal of the high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine during start-up from a cold state is established; new zones of stress concentration in the high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine without the 5th stage blades, which need to be organized for diagnostic control, are determined; recommendations are given on the permissibility of continuing the

operation of the K-1000-60/3000 turbine after damage to the 5th stage blades on the basis of clarifying the resource indicators of the high-pressure rotor.

Keywords: nuclear power plant, steam turbine, working blades, unsteady heat transfer, thermal state, temperature gradient, stress state, damage, residual service life.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ..... | 11 |
| ВСТУП..... | 12 |
| РОЗДІЛ 1. ПІДХОДИ ДО ОЦІНКИ МОЖЛИВОСТІ ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБІНИ БЕЗ ПОШКОДЖЕНИХ РОБОЧИХ ЛОПАТОК..... | 16 |
| 1.1. Сучасний стан атомних та теплових електростанцій України та їхні ресурсні показники..... | 16 |
| 1.2. Оцінка можливості продовження експлуатації пошкодженої турбіни АЕС на основі дослідження її теплового та напруженого стану..... | 21 |
| 1.3. Постановка задачі дослідження..... | 27 |
| Висновки до розділу 1..... | 27 |
| РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБІНИ АТОМНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ..... | 30 |
| 2.1. Коротка характеристика об'єкта дослідження..... | 30 |
| 2.2. Математична модель дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора турбіни АЕС в нестационарній постановці..... | 32 |
| 2.3. Математична модель оцінки пошкодження ротора та його ресурсних показників при експлуатації..... | 37 |
| Висновки до розділу 2..... | 41 |
| РОЗДІЛ 3. ГЕОМЕТРИЧНИЙ АНАЛОГ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТА РЕЖИМИ РОБОТИ ТУРБІНИ К-1000-60/3000..... | 44 |
| 3.1. Розробка тривимірного аналогу об'єкта дослідження..... | 44 |
| 3.2. Типові режими експлуатації енергоблоків АЕС з турбінами К-1000-60/3000..... | 47 |
| Висновки до розділу 3..... | 50 |

| | |
|---|----|
| РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБІНИ К-1000-60/3000 БЕЗ РОБОЧИХ ЛОПАТОК 5-ГО СТУПЕНЯ З ТОЧКИ ЗОРУ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОТИ РОТОРА..... | 52 |
| 4.1. Розрахунок нестационарних граничних умов теплообміну для поверхонь ротора високого тиску..... | 52 |
| 4.2. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску в проектній конструкції та без робочих лопаток 5-го ступеня..... | 55 |
| 4.3. Вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня на ресурсні показники ротора високого тиску..... | 64 |
| Висновки до розділу 4..... | 66 |
| ВИСНОВКИ..... | 69 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 72 |

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

- АЕС – атомна електрична станція;
ГНД – галузевий нормативний документ;
ГС – гарячий стан металу;
ГУ – граничні умови;
ЗКУ – задні кінцеві ущільнення;
МСЕ – метод скінченних елементів;
МЦВ – малоциклова втома;
НА – направляючий апарат;
НДС – напружено-деформований стан;
НС – неостиглий стан металу;
ОЕС – Об'єднана енергетична система;
ПКУ – передні кінцеві ущільнення;
ППР – планово-попереджувальний ремонт;
ПТУ – паротурбінна установка;
ПАЕС – Південноукраїнська атомна електрична станція;
РАЕС – Рівненська атомна електрична станція;
РВТ – ротор високого тиску;
РЛ – робочі лопатки;
СЛ – соплові лопатки;
СПП – сепаратор-пароперегрівач;
ТС – тепловий стан;
ХАЕС – Хмельницька атомна електрична станція;
ХС – холодний стан металу;
ЦВТ – циліндр високого тиску;
CFD – computational fluid dynamics (розрахункова гідродинаміка).

ВСТУП

В умовах постійних обстрілів енергетичної системи України з боку російського ворога, атомні електричні станції є основою стабільного електропостачання. Забезпечення надійності їх експлуатації є стратегічно-важливою задачею. Тим не менш можливі різноманітні аварійні події, що призводять до руйнування елементів лопаткового апарату турбіни. В поточних умовах забезпечити швидку заміну пошкоджених деталей турбіни складно, в той же час тривалий простій енергоблоків АЕС для енергосистеми України є неприпустимим.

Актуальність теми. В світі відомий позитивний досвід експлуатації парових турбін без частини елементів проточної частини. В таких випадках розглядають декілька варіантів: експлуатації циліндра без пошкоджених робочих лопаток, демонтаж і робочих і соплових лопаток пошкодженого ступеня, заміна пошкоджених елементів спеціальними елементами з подібним аеродинамічним опором. Очевидно, що такі зміни проектною конструкції матимуть суттєвий вплив на економічність та довговічність роботи турбоустановки.

Наукове дослідження спрямоване на обґрунтування можливості експлуатації турбіни К-1000-60/3000 без пошкоджених робочих лопаток 5-го ступеня є актуальним. Доцільно дослідити вплив зміненої конструкції на тепловий та напружено-деформований стан ротора при типових режимах експлуатації, а також встановити зміни у темпах накопичення пошкодження в основному металі за різними механізмами та прийняти обґрунтоване рішення про допустимість або недоцільність продовження експлуатації ротора високого тиску.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплової та альтернативної енергетики КПІ ім. Ігоря Сікорського та відповідає основним напрямкам дослідження наукових шкіл кафедри. Магістерська дисертація пов'язана з науково-технічними

розробками наукової групи ІАТЕ-07 «Ресурс енергетичного обладнання та розробка засобів подовження терміну експлуатації».

Мета і завдання дослідження. *Метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування можливості продовження експлуатації турбіни К-1000-60/3000 без пошкоджених робочих лопаток 5-го ступеня з точки зору довговічності роботи ротора.*

Поставлена мета досягається шляхом вирішення таких завдань:

- аналіз поточного стану енергетичного обладнання в енергосистемі України;
- огляд літературних джерел з питань практичного досвіду експлуатації турбін без частини робочих лопаток та методів моделювання теплового та напруженого стану турбоустановок зміненої конструкції;
- вибір розрахункових моделей дослідження інтенсивності накопичення пошкодження в основному металі ротора під час експлуатації турбіни;
- дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при роботі на номінальній потужності та під час пуску;
- оцінка статичного та циклічного пошкодження що накопичується в елементах ротора під час експлуатації;
- розрахункове порівняння ресурсних показників ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 в проєктній конструкції та без робочих лопаток 5-го ступеня.

Об'єкт дослідження – термонапружений стан та ресурсні показники ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000.

Предмет дослідження – закономірності вичерпання індивідуального ресурсу ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 з повним та частковим облопачуванням.

Методи дослідження передбачають числові дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску турбіни АЕС з використанням сучасних методів математичного моделювання, які базуються

на основних положеннях нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл, з використанням чисельних методів вирішення задач математичної фізики та розрахункових методів інженерного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вдосконалено модель розрахунку теплового стану ротора високого тиску під час пуску шляхом врахування схеми течії ущільнюючої пари в проточній частині турбіни на початкових етапах пуску.

2. Вперше встановлено зони концентрації пошкоджень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 з демонтованими робочими лопатками 5-го ступеня.

3. Знайшла подальшого розвитку модель оцінки довговічності експлуатації ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при змінній проєктній конструкції.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Встановлено вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня на темпи прогрівання металу ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 під час пуску з холодного стану.

2. Визначено нові зони концентрації напружень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 без робочих лопаток 5-го ступеня, за якими необхідно організувати діагностичний контроль.

3. Надано рекомендації щодо допустимості продовження експлуатації турбіни К-1000-60/3000 після пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня на базі уточнення ресурсних показників ротора високого тиску.

Особистий внесок автора. Здобувачем самостійно проведено аналіз сучасного стану енергетичного обладнання на АЕС та ТЕС України, виконано огляд літературних джерел з питань можливості продовження експлуатації турбіни без пошкоджених робочих лопаток. Здобувачем взято участь у розробці геометричного аналогу ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 та розрахунку нестационарних граничних умов теплообміну. Здобувачем здійснено аналіз результатів розрахунку теплового та

напруженого стану РВТ на типових режимах роботи, які були виконані науковим керівником. Здобувач брав участь при розрахунку пошкодження, що накопичується в основному металі ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 під час експлуатації для різних конструктивних виконань ЦВТ.

Апробація результатів дослідження. Основні положення і результати роботи доповідались та обговорювались на робочих засіданнях наукової групи ІАТЕ-07 «Ресурс енергетичного обладнання та розробка засобів подовження терміну експлуатації». Доповідь на міжнародній конференції була запланована, але не здійснена, оскільки здобувач проходить службу у Збройних силах України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків та списку використаних джерел інформації. Повний обсяг дисертації складає 77 сторінок, серед них 18 рисунків за текстом, 5 рисунків на 5 окремих сторінках, 1 таблиця за текстом та список використаних джерел з 40 найменувань на 6 сторінках.

РОЗДІЛ 1.

ПІДХОДИ ДО ОЦІНКИ МОЖЛИВОСТІ ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБИНИ БЕЗ ПОШКОДЖЕНИХ РОБОЧИХ ЛОПАТОК

1.1. Сучасний стан атомних та теплових електростанцій України та їхні ресурсні показники

Атомні електричні станції відіграють важливу роль в енергосистемах багатьох країн світу. Зокрема це стосується таких країн як США, Франція, Японія, Бельгія [1]. Енергоблоки атомних електростанцій є базовим енергетичним обладнанням, що мають високу одиничну потужність та працюють значну кількість часу протягом року.

В Об'єднаній енергетичній системі України атомні електричні станції відіграють аналогічну роль. Протягом 2018-2022 рр. доля генерації електричної енергії даними потужностями складала 45-55 % [2]. На жаль, більш сучасна інформація у відкритому доступі відсутня, оскільки вона представляє стратегічний інтерес для російського ворога. Тим не менш, з врахуванням інтенсивності обстрілів росією українських ТЕС та ГЕС, можна очікувати лише збільшення відсотку генерації електричної енергії за рахунок АЕС та покриття ними всього базового споживання.

Сумарна встановлена потужність Об'єднаної енергетичної системи України складає 56,24 ГВт станом на 24.02.2022 [3]. При чому, встановлена потужність електростанцій за окремими типами складає:

- 1) атомні електростанції – 13,84 ГВт (24,6 %);
- 2) теплові електростанції – 21,84 ГВт (38,83 %);
- 3) теплові електроцентралі – 6,11 ГВт (10,85 %);
- 4) гідроелектростанції – 4,83 ГВт (8,59 %);
- 5) гідроакумуючі електростанції – 1,49 ГВт (2,65 %);
- 6) вітрові електростанції – 1,53 ГВт (2,72 %);
- 7) сонячні електростанції – 6,37 ГВт (11,32 %);
- 8) електростанції на біопаливі – 0,28 ГВт (0,5 %).

Структура генерації електроенергії в ОЕС України в 2021 році за типами електростанцій (рис. 1.1) виглядає наступним чином: АЕС виробили 84,5 млрд кВт·год (53,82 %), ТЕС – 39,6 млрд кВт·год (25,23 %), ТЕЦ – 10,25 млрд кВт·год (6,53 %), ГЕС та ГАЕС – 17,8 млрд кВт·год (11,36 %), нетрадиційні джерела енергії – 4,8 млрд кВт·год (3 %). Тобто за вказаною структурою помітно, що АЕС покривають майже повністю базове навантаження енергосистеми України, відновлювальні джерела енергії також за характером своєї роботи є базовими потужностями, як і частина ТЕС та ТЕЦ генеруючих компаній. Напівпіковими та піковими потужностями є гідроакumuлюючі електростанції та частина ТЕС ГК.

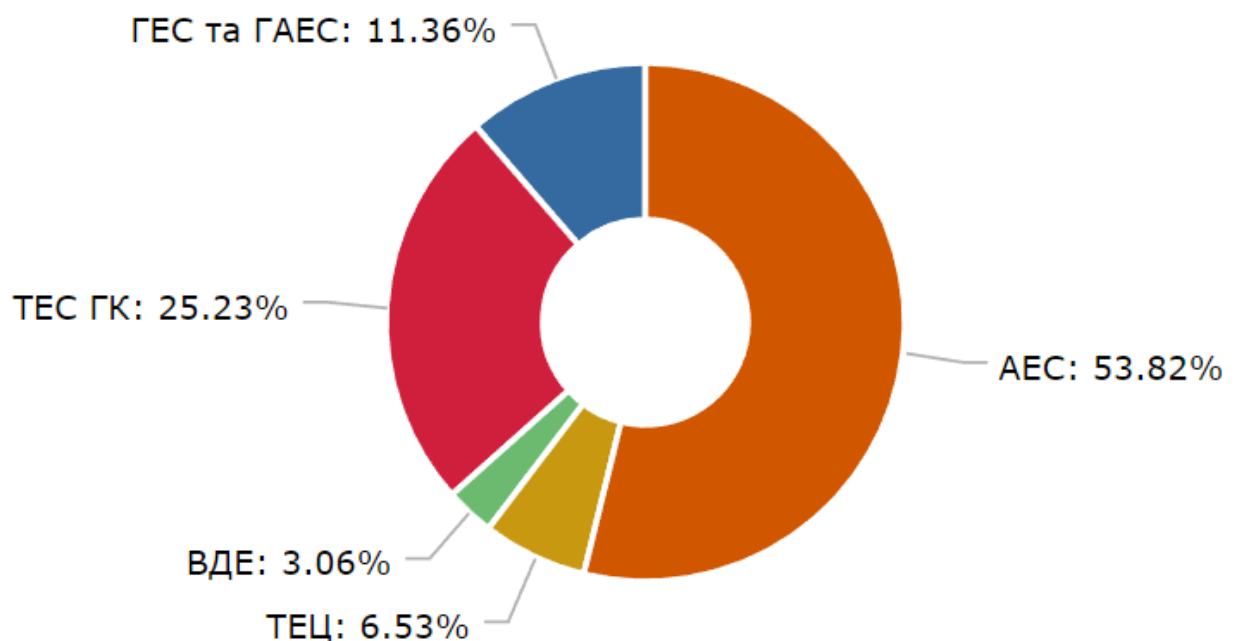


Рис. 1.1. Осереднена структура генерації електроенергії в ОЕС України в 2021 р. [3]

Таким чином, діючі 4 АЕС щорічно покривають половину споживчого попиту енергосистеми України. Основна інформація про АЕС України представлена на рис. 1.2. Діючими атомними електростанціями України є Рівненська, Хмельницька, Південноукраїнська та Запорізька [4].

Встановлена потужність Рівненської АЕС складає 2835 МВт. На енергоблоках 1 і 2 встановлено реактори типу ВВЕР-440 дубльблоком з турбінами К-220-44. Енергоблоки 3 та 4 оснащені реакторами ВВЕР-1000 та швидкохідними турбінами К-1000-60/3000. Запланований термін виведення з експлуатації енергоблоків РАЕС – 2030-2055 рр.

Хмельницька АЕС має встановлену потужність 2000 МВт та експлуатує 2 енергоблоки з реакторами ВВЕР-1000 та турбінами К-1000-60/3000, які будуть виведені з експлуатації в 2037 та 2055 роках. Також на ХАЕС ведуться будівельні роботи з розширення електростанції енергоблоками № 3 і 4. Згідно останнього публічного звіту НЕК Укренерго, плановий термін введення в експлуатацію блоку № 3 – 2028 рік [5]. До 2032 року планується ввести в експлуатацію енергоблоки № 5 і 6, оснащені реакторами III+ покоління AP1000 американської компанії Westinghouse, які мають суттєві переваги у порівнянні з радянським ВВЕР-1000 [6].

Потужність Південноукраїнської АЕС складає 3000 МВт. Вона експлуатує 3 реактори ВВЕР-1000, що працюють моноблоком з турбінами К-1000-60/1500 (блоки № 1 і 2) та К-1000-60/3000 (блок № 3). Тобто це єдина АЕС України, яка експлуатує тихо- і швидкохідні турбіни-мільйонники. Енергоблоки ПАЕС заплановано знімати з експлуатації протягом 2032-2039 рр.

Запорізька АЕС налічує 6 енергоблоків з реакторами ВВЕР-1000 загальною потужністю 6000 МВт і є найбільшою АЕС Європи за потужністю. Всі 6 енергоблоків оснащені турбінами К-1000-60/1500 виробництва українського заводу Турбоатом (АТ «Українські енергетичні машини»). Енергоблоки ЗАЕС заплановано експлуатувати до 2034-2046 рр. На жаль, на даний момент ЗАЕС знаходиться під окупацією російського ворога і не генерує електроенергію для ОЕС України.

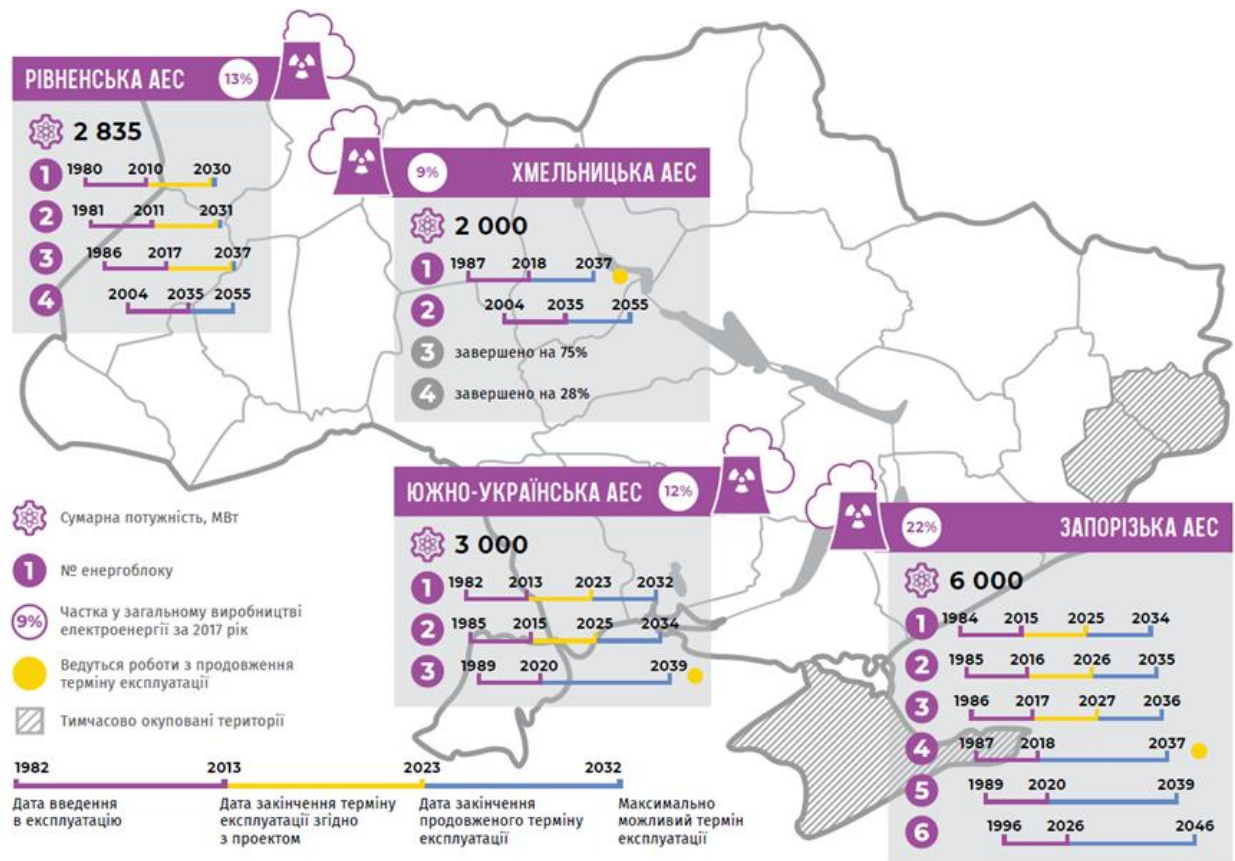


Рис. 1.2. Розташування та планові терміни експлуатації реакторів на АЕС України [4]

Також на території України знаходиться Чорнобильська АЕС встановленою потужністю 4000 МВт з 4 енергоблоками з реакторами РБМК-1000 та 8 турбінами К-500-65/3000. Через аварію на 4 енергоблоці в 1986 р. дана АЕС повністю виведена з генеруючої експлуатації до 2000 року [7].

Енергетична генерація на теплових електростанціях забезпечується 75 енергоблоками станом на 01.10.2021 р., з них 6 знаходяться в консервації, 1 – на реконструкції та 68 в експлуатації. Поточне напруження цих 68 енергоблоків представлено на рис. 1.3 та складає:

- 1) напруження 5 енергоблоків (7,4 % від кількості блоків в експлуатації) – 200-250 тис. год;
- 2) 29 енергоблоків (42,6 %) – 250-300 тис. год;
- 3) 32 енергоблок (47 %) – 300-350 тис. год;
- 4) 2 енергоблоки (2,9 %) – більше 350 тис. год.

Енергоблоки ТЕС генеруючих компаній поступово виводяться з експлуатації, або перемарковуються на зменшену потужність [2], що призводить до суттєвого зменшення генеруючої здатності даним обладнанням. Додатково загострює ситуацію окупація певної кількості електростанцій на сході та півдні України.

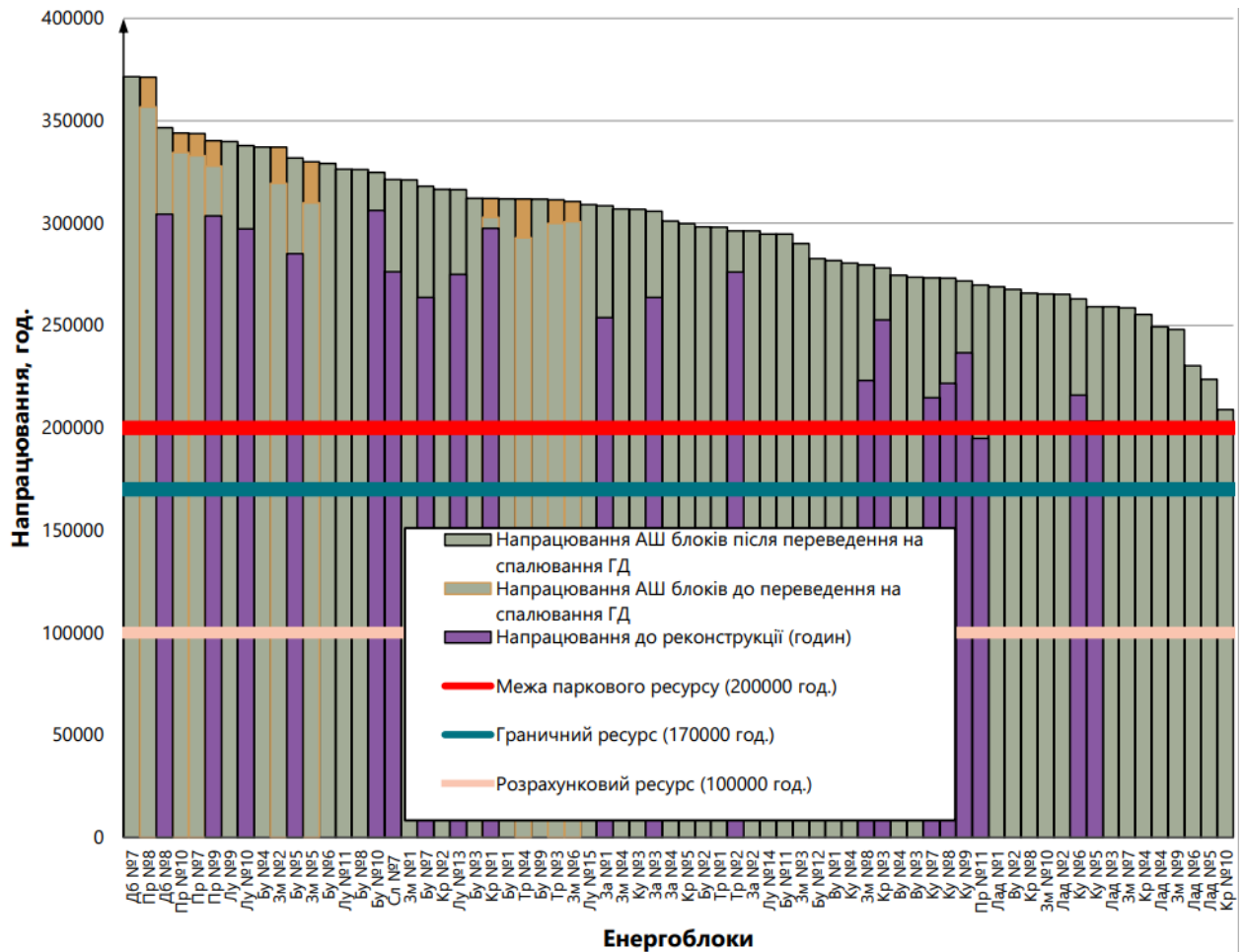


Рис. 1.3. Напрацювання енергоблоків ТЕС України станом на 01.10.2021 р. [2]

Разом з цим, постійні обстріли енергетичної інфраструктури з боку росії додатково зменшили генеруючу здатність українських ТЕС та ГЕС. З врахуванням окупації ЗАЕС, можна припустити, що станом на 2024 р. встановлена потужність АЕС, що працюють в енергосистемі України складає 7835 МВт. Враховуючи значний ступінь вичерпання індивідуального ресурсу

енергоблоками ТЕС генеруючих компаній України (рис. 1.3), роль АЕС є провідною і стратегічно-важливою для забезпечення надійності електропостачання.

1.2. Оцінка можливості продовження експлуатації пошкодженої турбіни АЕС на основі дослідження її теплового та напруженого стану

Надійність та сталість роботи атомних електричних станцій є стратегічно-важливою задачею. Отриманий досвід тяжких аварій на Чорнобильській АЕС та на АЕС Fukushima Daiichi призвів до детального аналізу імовірності настання подібних подій, їхніх наслідків, методів запобігання та усунення. Більшість таких наукових робіт присвячена питанням надійності функціонування реакторної установки [8] та її головних трубопроводів [9], оскільки аварійні події на даному обладнанні можуть призвести до виходу продуктів ядерного поділу в навколишнє середовище. При цьому надійності функціонування турбінного обладнання приділяється менша увага, хоча більшість імовірних експлуатаційних подій на турбіні призводить до прямого обмеження генерації електричної енергії, або до повної аварійної зупинки енергоблоку.

Турбіни АЕС зазнають впливу високих навантажень в процесі експлуатації, що пов'язані зі значними габаритними і масовими характеристиками обладнання, високою частотою обертання, нерівномірністю температурних полів та агресивною вологістю робочої пари [10]. Працюючи в таких умовах, існує значний ризик пошкодження робочих лопаток останніх ступенів циліндрів (рис. 1.4, 1.5) [11, 12].

Лопатковий апарат парових турбін досить часто зазнає пошкодження в процесі експлуатації. Зазвичай пошкоджуються бандажні кріплення робочих лопаток через радіальне зачіпання ротора та статора. Така подія трапляється через нерівномірне прогрівання або остигання проточної частини турбіни при пусках та зупинках. В особливо тяжких випадках може пошкодитись верхня периферійна частина лопаток [13]. Менш поширеним, але більш

небезпечним випадком є відрив робочої лопатки в області хвостового кріплення. Такі події пов'язані з накопиченням втомного пошкодження в основному металі під дією механічних та термічних напружень [14].

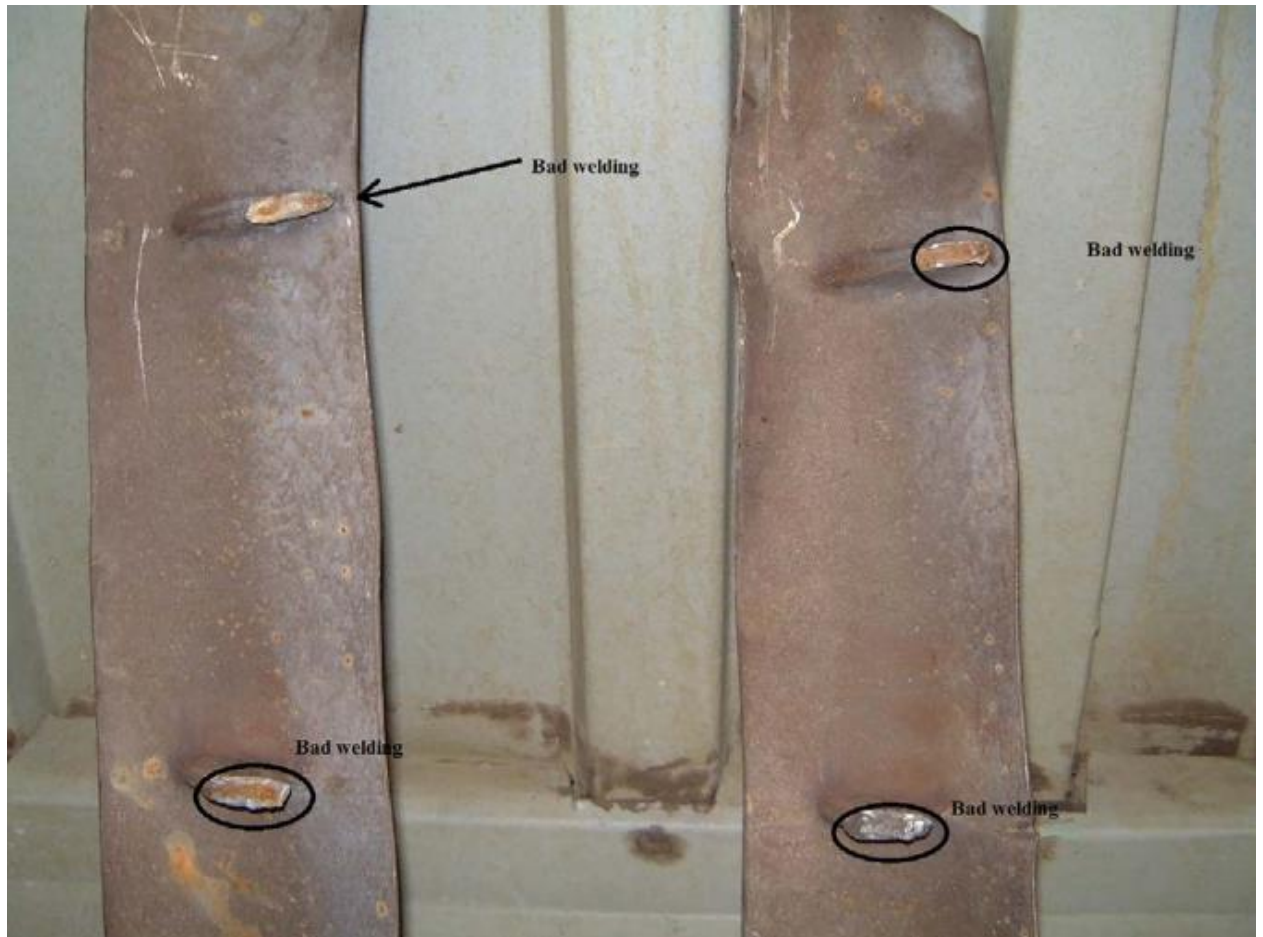


Рис. 1.4. Пошкодження робочих лопаток турбіни енергоблоку 300 МВт [11]

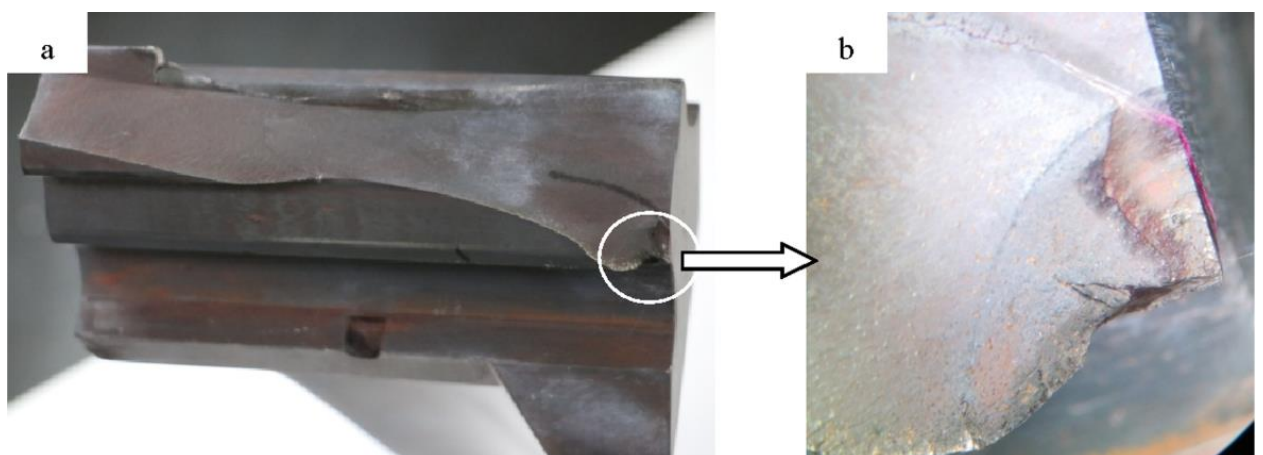


Рис. 1.5. Пошкодження хвостовиків ялинкового типу робочих лопаток [12]

При продовженні експлуатації турбіни, на якій сталась така подія, її ротори та циліндри повинні бути оглянуті [15]. При цьому пошкоджені лопатки обов'язково повинні бути демонтовані та замінені на нові [16]. В окремих випадках, може не бути можливості виконати заміну пошкоджених лопаток і турбіна може продовжити свою роботу без ступеня лопаток. Але така експлуатація потребує наукового обґрунтування.

При дослідженні доцільності продовження експлуатації турбіни без одного зі ступенів можна виділити дві основні задачі: вплив відсутності робочих лопаток на умови та параметри течії пари в проточній частині турбіни, а також надійність та довговічність роботи відповідного ротора турбіни з демонтованими лопатками.

Дослідження умов течії пари в проточній частині турбіни є складною задачею, яка потребує точних даних щодо параметрів пари на вході та виході з турбіни, а також проміжних параметрів у відборах пари з циліндрів [17]. Ці параметри отримуються на базі детального розрахунку термодинамічного циклу та теплової схеми роботи електростанції [18]. Далі, за допомогою методів об'єктно-орієнтованого програмування формується програмна математична модель. Для розв'язання поставлених задач використовуються різні солвери. Зокрема в роботі [17] з використанням солвера що базується на рівнянні Vogaski–Shampine розраховано параметри течії пари в турбіні 4СК465 в стаціонарній та двох динамічних постановках. Отримані результати були порівняні з реальними даними експлуатації даної турбіни та дали хороший збіг для стаціонарної постановки моделі.

Подібна поступенева модель дослідження турбіни К-1000-60 розроблена в [19]. В моделі враховано сепарацію вологи на ступенях та відбори пари. Дана модель дозволяє забезпечити моніторинг продуктивності роботи парової турбіни.

При вирішенні подібних задач поширеними є CFD методи. В роботі [20] досліджено течію пари в триступеневому циліндрі середнього тиску діючої турбіни з врахуванням втрат пари в ущільненнях. Проведені

дослідження дозволили встановити причини підвищення статичної температури пари у вихлопі циліндра середнього тиску після тривалої експлуатації турбіни.

Задача дослідження довговічності роботи ротора з внесеними змінами у його конструкцію також є складною та комплексною. Перш за все необхідно дослідити умови теплопровідності в основному металі під час роботи турбіни. Для цього використовуються граничні умови теплообміну, які визначаються за допомогою спеціальних експериментальних рівнянь подібності [21, 22]. Теплообмін на різних типах поверхонь ротора описується відповідними різними рівняннями подібності [22].

З врахуванням граничних умов теплообміну встановлюється розподіл температур в основному металі досліджуваного об'єкта. Інформація щодо теплового стану ротора турбіни дозволяє провести дослідження його напружено-деформованого стану (НДС). Воно формується під впливом не лише температурних напружень, а і завдяки величезній кількості додаткових сил, які дещо відрізняються для роторів [23] та робочих лопаток [24] парових турбін.

Автори [25] дослідили різні види напружень, що виникають у роторі турбіни від термо-механічних навантажень під час пуску турбіни. Автори отримали можливість порівняння напружень по Мізесу, головних напружень та тензорів напружень у складній конструкції за реалістичних умов навантаження.

В роботі [26] досліджено термонапружений стан і тріщиностійкість роторів турбіни К-1000-60/1500 в нестационарній постановці. Розглянуто пускові режими роботи турбіни з холодного (ХС) та гарячого стану (ГС) металу. Моделювання розподілу температур та напружень виконано з використанням методу скінченних елементів. В роботі представлено розрахункові значення інтенсивності напружень та інших компонент напружень в найбільш навантажених областях роторів.

Отримавши дані щодо розподілу температур та напружень в елементах енергетичного обладнання існує можливість оцінки накопиченого пошкодження та допустимого строку експлуатації [27, 28]. Наприклад, в роботі [28] проведено дослідження залишкового ресурсу регулюючих клапанів середнього тиску турбіни 400 МВт. Було виконано дослідження різних режимів роботи обладнання, для яких розраховано пружні та пластичні складові деформації, а також допустиме число циклів навантаження. Встановлено, що найбільш небезпечним режимом роботи для клапанів турбін є аварійна зупинка енергоблоку зі зривом вакууму в конденсаторі.

Автори [29] оцінюють довговічність надкритичного ротора турбіни в різних режимах застосовуючи правило Найбера та рівняння Менсона-Коффіна. Отримані розрахункові дані необхідні для навчання нейронної мережі, яка в подальшому оцінює довговічність роботи обладнання в режимі онлайн на основі оцінки теплового та напруженого стану ротора турбіни (рис. 1.6).

Слід зауважити, що в світовій енергетиці відомий позитивний досвід експлуатації парових турбін без одного зі ступенів робочих лопаток. Зокрема в роботі [30] досліджуються умови експлуатації турбіни Т-250/300-23,5 з демонтованим останнім ступенем циліндра низького тиску (ЦНТ). В даному випадку такі операції виконуються з метою зменшення вентиляційної потужності ЦНТ при роботі на зниженій потужності в конденсаційному режимі, та при роботі в теплофікаційному режимі. В статті містяться посилання на роботи інших авторів з аналогічними дослідженнями роботи турбіни К-300-240 без останнього ступеня. За декілька років експлуатації технологічних порушень та аварійних подій не виявлено.

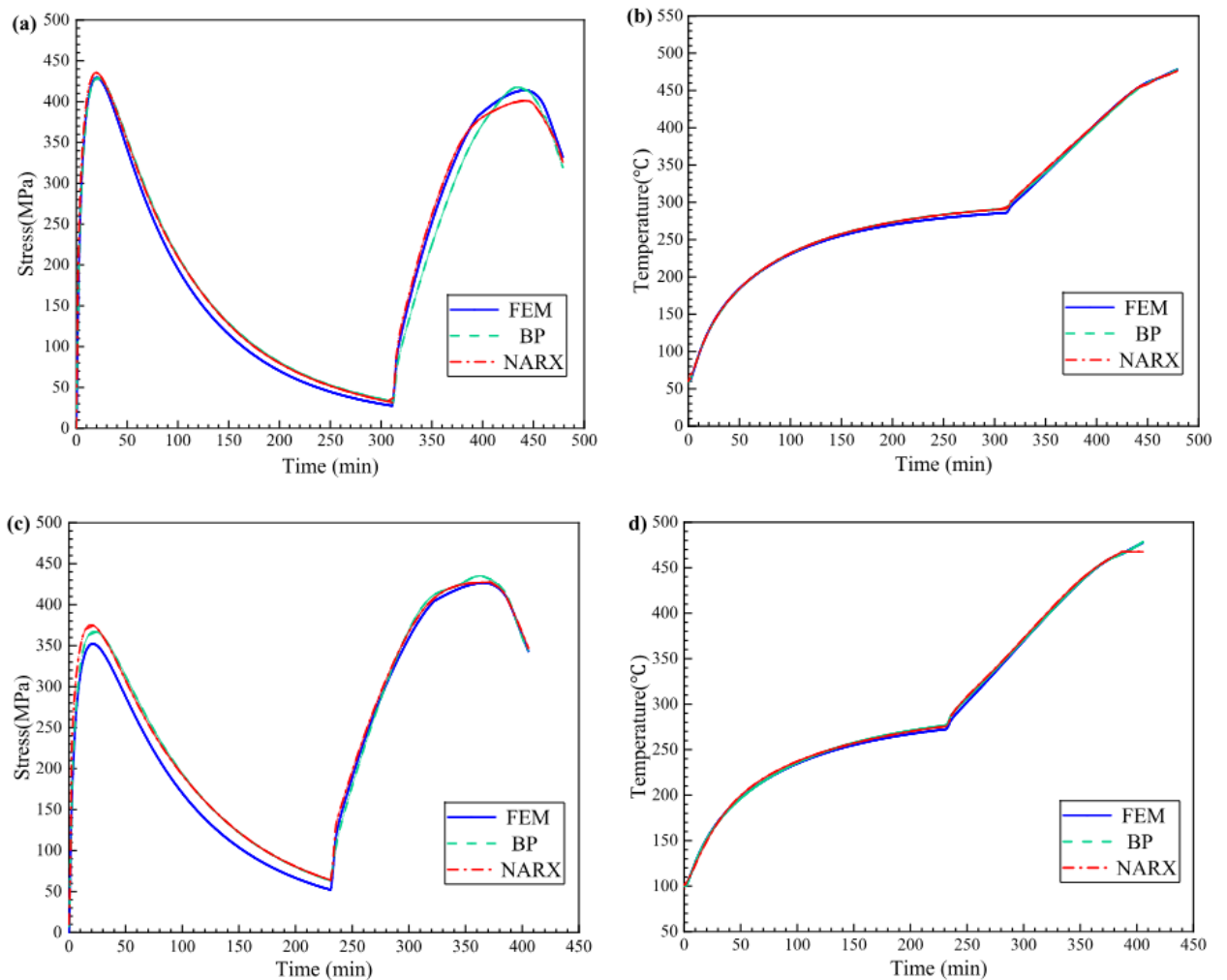


Рис. 1.6. Прогнозування розподілу напружень (а, с) та температур (b, d) в роторі турбіни 350 МВт під час пуску з холодного стану

Автори [6] досліджують різні сценарії експлуатації когенераційної електростанції на якій сталося пошкодження робочих лопаток одного зі ступенів. При цьому пропонується замінити пошкоджений турбінний ступінь спеціальним буферним щитом. Даний елемент забезпечує гідравлічний опір подібний до звичайного турбінного ступеня. Очевидно, що дана деталь зменшує економічність експлуатації електростанції. Однак проведені авторами розрахунки показали, що така робота в далеко-строковій перспективі є більш економічно-вигідною ніж зупинка енергоблока на вимушений ремонт з виготовленням та монтажем нових лопаток.

1.3. Постановка задачі дослідження

Проведений огляд стану енергетичної галузі України дозволяє констатувати провідну роль атомних електростанцій у генерації електричної енергії. Станом на 2024 рік в Україні спостерігається значний дефіцит електрогенерації, тому забезпечення надійності та довговічності експлуатації базових потужностей АЕС є стратегічно-важливою задачею.

Під час роботи турбінного устаткування можуть траплятися аварійні події, які призводять до пошкодження лопаткового апарату. Не завжди можна здійснити оперативну заміну пошкоджених лопаток на нові. Простій енергоблоку АЕС призводить до значних економічних втрат та соціальних ускладнень. При цьому в світовій енергетиці існує досвід експлуатації турбін без одного зі ступенів. Тому можна припустити потенційну можливість експлуатації турбіни АЕС без одного з робочих ступенів.

Тим не менш таке припущення потребує наукового обґрунтування. Необхідно дослідити вплив відсутності робочого ступеня на надійність та довговічність експлуатації ротора парової турбіни на базі дослідження його теплового та напружено-деформованого стану [32-34] до та після демонтажу лопаток.

З огляду на вищевказане можна стверджувати, що наукове дослідження спрямоване на аналіз змін в тепловому та напружено-деформованому стані ротора парової турбіни АЕС з демонтованими робочими лопатками останнього ступеня є актуальною науковою задачею, оскільки дозволить встановити темпи накопичення пошкодження в основному металі при змінній конструкції циліндра турбіни та прийняти рішення про допустимість або недоцільність продовження експлуатації без ступеня пошкоджених лопаток турбіни.

Висновки до розділу 1

1. Атомні електричні станції відіграють важливу роль в енергосистемах багатьох країн світу. Зокрема це стосується таких країн як США, Франція,

Японія, Бельгія, Україна. Енергоблоки атомних електростанцій є базовим енергетичним обладнанням, що мають високу одиничну потужність та працюють значну кількість часу протягом року.

2. Постійні обстріли енергетичної інфраструктури з боку росії значно зменшили генеруючу здатність українських ТЕС та ГЕС. З врахуванням окупації ЗАЕС, можна припустити, що станом на 2024 р. встановлена потужність всіх АЕС, що працюють в енергосистемі України складає 7835 МВт. Враховуючи значний ступінь вичерпання індивідуального ресурсу енергоблоками ТЕС генеруючих компаній України, роль АЕС є провідною і стратегічно-важливою для забезпечення надійності електропостачання.

3. Турбіни АЕС зазнають впливу високих навантажень в процесі експлуатації, що пов'язані зі значними габаритними і масовими характеристиками обладнання, високою частотою обертання, нерівномірністю температурних полів та агресивною вологістю робочої пари. Працюючи в таких умовах, існує значний ризик пошкодження робочих лопаток останніх ступенів циліндрів. Зазвичай пошкоджуються бандажні кріплення робочих лопаток через радіальне зачіпання ротора та статора. Така подія трапляється через нерівномірне прогрівання або остигання проточної частини турбіни при пусках та зупинках. В особливо тяжких випадках може пошкодитись верхня периферійна частина лопаток. Менш поширеним, але більш небезпечним випадком є відрив робочої лопатки в області хвостового кріплення. Такі події пов'язані з накопиченням втомного пошкодження в основному металі під дією механічних та термічних напружень

4. Задача дослідження довговічності роботи ротора з внесеними змінами у його конструкцію є складною та комплексною. Перш за все необхідно дослідити умови теплопровідності в основному металі під час роботи турбіни. Для цього використовуються граничні умови теплообміну, які визначаються за допомогою спеціальних експериментальних рівнянь подібності. З врахуванням граничних умов теплообміну встановлюється розподіл температур в основному металі досліджуваного об'єкта. Інформація

щодо теплового стану ротора турбіни дозволяє провести дослідження його напружено-деформованого стану. Воно формується під впливом не лише температурних напружень, а і завдяки величезній кількості додаткових сил, які дещо відрізняються для роторів та робочих лопаток парових турбін.

5. В світовій енергетиці відомий позитивний досвід експлуатації парових турбін без одного зі ступенів робочих лопаток. В цих випадках здійснюється демонтаж всіх робочих лопаток пошкодженого ступеня. При цьому соплові лопатки даного ступеня залишаються для збереження умов роботи попередніх ступенів, або також демонтуються що призведе до перерозподілу теплових перепадів між всіма ступенями циліндра.

6. Наукове дослідження спрямоване на аналіз змін в тепловому та напружено-деформованому стані ротора парової турбіни АЕС з демонтованими робочими лопатками останнього ступеня є актуальною науковою задачею, оскільки дозволить встановити темпи накопичення пошкодження в основному металі при змінній конструкції циліндра турбіни та прийняти рішення про допустимість або недоцільність продовження експлуатації без ступеня пошкоджених лопаток турбіни.

РОЗДІЛ 2.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ АТОМНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

2.1. Коротка характеристика об'єкта дослідження

Об'єктом дослідження в даній магістерській дисертації є ротор високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС.

Турбіна К-1000-60/3000 (рис. 2.1) – парова, конденсаційна, з нерегульованими відборами пари, з проміжною сепарацією і одноступінчастим паровим проміжним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР-1000. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидві сторони ЦВТ (по два ЦНТ з кожної сторони) [35].

Турбіна даного типу є швидкохідною, розрахована на робочу частоту обертання $n = 3000$ об/хв. При цьому валопровід турбіни має значні масо-габаритні характеристики: довжина валопроводу – 68 м при масі в 465 т. В об'єднаній енергосистемі України дані турбоустановки експлуатуються на енергоблоках № 1 і 2 Хмельницької АЕС, № 3 і 4 Рівненської АЕС та № 3 Південноукраїнської АЕС.



Рис. 2.1. Загальний вигляд турбоустановки К-1000-60/3000

Ротор ЦВТ – суцільно кований, з постійним кореневим діаметром усіх ступенів (рис. 2.2). Кріплення робочих лопаток усіх ступенів до дисків валу виконується за допомогою хвостовиків виделкового типу із зовнішньою виделкою, що закриває обід диску. Для зменшення перетоку пари, в зазорах між тілом діафрагми та валом виконані діафрагмові ущільнення, що представляють собою сегменти ущільнень, розміщених в розточках діафрагм. В діафрагмах другого і п'ятого ступенів встановлено по одному ряду сегментів, а в діафрагмах третього і четвертого ступенів – по два ряди.



Рис. 2.2. Ротор циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000

В місцях виходу ротора з корпусу встановлено кінцеві ущільнення, що призначені для запобігання присосів повітря в турбіну на етапах набору вакууму та при роботі на низьковитратних режимах експлуатації, а також для запобігання витоку пари в машинний зал при близьких до номінального режимах роботи. Кінцеві ущільнення представляють собою сегменти, що розміщені в обоймах, та виточки гребне-подібної форми на валу. Сегменти мають ущільнюючі вуса, які разом з гребнями на роторі утворюють лабіринти з радіальним зазором 0,75 мм. З камери ущільнень зі сторони проточної частини відбувається відвід протікань пари або підвід ущільнюючої пари на режимах, коли тиск пари на виході з ЦВТ нижче ніж атмосферний, а з камінної камери зі сторони атмосфери відбувається відсмоктування пароповітряної суміші.

2.2. Математична модель дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора турбіни АЕС в нестационарній постановці

Для встановлення впливу зміни конструкції циліндра високого тиску на ресурсні показники його ротора необхідно дослідити його тепловий та напружено-деформований стан при роботі на типових режимах експлуатації.

Розподіл температур в основному металі ротора може бути встановлений вирішенням крайової задачі теплопровідності у нестационарній постановці, яка має вид:

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (2.1)$$

де λ , c , γ – питома теплопровідність, теплоємність та вага, які залежними від температури та координати.

Початкова умова для даної задачі може бути представлена:

$$T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z) \quad (2.2)$$

Після вирішення задачі вихідного стану перехідний процес передбачає задання нестационарних граничних умов теплообміну I-IV роду. Граничні умови I роду задаються коли відома температура поверхні тіла в поточний момент часу та мають вигляд:

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau) \quad (2.3)$$

Граничні умови II роду задаються по відомому значенню густини теплового потоку на поверхні тіла $q_{\text{ст}}$ і часто задаються для ізольованих поверхонь:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau) \quad (2.4)$$

Граничні умови III роду задаються по температурі пари і закономірностям теплообміну між паровим середовищем та поверхнею тіла ротора у вигляді:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{\text{сер}} - t_{\text{ст}}) \quad (2.5)$$

Граничні умови IV роду відповідають ідеальному контакту твердих тіл, коли обидва тіла на межі їх дотику мають однакові температури та теплові потоки:

$$\begin{cases} T_{ст1} = T_{ст2} \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_2 \end{cases} \quad (2.6)$$

При визначенні граничних умов теплообміну РВТ необхідно мати інформацію, щодо його характерних розмірів та виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. В ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат та значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток кожного досліджуваного ступеня. При нестационарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка, наведених вище, параметрів пари для витрат, що відповідають пусковим графікам енергоблоку.

Після визначення основних параметрів пари на номінальному та змінних режимах експлуатації можна безпосередньо перейти до визначення граничних умов I-IV роду, порядок розрахунку яких залежить від типу досліджуваної поверхні ротора.

Так, коефіцієнт тепловіддачі від пари до міжлопаткових поверхонь ротора визначається за рівнянням подібності:

$$Nu = 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot s_r^{-0,58} \quad (2.7)$$

$$s_r = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b_0}{\bar{v} \cdot l \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}} \quad (2.8)$$

При чому в даному випадку, для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля, визначаючим розміром є довжина поверхні у напрямку лопатки, визначаюча швидкість – середньоарифметичне значення відносної швидкості на вході та виході з робочої лопатки, а визначаюча

температура – середньоарифметична температура середовища, на вході та виході з робочої лопатки.

Розрахунок умов теплообміну на торцевих стінках дисків ступенів ротора залежить від об'єму камери в якій вони обертаються. Так для дисків ступенів ротора, що обертаються у великому об'єму, рівняння подібності має вигляд:

$$Nu = 0,0197 \cdot (n + 2,6)^{0,2} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \quad (2.9)$$

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

$$t_{ст} - t_{ср} = c \cdot r^n \quad (2.10)$$

Для дисків ступенів ротора, що обертаються в кожуху між сусідніми діафрагмами, використовується наступне рівняння подібності:

$$Nu = 0,0256 \cdot (1 - z_{\varphi})^{0,75} \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{s}{r}\right)^{0,25} \quad (2.11)$$

Визначаючим розміром для обох випадків є радіус розрахункового перерізу. Визначаюча швидкість – колова швидкість на даному радіусі. Визначаюча температура – температура середовища, що омиває диск.

Для ділянок ротора з прямоточними ущільненнями, рівняння конвективного теплообміну використовувались у вигляді:

$$\begin{cases} Nu = \frac{0,256 Re^{0,6} Pr^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,085} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,075}}, \text{ при } Re = 2,4 \cdot 10^2 \div 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = \frac{0,0454 Re^{0,8} Pr^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,1}}, \text{ при } Re = 8,7 \cdot 10^3 \div 1,7 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (2.12)$$

де s – крок між гребнями ущільнень;

h – відстань між поверхнею ротора та корпусу циліндра;

δ – зазор між поверхнею ротора та гребнями ущільнень.

Для ступінчатих ущільнень:

$$\begin{cases} Nu = 2,04 Re^{0,5} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 Re^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (2.13)$$

Для діафрагмових та проміжних ущільнень з прямоточними, або ступінчатими лабіринтами використовується рівняння вигляду:

$$Nu = \frac{0,052}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43}, \text{ при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4 \quad (2.14)$$

де z – кількість гребнів ущільнень;

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

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

$$k = \frac{G}{f \sqrt{g (p_1^2 - p_2^2) / zRT}} \quad (2.15)$$

Для наведених вище типів ущільнень визначаючим розміром є подвійна величина зазору $2 \cdot \delta$.

Визначаюча швидкість – середня швидкість пари в ущільненні:

$$W_{cp} = G_y \cdot v_{cp} / F_y \quad (2.16)$$

де G_y – витрата ущільнюючої пари:

$$G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z}} \quad (2.17)$$

F_y – робоча площа ущільнень:

$$F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta \quad (2.18)$$

Визначаючою температурою є середньоарифметична температура пари на вході та виході з ущільнень.

Теплообмін на поверхнях валу ротора, що контактують з повітрям описується критеріальним рівнянням:

$$Nu = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re^2 + Gr)^{0,33} \quad (2.19)$$

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

Визначаючий розмір – зовнішній діаметр ротора. Визначаюча швидкість – колова швидкість ротора на зовнішньому радіусі. Визначаюча температура – середня температура граничного шару.

Для частини поверхні ротора, що знаходиться в підшипниках, коефіцієнт тепловіддачі визначається за допомогою рівняння подібності наступного вигляду:

$$Nu = 6 \cdot (Re_m \cdot Pr_m)^{0,23} \cdot d_{ш}/l_{ш} \quad (2.20)$$

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

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

При чому в даному випадку, для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля, визначаючим розміром є діаметр шийки валу $d_{ш}$, визначаючою швидкістю – колова швидкість на даному діаметрі u , а визначаючою температурою – середньоарифметична температура масла на вході та виході з підшипника t_m .

Таким чином, на зовнішніх теплообмінних поверхнях ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 доречно задавати граничні умови III роду з використанням гіперболічної інтерполяції, а на поверхні осьового каналу – граничні умови II роду.

Отриманий розподіл температур використовується як граничні умови для вирішення задачі напружено-деформованого стану. Додатково слід врахувати всі інші зовнішні зусилля, дії яких зазнає ротор. Зокрема, це відцентрові зусилля, тиск парового середовища, контактні зусилля посадки деталей на вал ротора тощо.

Рівняння рівноваги в тензометричній формі має вигляд:

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3; \quad p_i = f(x, y, z, 0); \quad (2.21)$$

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

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

p_i – зовнішнє розподілене навантаження;

ρ_i – густина сталі турбіни.

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

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\} \quad (2.22)$$

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 високого тиску протягом експлуатації.

При розрахункових дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора високого тиску, необхідно врахувати залежність всіх теплофізичних та фізико-механічних властивостей сталі ротора від температури. Ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000 виготовлено зі сталі 38ХНЗМ1ФА, властивості якої у широкому діапазоні температур представлені в РТМ 108.021.103-85 [36].

2.3. Математична модель оцінки пошкодження ротора та його ресурсних показників при експлуатації

Дослідження ресурсних показників енергетичного обладнання передбачає встановлення темпів накопичення пошкодження в основному металі під час експлуатації. Одним із домінуючих механізмів пошкодження є накопичення малоциклової втоми від дії змінних навантажень.

Амплітуда інтенсивності деформації під час циклу навантаження визначається за значеннями інтенсивності деформації протягом циклу:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2}(\varepsilon_{i \max} - \varepsilon_{i \min}) \quad (2.23)$$

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

Число циклів навантаження до появи тріщини визначається за експериментальними кривими малоциклової втоми, що отримані за результатами випробувань зразків на розтяг-стиснення при жорсткому симетричному циклі і постійній температурі. Допустиме число циклів пуску приймається за експериментальними кривими меншим з двох значень:

$$N_d = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.24)$$

де N_1, N_2 – число циклів навантаження, що відповідають на кривих малоциклової втоми амплітудам інтенсивності деформації ε_a та $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_a$ відповідно;

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

Ключовою особливістю даної розрахункової моделі є те, що експериментальні криві малоциклової втоми для сталі 38ХНЗМ1ФА, з якої виготовлено ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000, в літературі відсутні. Тому пропонується вести розрахунок допустимого числа циклів за кореляційними залежностями малоциклової втоми [37]:

$$N_{1,2} = \left[\frac{\frac{1}{4} \cdot \ln \frac{100}{100 - \psi_{д.м.}}}{C \cdot \left(n_{1,2} \cdot \varepsilon_{a,пр.} + \frac{1-2 \cdot \nu}{3 \cdot E} \cdot \sigma_i \right) - \frac{\sigma_N}{E}} \right]^{0,6} \quad (2.25)$$

$$N_d = \left[1 - \left| \frac{1,25 \cdot \sigma^c}{\sigma_{д.м.}} \right|^q \right] \cdot \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.26)$$

де σ^c – інтенсивність напружень в стані сталої повзучості;

$\sigma_{д.м.}$ – межа довготривалої міцності;

q – показник ступеня в рівнянні довготривалої міцності:

$$t = B \cdot \sigma^{-q} \quad (2.27)$$

$\psi_{д.м.}$ – довготривала пластичність, що визначається за медіанними значеннями для кожного рівня температур $\theta_1 \div \theta_2$;

θ_1 і θ_2 – температури, які відповідають максимальній $\varepsilon_{i \max}$ та мінімальній $\varepsilon_{i \min}$ інтенсивності деформації протягом циклу відповідно;

C – коефіцієнт поточного числа циклів:

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4 \\ \frac{\overline{K_T}}{K_T}, & \text{при } N > 10^4 \end{cases} \quad (2.28)$$

$\overline{K_T}$ – ефективний коефіцієнт інтенсивності напружень:

$$\overline{K_T} = 1 + p(K_T - 1) \quad (2.29)$$

p – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень;

$n_1 = 1$; $n_2 = n_\varepsilon$ – коефіцієнти запасу міцності;

$\varepsilon_{\text{а.пр.}}$ – приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації:

$$\varepsilon_{\text{а.пр.}} = \frac{1+\nu}{1,5 \cdot E} (C \cdot \sigma_a + \min(\sigma_{-1}; \sigma_{\text{д.м.}}) - \overline{\sigma_N}) \quad (2.30)$$

ν – коефіцієнт Пуассона;

E – температурозалежний модуль Юнга;

$\overline{\sigma_N}$ – межа втоми при несиметричному циклі навантаження:

$$\overline{\sigma_N} = \min\{\sigma_N; \sigma_N^c\} \quad (2.31)$$

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

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1} \cdot (1+r)}{\sigma_B \cdot (1-r)}} \quad (2.32)$$

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

$$\sigma_N^c = \begin{cases} \min\left\{\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{\text{д.м.}}(T_1)}{|\sigma_{\text{max}}|}; \frac{\sigma_a \cdot \sigma_{\text{д.м.}}(T_2)}{|\sigma_{\text{max}} - 2 \cdot \sigma_a|}\right\}, & \text{при } \sigma_a < \overline{\sigma_{0,2}^H} \\ \min\{\sigma_{\text{д.м.}}(T_1); \sigma_{\text{д.м.}}(T_2)\}, & \text{при } \sigma_a \geq \overline{\sigma_{0,2}^H} \end{cases} \quad (2.33)$$

r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження:

$$r = \begin{cases} \max\left\{\frac{\sigma_{\text{max}} - 2\sigma_a}{\sigma_{\text{max}}}; -1\right\}, & \text{при } \sigma_{\text{max}} > 0 \\ -1, & \text{при } \sigma_{\text{max}} \leq 0 \end{cases} \quad (2.34)$$

$\sigma_{\text{д.м.}}(\theta_1)$, $\sigma_{\text{д.м.}}(\theta_2)$ – межі довготривалої міцності, що відповідають температурам θ_1 і θ_2 ;

σ_{max} – максимальна напруження в циклі;

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

σ_B – межа міцності сталі на розтяг;

σ_a – амплітуда інтенсивності напружень:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.35)$$

$\overline{\sigma_{0,2}^c}$ – середнє значення зведених до розрахункової температури циклічних меж текучості матеріалу за температур θ_1 і θ_2 .

Сумарне пошкодження, накопичене в металі ротора від сумісної дії статичних навантажень при q' різних типів сталих режимів і циклічних навантажень при k' різних типів змінних режимів, визначається з використанням гіпотези Пальмгрена-Майнера за допомогою рівняння виду:

$$P' = P'_{ст} + P'_{ц} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} \quad (2.36)$$

де $P'_{ст}$, $P'_{ц}$ – статичне та циклічне пошкодження, накопичене в досліджуваній зоні ротора на момент розрахунку ресурсних показників;

t'_j – час роботи на j -ому сталому режимі за температури металу T'_j і еквівалентних місцевих напруженнях 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 ;

n'_l – число циклів l -го типу;

$N'_{pl} = N_D$ – 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 напруженнях 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 відмічені всі величини, що стосуються попереднього періоду експлуатації до розрахунку залишкового ресурсу.

Якщо за даними електростанції не відоме розподілення пусків за типами, а лише відоме їх загальне число n за час до моменту оцінки, то

накопичене циклічне пошкодження $\Pi'_{\text{ц}}$ визначається в запас по спрощеній формулі:

$$\Pi'_{\text{ц}} = \frac{n}{N_p} \quad (2.37)$$

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:

$$[G]_{\text{зал}} = \frac{1-\Pi'}{\Pi''_p} \quad (2.38)$$

де Π''_p – прогнозоване на наступний за оцінкою період експлуатації осереднене годинне пошкодження (швидкість вичерпання ресурсу), яке 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.

Висновки до розділу 2

1. Об'єктом дослідження в даній магістерській дисертації є ротор високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС. Турбіна К-1000-60/3000 – парова, конденсаційна, з нерегульованими відборами пари, з проміжною сепарацією і одноступінчастим паровим проміжним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР-1000. Турбіна даного типу є швидкохідною, розрахована на робочу частоту обертання $n = 3000$ об/хв. При цьому валопровід турбіни має значні масо-габаритні характеристики: довжина валопроводу – 68 м при масі в 465 т. Ротор ЦВТ – суцільно кований, з постійним кореневим діаметром усіх ступенів. Кріплення робочих лопаток усіх ступенів до дисків валу виконується за допомогою хвостовиків виделкового типу із зовнішньою виделкою, що закриває обід диску. Для зменшення перетоку пари, в зазорах між тілом діафрагми та валом виконані

діафрагмові ущільнення, що представляють собою сегменти ущільнень, розміщених в розточках діафрагм.

2. Для встановлення впливу зміни конструкції циліндра високого тиску на ресурсні показники його ротора необхідно дослідити його тепловий та напружено-деформований стан при роботі на типових режимах експлуатації. Розподіл температур в основному металі ротора може бути встановлений вирішенням крайової задачі теплопровідності у нестационарній постановці. Після вирішення задачі вихідного стану перехідний процес передбачає задання нестационарних граничних умов теплообміну I-IV роду.

3. При визначенні граничних умов теплообміну РВТ необхідно мати інформацію, щодо його характерних розмірів та виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. В ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат та значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток кожного досліджуваного ступеня. При нестационарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка, наведених вище, параметрів пари для витрат, що відповідають пусковим графікам енергоблоку. Після визначення основних параметрів пари на номінальному та змінних режимах експлуатації можна безпосередньо перейти до визначення граничних умов I-IV роду, порядок розрахунку яких залежить від типу досліджуваної поверхні ротора.

4. Напружено-деформований стан ротора встановлюється вирішення рівняння рівноваги в тензометричній формі, рівняння деформацій і закону пружності в матричній формі. Розподіл температур використовується як граничні умови для вирішення задачі напружено-деформованого стану. Додатково слід врахувати всі інші зовнішні зусилля, дії яких зазнає ротор. Зокрема, це відцентрові зусилля, тиск парового середовища, контактні зусилля посадки деталей на вал ротора тощо.

5. Дослідження ресурсних показників енергетичного обладнання передбачає встановлення темпів накопичення пошкодження в основному металі під час експлуатації. Одним із домінуючих механізмів пошкодження є накопичення малоциклової втоми від дії змінних навантажень. Ключовою особливістю даної розрахункової моделі є те, що експериментальні криві малоциклової втоми для сталі 38ХНЗМ1ФА, з якої виготовлено ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000, в літературі відсутні. Тому пропонується вести розрахунок допустимого числа циклів за кореляційними залежностями малоциклової втоми.

6. Сумарне пошкодження, накопичене в металі ротора від сумісної дії статичних навантажень при q' різних типів сталих режимів і циклічних навантажень при k' різних типів змінних режимів, визначається з використанням гіпотези Пальмгрена-Майнера. Залишкове напрацювання до появи тріщини визначається за значенням накопиченого в основному металі та прогнозування темпів накопичення пошкодження при майбутній експлуатації.

РОЗДІЛ 3.

ГЕОМЕТРИЧНИЙ АНАЛОГ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТА РЕЖИМИ РОБОТИ ТУРБІНИ К-1000-60/3000

3.1. Розробка тривимірного аналогу об'єкта дослідження

В даній дисертаційній роботі пропонується розглянути випадок пошкодження лопаткового апарату останнього ступеня циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000 внаслідок певної аварійної події, що призводить до необхідності демонтажу робочих лопаток 5-го ступеня (рис. 3.1). При чому, навіть у випадку пошкодження лише лопаток одного потоку виникає потреба демонтажу робочих лопаток і з протилежного потоку для забезпечення нормальної експлуатації як самого ЦВТ, так і інших елементів турбінної установки та регенеративної схеми (зокрема сепаратора-пароперегрівача).

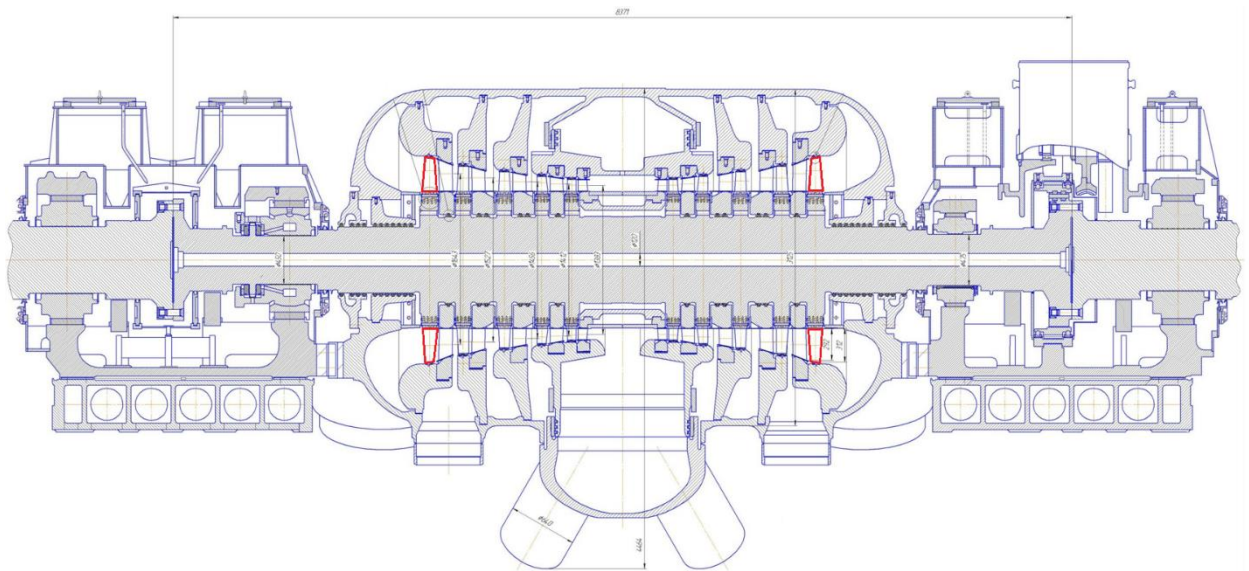


Рис. 3.1. Поздовжній розріз циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000 (червоним кольором відмічено пошкоджені елементи проточної частини)

У відношенні соплового апарату пропонується вважати, що він лишається неушкодженим і необхідності демонтажу його немає. В такому

випадку умови експлуатації всіх попередніх ступенів ЦВТ лишаються майже незмінними. Однак існує ризик порушення умов роботи СПП, оскільки температура пари на виході з ЦВТ зростає через відсутність робочих лопаток 5-го ступеня. Причиною цього є гальмування потоку в пароперепускних патрубках від ЦВТ до СПП.

Для реалізації поставленої задачі необхідно розробити геометричну модель ротора ЦВТ представленого на рис. 3.1. Для конструктивно-складного ротора високого тиску, його геометрична модель виконана у тривимірній постановці на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000 і представлена на рис. 3.2.

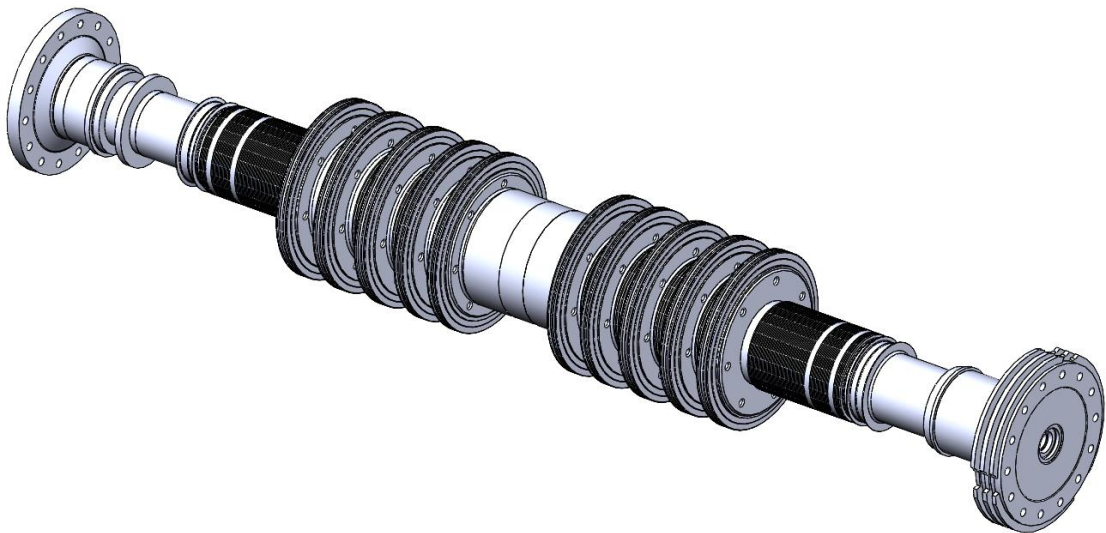


Рис. 3.2. Повна геометрична модель кованої частини ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000

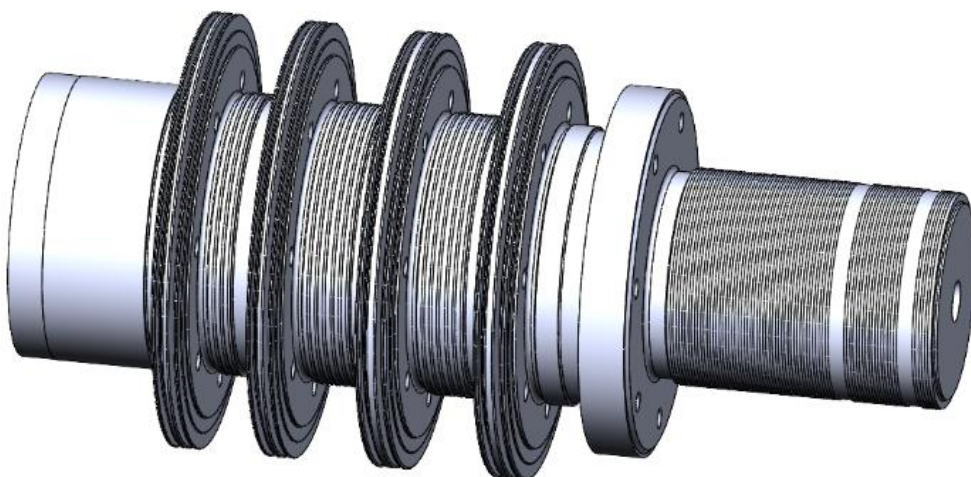
У зв'язку із симетрією потоків ЦВТ для проведення числових досліджень дозволяється розглядати один потік. При розробці розрахункового аналогу ротора високого тиску було проведено побудову всіх кованих поверхонь лівого потоку ротора від центральної площини симетрії між двома потоками пари до останнього сегменту кінцевих ущільнень. Всі конструктивні елементи, включаючи галтелі і радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальні отвори, хвостові кріплення робочих лопаток,

геометрія кінцевих і діафрагмових ущільнень відтворені у відповідності до промислових креслень заводу-виготворювача (рис. 3.3 а).

Додатково розроблено ще один геометричний аналог ротора високого тиску, що враховує результати ремонтних відновлень після пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня. Основними змінами, які необхідно буде внести в проектну конструкцію в такому випадку будуть проточка гребнів хвостових кріплень робочих лопаток 5-го ступеня до їх повного видалення, проточка лабіринтового ущільнення діафрагми 5-го ступеня на валу, зачистка та шліфування торців дисків 5-го і 4-го ступенів, тощо (рис. 3.3 б).



а



б

Рисунок 3.3. Розрахунковий геометричний аналог ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000: а – в проектному виконанні, б – після ремонтних відновлень.

Представлені геометричні моделі необхідні для проведення розрахункових досліджень теплового та напруженого стану ротора під час експлуатації методом скінченних елементів. Для цього просторові аналоги дискретизуються на тетраедричні скінченні елементи (рис. 3.4).

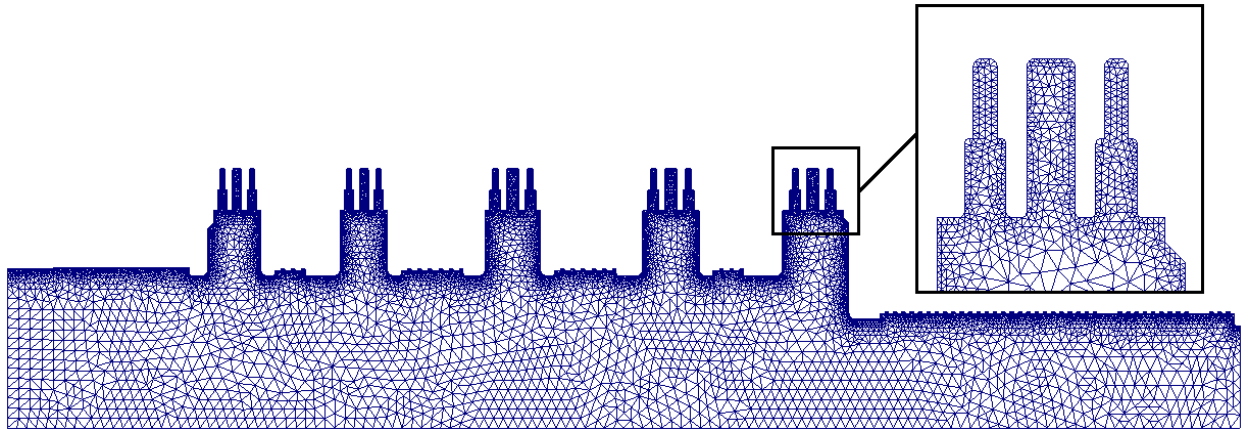


Рис. 3.4. Розрахункова сітка ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000

Розроблена розрахункова сітка не є рівномірною, вона згущається у радіальному напрямку від осьового отвору ротора до зовнішньої поверхні за законом геометричної прогресії. Розмір найбільшого скінченного елемента – 30 мм, найменшого – 2 мм. Таким чином розрахункова модель ротора високого тиску була дискретизована майже на 1 млн скінченних елементів.

3.2. Типові режими експлуатації енергоблоків АЕС з турбінами К-1000-60/3000

Енергоблоки 1000 МВт з реакторами ВВЕР-1000 та турбінами К-1000-60/3000 є базовими енергетичними потужностями в ОЕС України. Тому переважну більшість часу обладнання такого типу працює на номінальній потужності, або близькій до номінальної. В той же час зрозумілою є необхідність здійснювати зупинки обладнання для здійснення поточних та планово-попереджувальних ремонтів з подальшим пуском обладнання.

Пускові режими енергоблоку 1000 МВт АЕС диференціюються в залежності від температури зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в області паровпуску. Загалом можна виділити 3 основних пускових режими роботи [35]:

а) при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску $T^{зовн}_{флЦВТ} < 100$ °С – згідно графіку-завдання пуску з холодного стану (ХС);

б) при температурі $T^{зовн}_{флЦВТ} = 100-150$ °С – згідно графіку-завдання пуску з нестиглого стану (НС);

в) при температурі $T^{зовн}_{флЦВТ} > 150$ °С – згідно графіку-завдання пуску з гарячого стану (ГС).

Огляд статистики пусків енергоблоків АЕС України показує що переважна більшість пусків здійснюється з холодного стану металу, який і пропонується досліджувати в даній дисертації.

Графік-завдання пуску енергоблоку з турбіною К-1000-60/3000 з холодного стану представлено на рис. 3.5. Аналізуючи даний графік можна виділити наступні основні етапи:

1) набір номінальних параметрів пари перед стопорним клапаном турбіни (після головної парової засувки), який умовно триває період часу $0^{00}-0^{40}$;

2) поштовх роторів турбіни і вихід на режим холостого ходу протягом $0^{40}-1^{05}$. Поштовх здійснюється поетапно – спочатку ротори розкручуються до частоти 900 об/хв протягом 2 хв, після чого здійснюється витримка валопроводу на даній частоті протягом 8 хв, далі ротори штовхаються до частоти холостого ходу (3000 об/хв) протягом 5 хв і знову здійснюється витримка;

3) синхронізація турбогенератора з енергосистемою, яка умовно припадає на момент часу 1^{10} . З цього моменту енергоблок починає видавати електричну потужність в енергомережу;

4) навантаження електрогенератора до потужності 750 МВт, тривалість якої залежить від початкової температури металу на момент пуску. В даній роботі пропонується вважати, що пуск здійснюється з вихідної температури 60 °С, тому даний етап пуску триває протягом 1^{10} - 4^{05} ;

5) витримка на потужності 750 МВт не менше трьох годин для забезпечення стабілізації температурного поля турбіни. Тобто моменти часу 4^{05} - 7^{05} ;

6) вихід енергоблоку на номінальну потужність 1000 МВт протягом 7^{05} - 7^{30} ;

7) фінальна стабілізація температурного поля та робота на номінальній потужності.

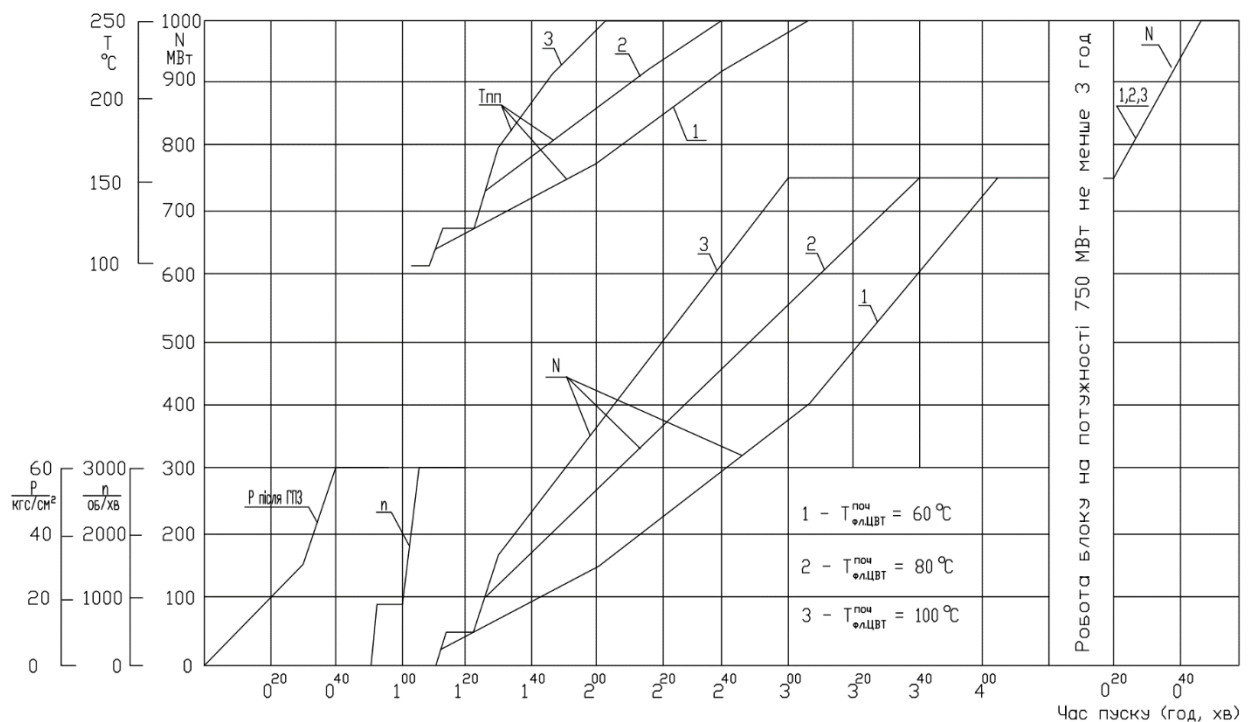


Рис. 3.5. Графік-завдання пуску турбіни К-1000-60/3000 з холодного стану при початковій температурі фланців ЦВТ менше 100 °С.

Таким чином, можна відмітити що даний пуск здійснюється при постійних параметрах пари та досить значно розтягнутий у часі, що дозволяє

забезпечити рівномірне нагрівання основного металу та запобігти появі значних градієнтів температур.

Варто зауважити, що реальні графіки пуску турбіни можуть дещо відрізнитись від розглянутих через певні зовнішні фактори, помилкові дії експлуатуючого персоналу, інерційність теплових процесів, помилкові покази контрольно-вимірювальних приладів, тощо.

Висновки до розділу 3

1. В даній дисертаційній роботі пропонується розглянути випадок пошкодження лопаткового апарату останнього ступеня циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000 внаслідок певної аварійної події, що призводить до необхідності демонтажу робочих лопаток 5-го ступеня. У відношенні соплового апарату пропонується вважати, що він лишається неушкодженим і необхідності демонтажу його немає.

2. У зв'язку із симетрією потоків ЦВТ для проведення числових досліджень дозволяється розглядати один потік. При розробці розрахункового аналогу ротора високого тиску було проведено побудову всіх кованих поверхонь лівого потоку ротора від центральної площини симетрії між двома потоками пари до останнього сегменту кінцевих ущільнень. Додатково розроблено ще один геометричний аналог ротора високого тиску, що враховує результати ремонтних відновлень після пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня – проточка гребнів хвостових кріплень робочих лопаток 5-го ступеня до їх повного видалення, проточка лабіринтового ущільнення діафрагми 5-го ступеня на валу, зачистка та шліфування торців дисків 5-го і 4-го ступенів. Розрахункова сітка моделей ротора не є рівномірною, вона згущається у радіальному напрямку від осьового отвору ротора до зовнішньої поверхні за законом геометричної прогресії. Розмір найбільшого скінченного елемента – 30 мм, найменшого – 2 мм. Таким чином розрахункова модель ротора високого тиску була дискретизована майже на 1 млн скінчених елементів.

3. Енергоблоки 1000 МВт з реакторами ВВЕР-1000 та турбінами К-1000-60/3000 є базовими енергетичними потужностями в ОЕС України. Тому переважну більшість часу обладнання такого типу працює на номінальній потужності, або близькій до номінальної. Пускові режими диференціюються в залежності від температури зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в області паровпуску. Загалом можна виділити 3 основних пускових режими роботи: з холодного стану ($T^{зобн}_{флЦВТ} < 100$ °С), з неостиглого стану ($T^{зобн}_{флЦВТ} = 100-150$ °С), з гарячого стану ($T^{зобн}_{флЦВТ} > 150$ °С).

4. Пуск турбіни К-1000-60/3000 складається з таких основних етапів: набір номінальних параметрів пари перед стопорним клапаном турбіни; поштовх роторів турбіни і вихід на режим холостого ходу; синхронізація турбогенератора з енергосистемою; навантаження електрогенератора до потужності 750 МВт; витримка на потужності 750 МВт для забезпечення стабілізації температурного поля; вихід енергоблоку на номінальну потужність 1000 МВт; фінальна стабілізація температурного поля та робота на номінальній потужності.

РОЗДІЛ 4.

РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБІНИ К-1000-60/3000 БЕЗ РОБОЧИХ ЛОПАТОК 5-ГО СТУПЕНЯ З ТОЧКИ ЗОРУ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОТИ РОТОРА

4.1. Розрахунок нестационарних граничних умов теплообміну для поверхонь ротора високого тиску

При визначенні граничних умов теплообміну РВТ необхідно мати інформацію, щодо його характерних розмірів та виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. В ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат та значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток кожного досліджуваного ступеня.

Розрахунок граничних умов теплообміну для поверхонь РВТ турбіни К-1000-60/3000 для різних рівнів витрати пари крізь проточну частину представлено в [39]. Для відповідності даних граничних умов пусковому графіку турбіни, що обговорювався в попередньому розділі 3.2 пропонується встановити часові залежності етапів пуску різному рівню витрати з екстраполяцією даних на початкових етапах пуску.

В результаті було отримано нестационарні граничні умови теплообміну для різних поверхонь ротора. Для прикладу, на рис. 4.1 та 4.2 показані характерні області розрахунку граничних умов та значення коефіцієнтів тепловіддачі та температури пари при пуску з холодного стану металу.

При роботі на номінальній потужності характер теплообміну на поверхнях РВТ описується тими ж граничними умовами, що характерні для останнього моменту часу при пуску з холодного стану.

До моменту часу 2400 с гостра пара від парогенератора не поступає в проточну частину турбіни через закриття стопорних та регулюючих клапанів.

Основною парою яка взаємодіє з поверхнями ротора є пара з кінцевих ущільнень циліндра високого тиску.

Цією обставиною можна пояснити досить високі значення коефіцієнтів тепловіддачі для поверхні кінцевих ущільнень (т. 3 на рис. 4.1) в перші моменти часу (рис. 4.2 а). Також цікавою обставиною є зменшення температури пари в області 3 (рис. 4.2 б) після 2400 с, що пояснюється тією ж причиною: спочатку основною парою для даної поверхні є протікання ущільнюючої пари, що подається в сусідню камеру справа та рухається до вихлопу турбіни зліва. Однак з моменту подачі пари через клапани турбіни для поштовху ротора більш домінуючими стають протікання основної робочої пари які рухаються від 5-го ступеня турбіни і протікають крізь ущільнення до камер відкачування ущільнюючої пари. Поступово, зі збільшенням температури гострої пари збільшується і температура металу в області кінцевих ущільнень.

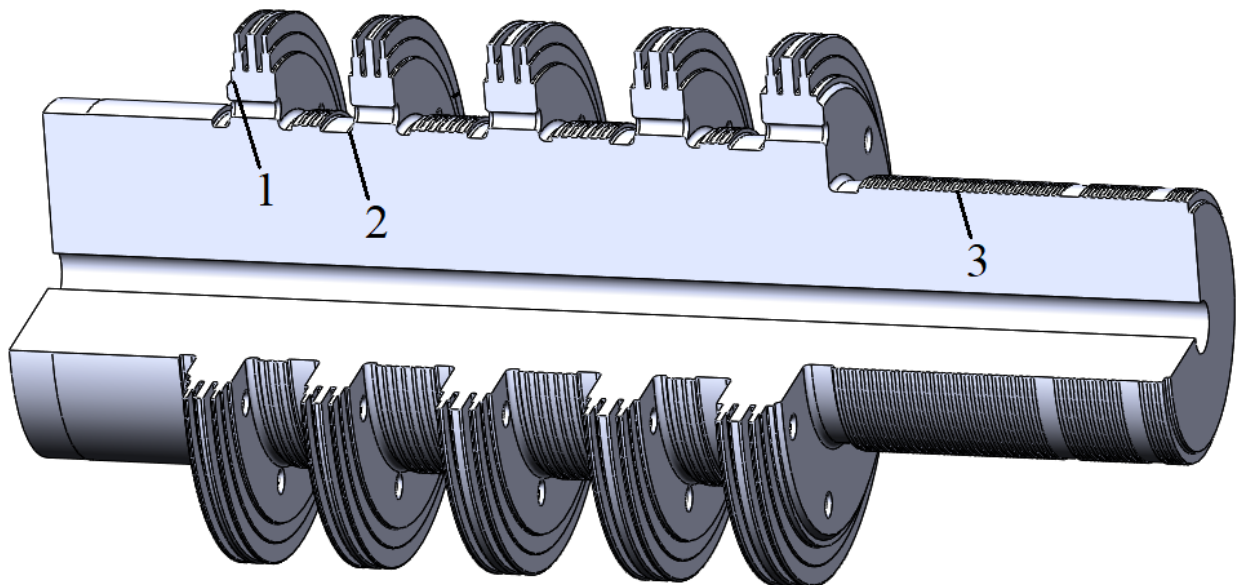
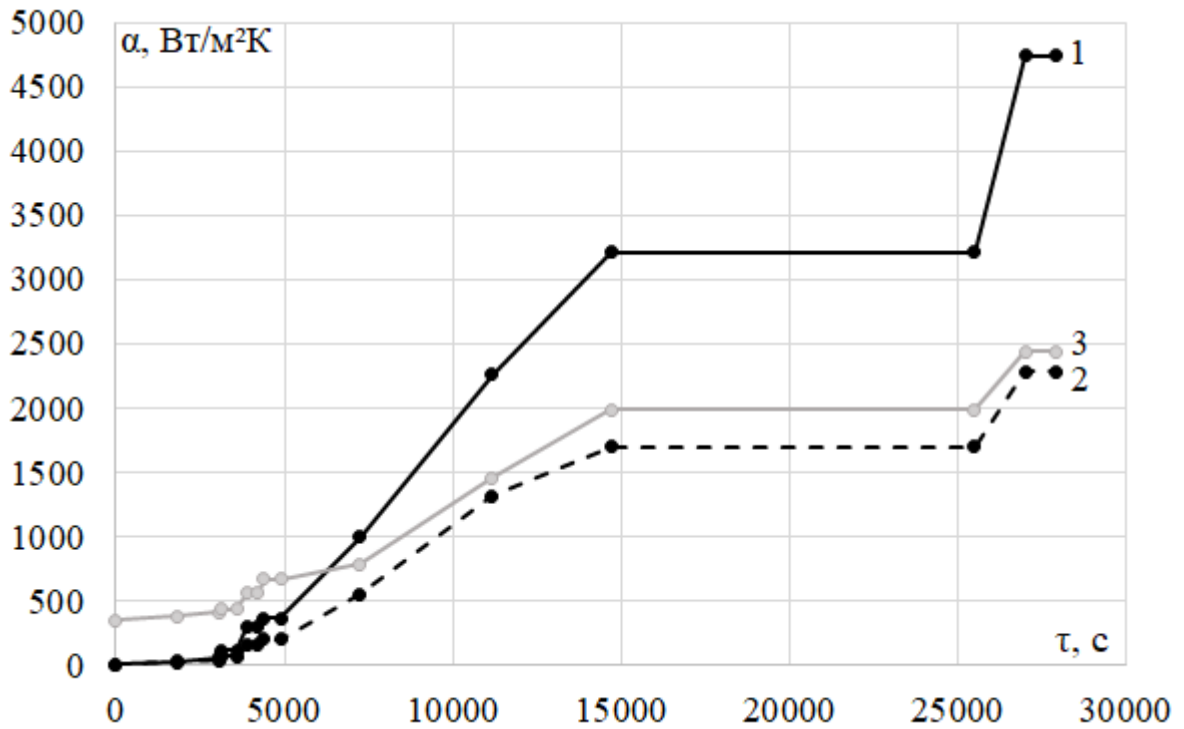
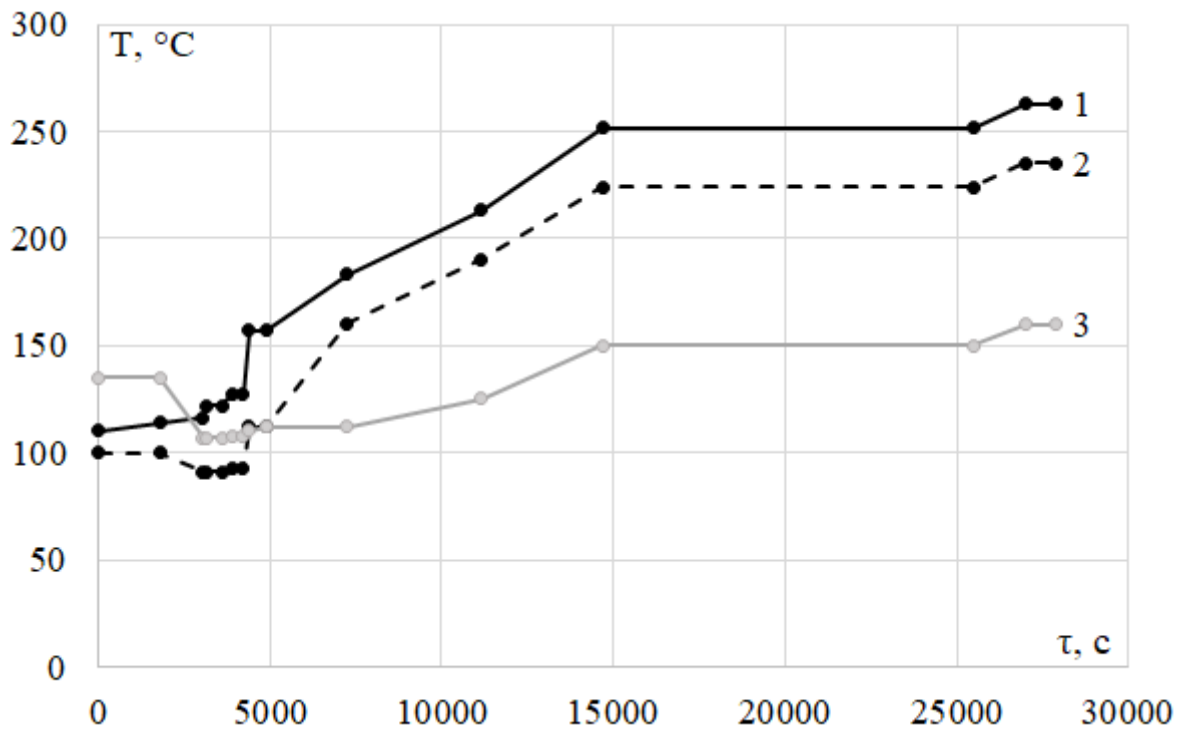


Рис. 4.1. Характерні області розрахованих граничних умов теплообміну



а



б

Рис. 4.2. Граничні умови теплообміну на деяких поверхнях ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при пуску з холодного стану: а – значення коефіцієнтів тепловіддачі; б – значення температури парового середовища

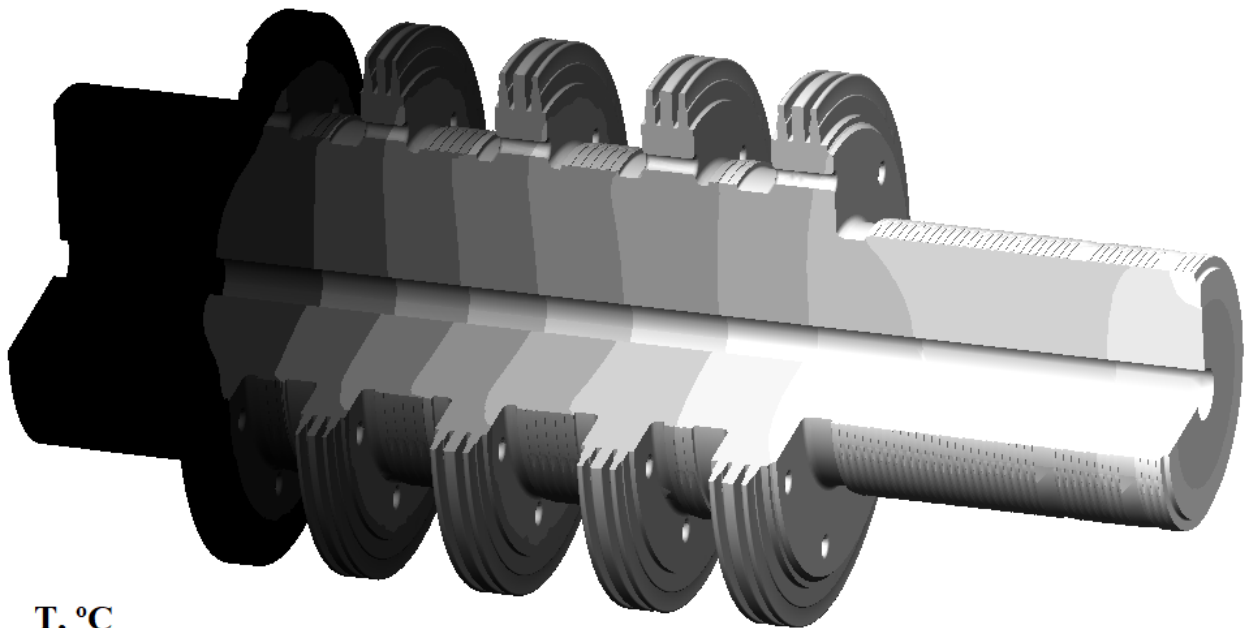
4.2. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску в проектній конструкції та без робочих лопаток 5-го ступеня

Розрахункові дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску на номінальному режимі роботи для різних конструктивних виконань ЦВТ проведені в квазістаціонарній постановці. Теплофізичні та механічні властивості сталі 38ХНЗМ1ФА є температурно-залежними та задані за допомогою експоненційної апроксимації згідно до рекомендацій СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 [36].

Для проектної конструкції, найбільша температура основного металу характерна для диску першого ступеня і складає $264,5^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.3 а). Температура металу ступенів № 2-5 рівномірно зменшується від $235,5$ до 169°C . В області кінцевих ущільнень температура металу також поступово зменшується від $146,5$ до $114,3^{\circ}\text{C}$. Таким чином, можна стверджувати про рівномірне температурне поле ротора високого тиску, значення градієнтів температур не перевищує $800^{\circ}\text{C}/\text{м}$.

Для варіанту ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня (рис. 4.3 б) температурне поле більшої частини ротора є подібним до вихідного варіанту. Більш високі температури спостерігаються для 5-го ступеня (171°C) і в області кінцевих ущільнень (від $161,2$ до $123,5^{\circ}\text{C}$). Це пов'язано з більш високою температурою гальмування пари після п'яти ступенів циліндру.

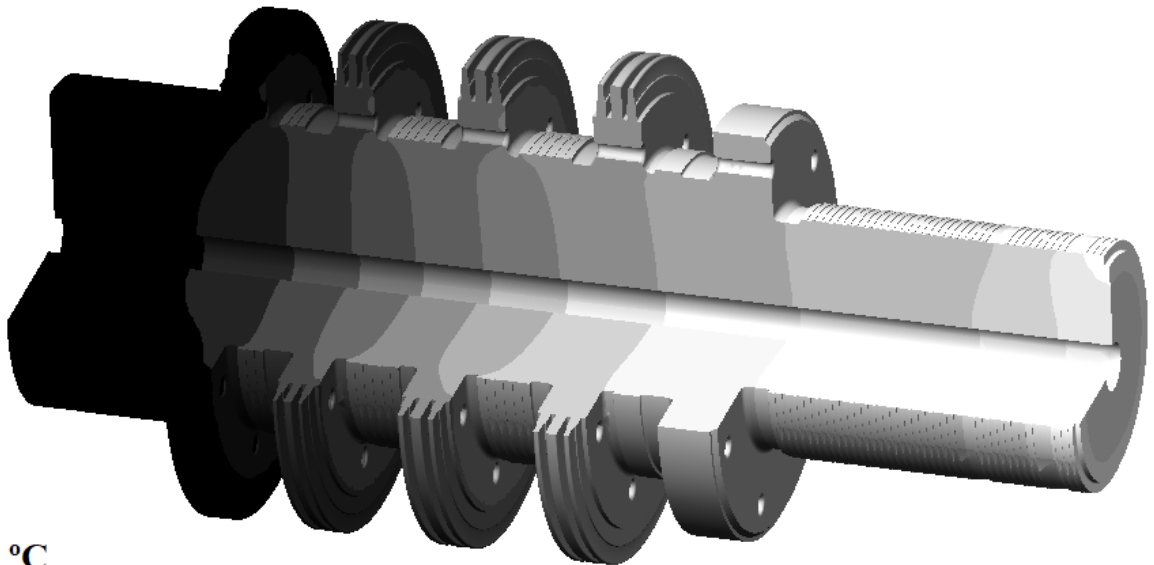
За отриманими результатами проведено розрахунок напружено-деформованого стану ротора. Додатково до сил, що утворюються від теплового розширення металу, а також від нерівномірності температурного поля, враховано відцентрові зусилля, тиск парового середовища та розподілені по ступеням маси робочих лопаток. Приклад НДС роторів при роботі на номінальній потужності представлено на рис. 4.4.



T, °C

110,8 123,6 136,4 149,2 162,1 174,9 187,7 200,5 213,3 226,1 238,9 251,7 264,5

а

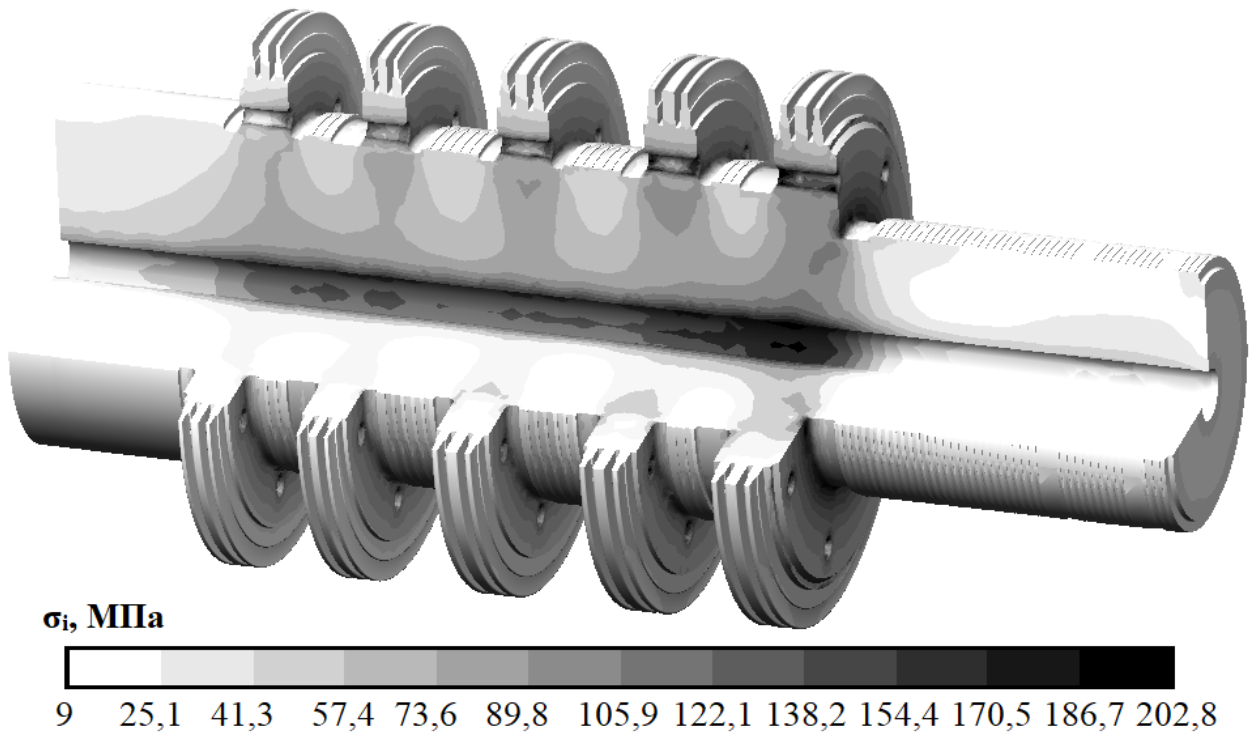


T, °C

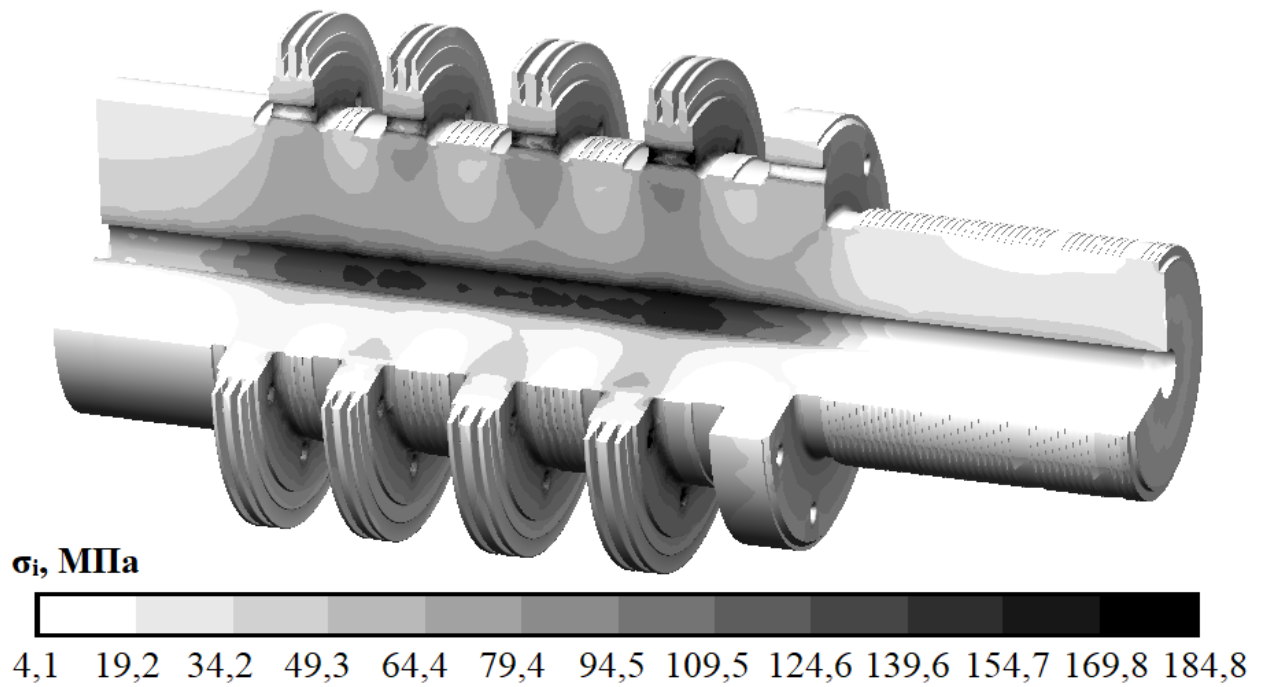
115,7 128,1 140,5 153 165,4 177,8 190,3 202,7 215,2 227,6 240 252,5 264,9

б

Рис. 4.3. Тепловий стан на номінальному режимі роботи (1000 МВт) ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000: а – в проектному виконанні, б – без робочих лопаток 5-го ступеня



а



б

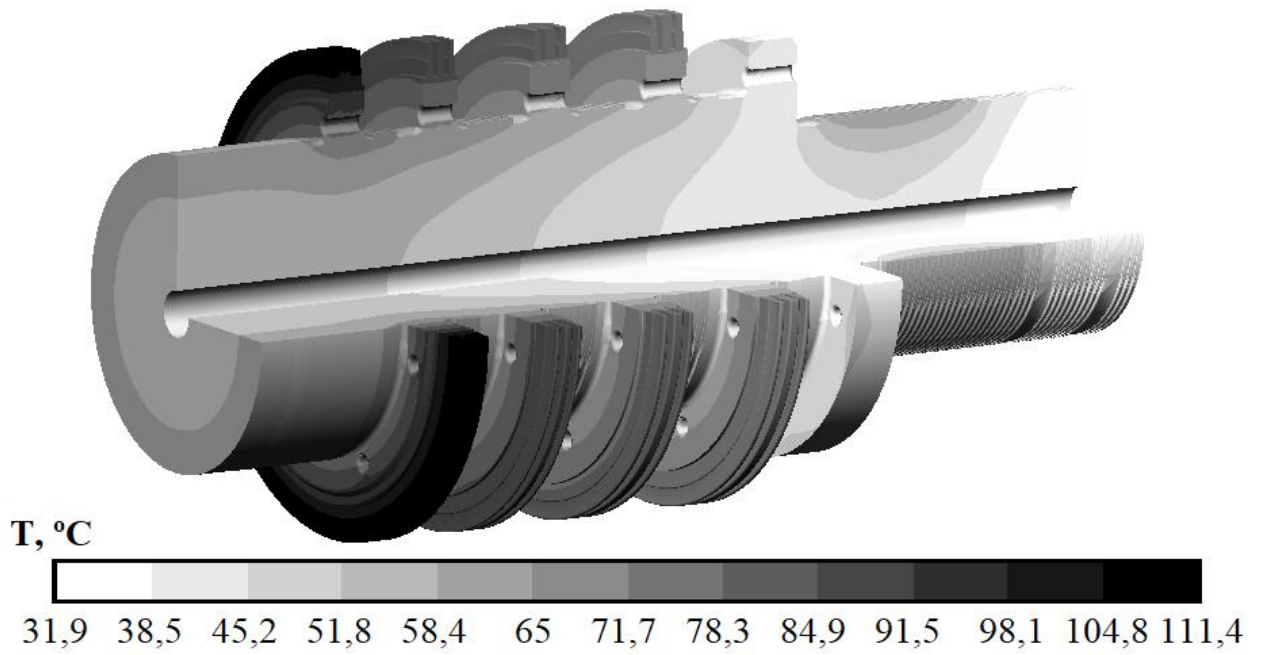
Рис. 4.4. Напружено-деформований стан на номінальному режимі роботи (1000 МВт) ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000: а – в проєктному виконанні, б – без робочих лопаток 5-го ступеня

Для проектної конструкції (рис. 4.4 а), при роботі на номінальних параметрах пари, найбільш напруженими областями є розвантажувальні отвори 5-го ступеня ($\sigma_i = 202,8$ МПа), осьовий отвір ротора в області під 5-им ступенем ($\sigma_i = 195,2$ МПа), а також галтель 5-го ступеня з боку кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 200,3$ МПа) та розвантажувальні отвори 4-го і 3-го ступенів з інтенсивністю напружень близько 170-185 МПа. Високі значення інтенсивності напружень в області 5-го ступеня можна пояснити значним зосередженням маси як самого ступеня, так і його робочих лопаток, що провокують значні відцентрові зусилля при роботі на номінальній частоті обертання.

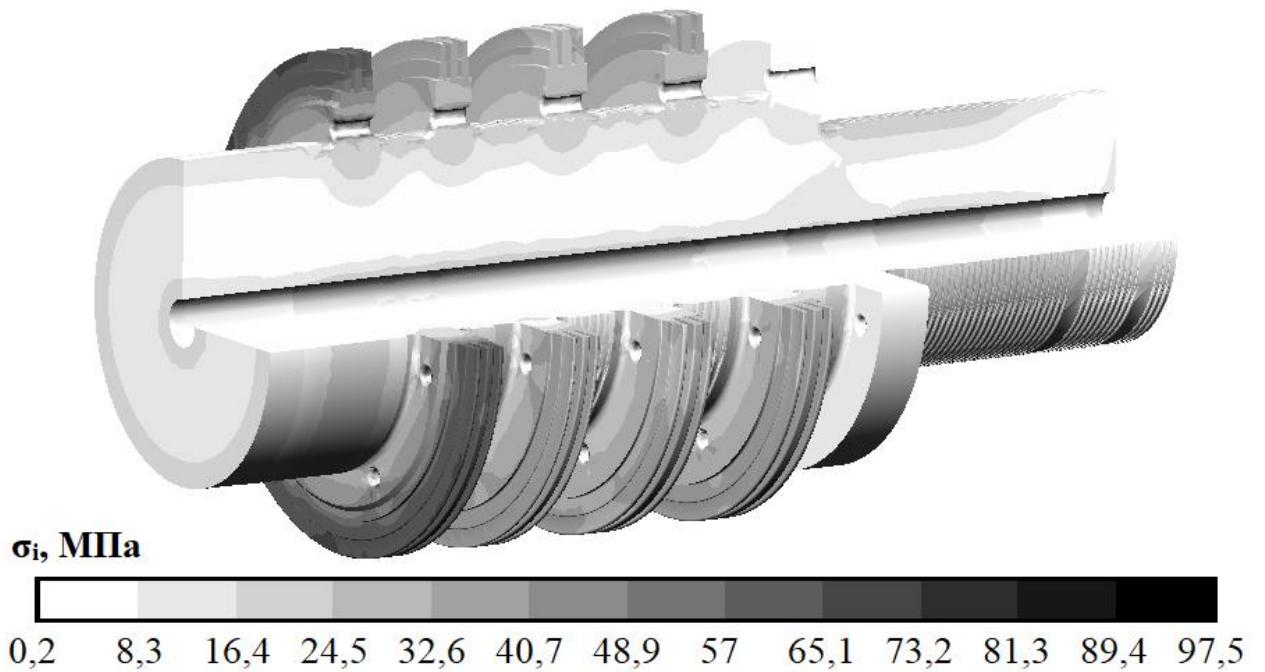
Для ротора високого тиску без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається зміщення максимумів інтенсивності напружень в область розвантажувальних отворів 4-го і 3-го ступенів, а також осьового отвору валу під цими ж ступенями (рис. 4.4. б). Максимальне значення напружень складає $\sigma_i = 184,8$ МПа. В той же час інтенсивність напружень в області розвантажувальних отворів 5-го ступеня зменшилась майже вдвічі до рівня в 124 МПа.

При цьому, слід зауважити, що максимальний рівень інтенсивності напружень, який виникає в основному металі ротора високого тиску не перевищує межу текучості сталі 38ХН3М1ФА ($\sigma_{0,2} = 493$ МПа) при розрахунковій температурі ($t_{max} = 270$ °С) для обох варіантів конструктивного виконання ЦВТ.

При пуску з холодного стану металу аналогічним чином досліджено кожен із характерних моментів даного режиму роботи. Приклад отриманих результатів для РВТ без робочих лопаток 5-го ступеня представлено на рис. 4.5, 4.6.

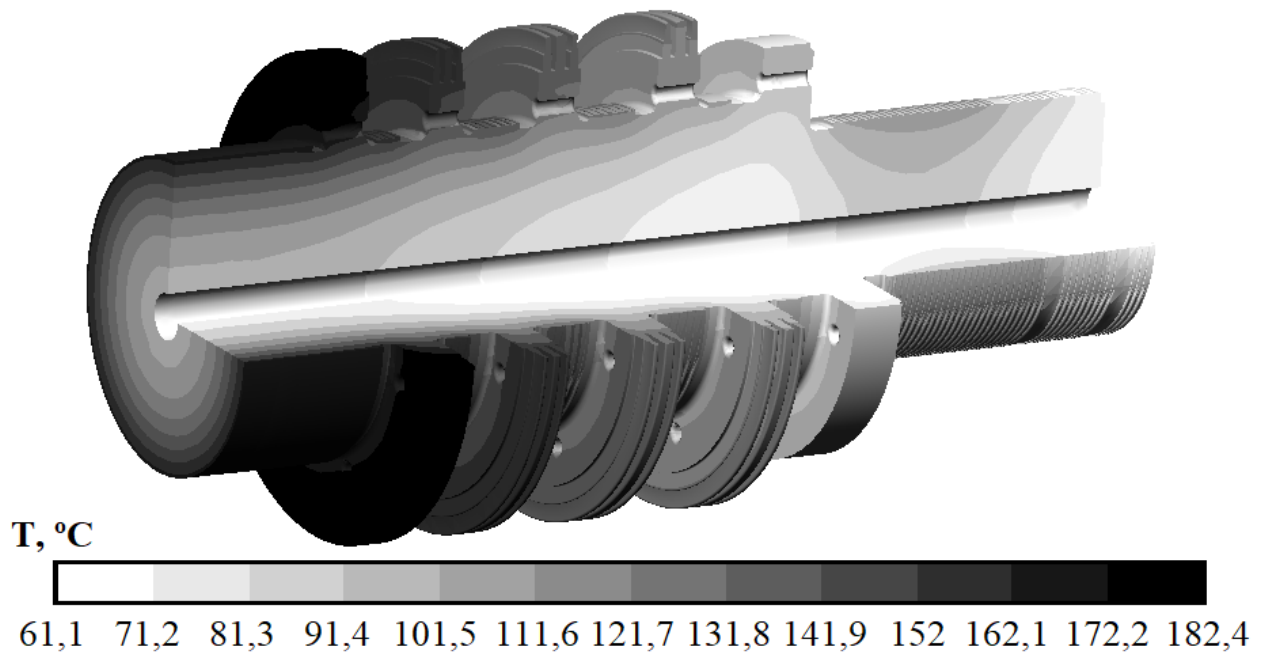


а

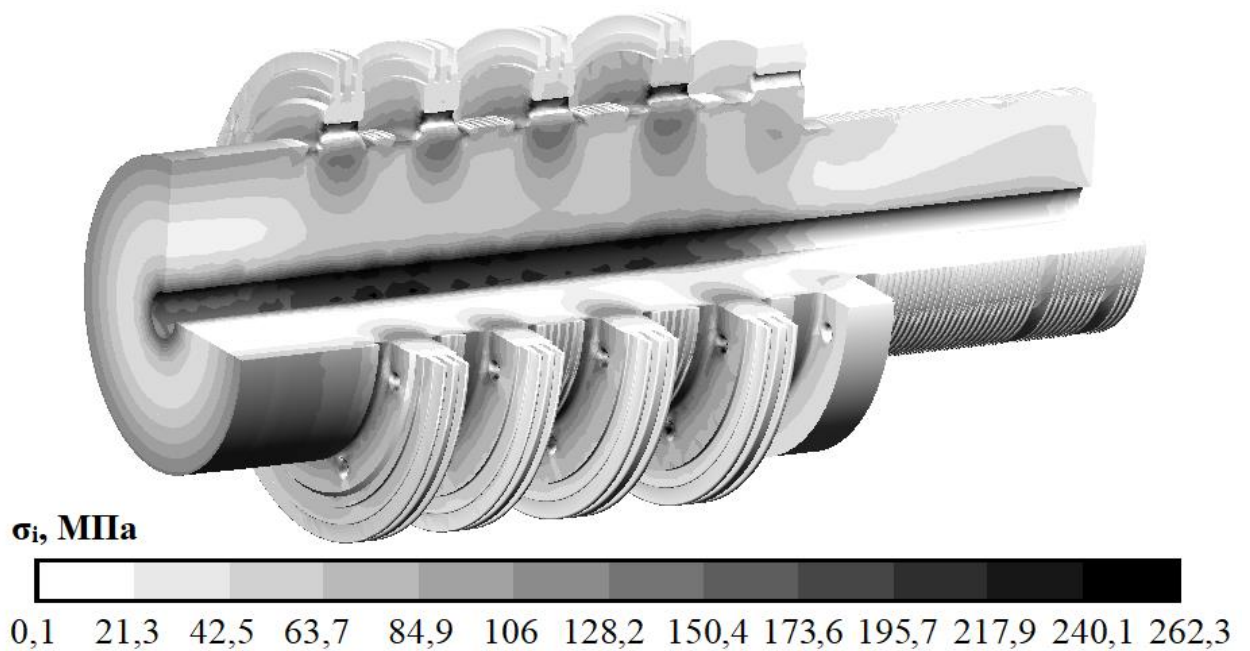


б

Рис. 4.5. Дослідження ротора високого тиску при пуску з холодного стану в момент часу 3000 с (перед поштовхом ротора): а – тепловий стан, б – напружений стан



а



б

Рис. 4.6. Дослідження ротора високого тиску при пуску з холодного стану в момент часу 3000 с (перед поштовхом ротора): а – тепловий стан, б – напружений стан

Аналогічні результати було отримано в кожен момент часу пуску. Для зручності аналізу даних результатів пропонується розглянути їх у динаміці. Для цього в основному металі ротора обрано 12 характерних областей

дослідження, наведених на рис. 4.7, а саме: 1 – осьовий отвір ротора в області 4-го ступеня тиску; 2 – хвостове кріплення робочих лопаток 1-го ступеня; 3 – галтель 2-го ступеня з боку вихлопу; 4 – галтель 3-го ступеня з боку вихлопу; 5 – розвантажувальний отвір диску 3-го ступеня; 6 – діафрагмове ущільнення 4-го ступеня; 7 – розвантажувальний отвір диску 4-го ступеня; 8 – діафрагмове ущільнення 5-го ступеня; 9 – розвантажувальний отвір диску 5-го ступеня; 10 – галтель 5-го ступеня з боку вихлопу; 11 – гребні кінцевих ущільнень з боку камери А; 12 – вал ротора в області камери Б кінцевих ущільнень.

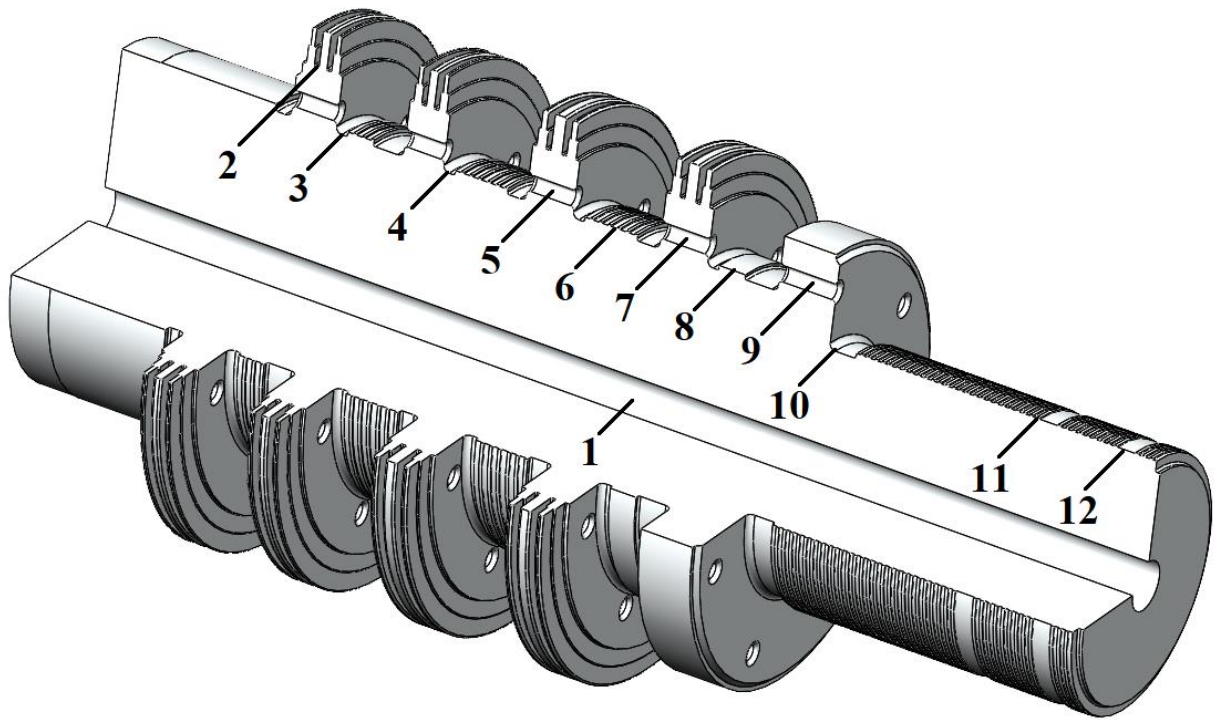


Рис. 4.7. Характерні області дослідження ресурсних показників ротора високого тиску турбіни

На рис. 4.8 та 4.9 представлено динаміку зміни градієнтів температур та температури металу протягом пуску з холодного стану в характерних областях дослідження ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000.

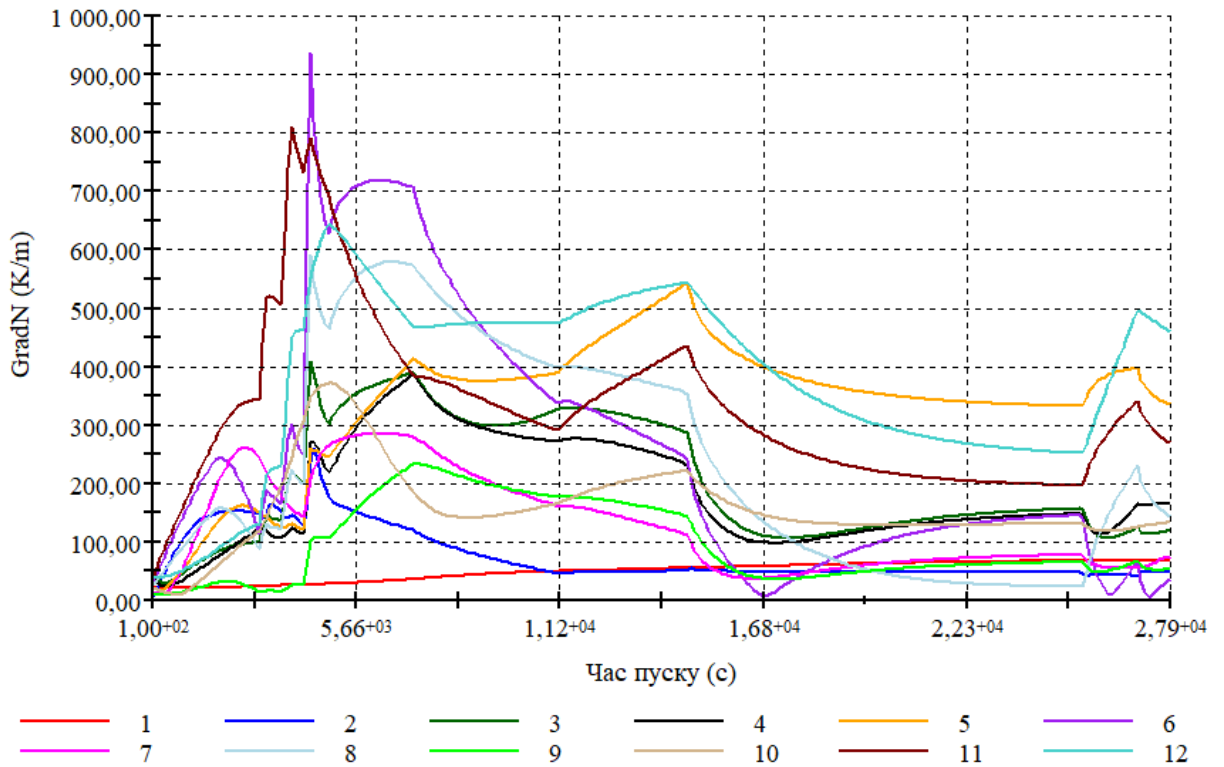


Рис. 4.8. Динаміка зміни градієнтів температур в характерних областях дослідження ротора при пуску з холодного стану металу

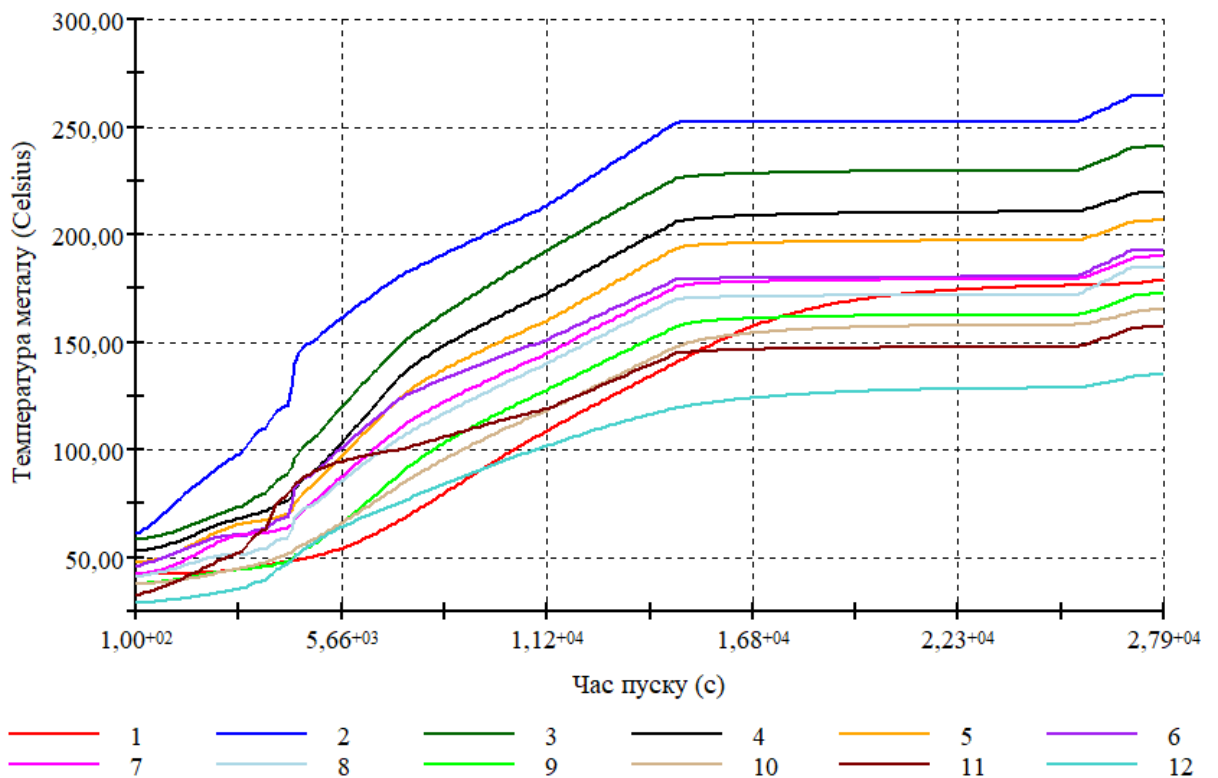


Рис. 4.9. Динаміка зміни температури металу в характерних областях дослідження ротора при пуску з холодного стану металу

Протягом пуску з холодного стану металу високі значення градієнтів температур (рис. 4.8) в більшості досліджуваних областей спостерігаються починаючи з моменту часу 3040 с, що відповідає моменту поштовху ротора. Максимальне значення градієнту температур протягом всього пуску $\text{grad}T = 952 \text{ К/м}$ спостерігається в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня в момент часу 4400 с (синхронізація з електромережею). Таке високе значення можна обґрунтувати обставиною несформованої контактної течії перетікань ущільнюючої пари дросельованої в попередніх сегментах ущільнень та втрат гострої пари після соплового апарату 3-го ступеня. На подальших етапах пуску, разом з нормалізацією характеру течії в проточній частині турбіни та кінцевих ущільненнях, а також стабілізацією теплового поля ротора високого тиску, значення градієнтів температур суттєво зменшуються до 400 К/м.

Аналізуючи динаміку зміни температури металу в характерних областях дослідження, можна зазначити, що прогрівання основного металу відбувається достатньо плавно. Найбільш стрімкого нагрівання ротор зазнає протягом 4200-4480 с (з моменту синхронізації до навантаження до 50 МВт), але при цьому швидкість нагрівання металу $5,2 \text{ }^\circ\text{C/хв}$ все одно не перевищує допустимих значень ($7 \text{ }^\circ\text{C/хв}$). Разом із закінченням пускового терміну майже завершується і стабілізація температурного поля ротора, що пов'язано з достатньо тривалою витримкою ротора при електричній потужності генератора 750 МВт.

На рис. 4.10 показана динаміка зміни інтенсивності напружень в деяких досліджуваних областях ротора без робочих лопаток 5-го ступеня при пуску з холодного стану металу. Серед всіх характерних областей дослідження, що представлені на рис. 4.7, було обрано ті, що представляють найбільший інтерес в задачі розрахунку накопиченого в основному металі пошкодження, а саме: 1 – осьовий отвір ротора в області 4-го ступеня тиску; 3 – галтель 2-го ступеня з боку вихлопу; 7 – розвантажувальний отвір диску 4-го ступеня; 8 – діафрагмове ущільнення 5-го ступеня; 10 – галтель 5-го ступеня з боку вихлопу.

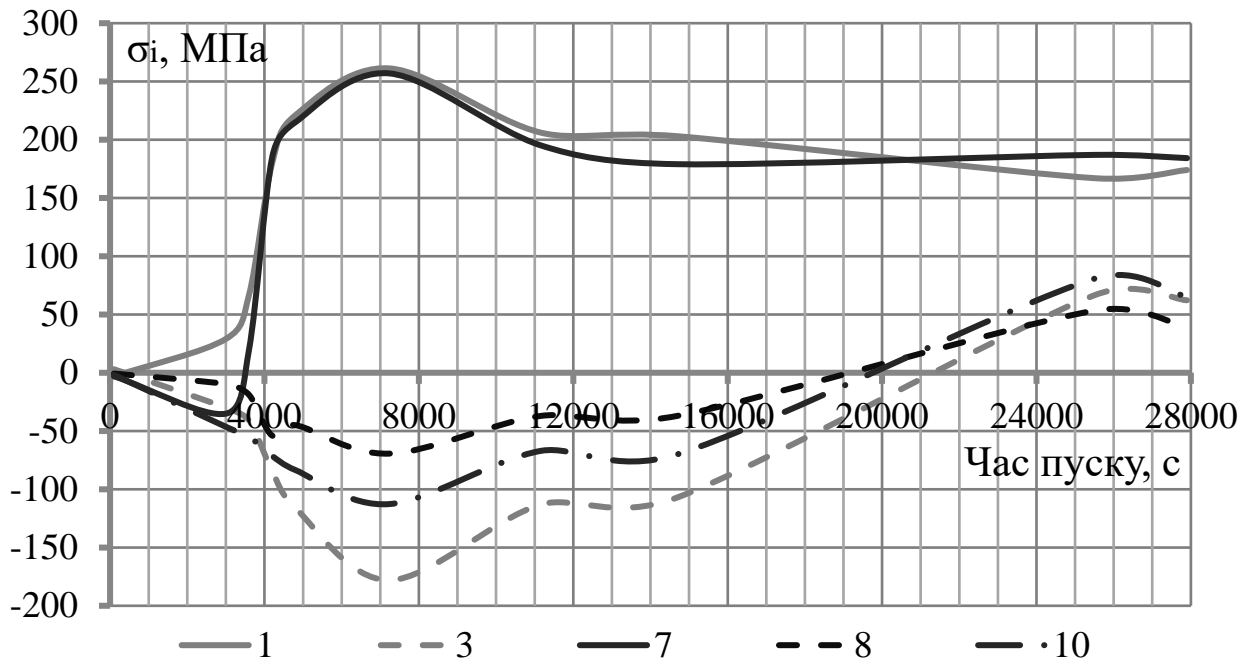


Рис. 4.10. Динаміка зміни інтенсивності напружень в роторі без робочих лопаток 5-го ступеня при пуску з холодного стану

Варто відмітити, що протягом початкових етапів навантаження ротор зазнає дії найвищих напружень. Після попереднього прогріву проточної частини та поштовху ротору до номінальної частоти обертання в 3000 об/хв виконується синхронізація турбогенератора з енергосистемою. Цей момент припадає приблизно на 75 хвилину пуску. З цього часу рівень напружень стрімко зростає та досягає свого максимального значення в момент часу 120 хвилин, що відповідає роботі турбогенератора на електричній потужності 140 МВт. Високі значення напружень тримаються до 180 хвилини (електрична потужність 400 МВт) і з подальшою стабілізацією температурного поля поступово зменшуються.

4.3. Вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня на ресурсні показники ротора високого тиску

Використовуючи дані щодо динаміки зміни температури та інтенсивності напружень в роторі високого тиску встановлені для всіх характерних областей значення амплітуд інтенсивності напружень σ_a ,

коефіцієнту асиметрії навантаження r , перепади температур t , межа втоми сталі при несиметричному циклі навантаження σ_N та ін. Додатково, були встановлені і інші показники малоциклової втоми, що необхідні для розрахунку допустимого числа циклів пуску з різних теплових станів для обох конструктивних виконань ЦВТ.

За результатами проведених розрахункових досліджень було встановлено ряд ресурсних показників експлуатації ротора високого тиску різного конструктивного виконання. Найбільш важливі з них представлені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Ресурсні показники ротора високого тиску різної конструкції

| № | Ресурсний показник | Проектна конструкція ЦВТ | ЦВТ без РЛ 5-го ступеня |
|----|--|--------------------------|-------------------------|
| 1 | Поточне напрацювання T , год | 120 000 | 120 000 |
| 2 | Поточна кількість пусків n | 200 | 200 |
| 3 | Інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи σ_i , МПа | 202,8 | 184,8 |
| 4 | Номер області, що визначає циклічне пошкодження (рис. 4.7) | 9 | 7 |
| 5 | Робоча температура металу t , °С | 165,5 | 184,5 |
| 6 | Амплітуда напружень σ_a , МПа | 188,6 | 132,2 |
| 7 | Коефіцієнт асиметрії циклу r | -0,103 | -0,01 |
| 8 | Приведена амплітуда деформації $\varepsilon_{a.np.}$, % | 0,1188 | 0,0985 |
| 9 | Допустиме число циклів N_d | 950 | 1220 |
| 10 | Накопичене в металі циклічне пошкодження $\Pi'_{ц}$, % | 21,1 | 16,4 |
| 11 | Накопичене в металі статичне пошкодження $\Pi'_{ст}$, % | 38,7 | 36,8 |
| 12 | Накопичене в металі статичне пошкодження Π'_{Σ} , % | 59,8 | 53,2 |
| 13 | Залишковий ресурс G , год | 80 800 | 105 400 |
| 14 | Індивідуальний ресурс R , год | 200 800 | 225 400 |

Для дослідження ресурсних показників було обрано умовний ротор, який експлуатується протягом 20 років. При цьому нехай він працює по 6000 год на рік та здійснює по 10 пусків на рік. Дані значення були прийняті по осередненому режиму роботи АЕС України [40].

Як видно з табл. 4.1, зона що визначає ресурс при експлуатації ротора турбіни змінюється в залежності від його конструкції (п. 4 табл. 4.1). Для проєктного виконання ротора найбільш навантаженою областю є розвантажувальний отвір 5-го ступеня (зона 9 на рис. 4.7), для ротора без робочих лопаток 5-го ступеня – розвантажувальний отвір 4-го ступеня (зона 7 на рис. 4.7).

Допустиме число циклів пуску для ротора без робочих лопаток 5-го ступеня є на 28 % більшим в порівнянні з проєктною конструкцією. Разом з цим, максимум інтенсивності напружень на номінальному режимі зменшується на 8,9 % при відсутності робочих лопаток 5-го ступеня. Вказані вище обставини, призводять до того, що індивідуальний ресурс ротора з демонтованими робочими лопатками збільшується на 12,3 %.

Таким чином, відсутність робочих лопаток 5-го ступеня не має негативного впливу на ресурсні показники турбіни К-1000-60/3000. Разом з тим, доцільно дослідити вібраційний стан ротора, оскільки відсутність лопаткового апарату на його обох потоках може серйозно вплинути на критичні частоти валу та вимагатиме врахування цієї обставини при експлуатації

Висновки до розділу 4

1. Розрахунок граничних умов теплообміну для поверхонь РВТ турбіни К-1000-60/3000 для різних рівнів витрати пари крізь проточну частину наявний в літературі [39]. Для відповідності даних граничних умов пусковому графіку турбіни, що обговорювався в розділі 3.2 було встановлено часові залежності етапів пуску різному рівню витрати з екстраполяцією

даних на початкових етапах пуску. В результаті було отримано нестационарні граничні умови теплообміну для різних поверхонь ротора.

2. Проведені розрахунки теплового стану на номінальному режимі роботи показали, що для проектної конструкції, найбільша температура основного металу характерна для диску першого ступеня і складає $264,5^{\circ}\text{C}$. Температура металу ступенів № 2-5 рівномірно зменшується від $235,5$ до 169°C . В області кінцевих ущільнень температура металу також поступово зменшується від $146,5$ до $114,3^{\circ}\text{C}$. Для варіанту ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня температурне поле більшої частини ротора є подібним до вихідного варіанту. Більш високі температури спостерігаються для 5-го ступеня (171°C) і в області кінцевих ущільнень (від $161,2$ до $123,5^{\circ}\text{C}$). Це пов'язано з більш високою температурою гальмування пари після п'яти ступенів циліндру

3. Аналіз напружено-деформованого стану ротора дозволяє стверджувати, що для проектної конструкції найбільш напруженими областями є розвантажувальні отвори 5-го ступеня ($\sigma_i = 202,8$ МПа), осьовий отвір ротора в області під 5-им ступенем ($\sigma_i = 195,2$ МПа), а також галтель 5-го ступеня з боку кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 200,3$ МПа). Для ротора високого тиску без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається зміщення максимумів інтенсивності напружень в область розвантажувальних отворів 4-го і 3-го ступенів, а також осьового отвору валу під цими ж ступенями. Максимальне значення напружень складає $\sigma_i = 184,8$ МПа. В той же час інтенсивність напружень в області розвантажувальних отворів 5-го ступеня зменшилась майже вдвічі до рівня в 124 МПа.

4. Протягом пуску з холодного стану металу високі значення градієнтів температур в більшості досліджуваних областей спостерігаються починаючи з моменту поштовху ротора. Максимальне значення градієнту температур протягом всього пуску $\text{grad}T = 952$ К/м спостерігається в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня в момент синхронізації з електромережою. На подальших етапах пуску, разом з нормалізацією

характеру течії в проточній частині турбіни та кінцевих ущільненнях, а також стабілізацією теплового поля ротора високого тиску, значення градієнтів температур суттєво зменшуються до 400 К/м.

5. Для дослідження ресурсних показників було обрано умовний ротор, який експлуатується протягом 20 років. При цьому нехай він працює по 6000 год на рік та здійснює по 10 пусків на рік. Дані значення були прийняті по осередненому режиму роботи АЕС України.

6. Розрахунок ресурсних показників роторів різного конструктивного виконання показав, що допустиме число циклів пуску для ротора без робочих лопаток 5-го ступеня є на 28 % більшим в порівнянні з проектною конструкцією. Разом з цим, максимум інтенсивності напружень на номінальному режимі зменшується на 8,9 % при відсутності робочих лопаток 5-го ступеня. Вказані вище обставини, призводять до того, що індивідуальний ресурс ротора з демонтованими робочими лопатками збільшується на 12,3 %.

ВИСНОВКИ

1. Турбіни АЕС зазнають впливу високих навантажень в процесі експлуатації, що пов'язані зі значними габаритними і масовими характеристиками обладнання, високою частотою обертання, нерівномірністю температурних полів та агресивною вологістю робочої пари. Працюючи в таких умовах, існує значний ризик пошкодження робочих лопаток останніх ступенів циліндрів. В світовій енергетиці відомий позитивний досвід експлуатації парових турбін без одного зі ступенів робочих лопаток. В цих випадках здійснюється демонтаж всіх робочих лопаток пошкодженого ступеня. При цьому соплові лопатки даного ступеня залишаються для збереження умов роботи попередніх ступенів, або також демонтуються що призведе до перерозподілу теплових перепадів між всіма ступенями циліндра.

2. Об'єктом дослідження в даній дисертації є ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС. Для встановлення впливу зміни конструкції циліндра високого тиску на ресурсні показники його ротора необхідно дослідити його тепловий та напружено-деформований стан при роботі на типових режимах експлуатації. Розподіл температур в основному металі ротора може бути встановлений вирішенням крайової задачі теплопровідності у нестационарній постановці. Після вирішення задачі вихідного стану перехідний процес передбачає задання нестационарних граничних умов теплообміну I-IV роду.

3. Напружено-деформований стан ротора встановлюється вирішення рівняння рівноваги в тензометричній формі, рівняння деформацій і закону пружності в матричній формі. Розподіл температур використовується як граничні умови для вирішення задачі напружено-деформованого стану. Додатково слід врахувати всі інші зовнішні зусилля, дії яких зазнає ротор. Зокрема, це відцентрові зусилля, тиск парового середовища, контактні зусилля посадки деталей на вал ротора тощо. Сумарне пошкодження,

накопичене в металі ротора від сумісної дії статичних навантажень при q' різних типів сталих режимів і циклічних навантажень при k' різних типів змінних режимів, визначається з використанням гіпотези Пальмгрена-Майнера. Залишкове напрацювання до появи тріщини визначається за значенням накопиченого в основному металі та прогнозування темпів накопичення пошкодження при майбутній експлуатації.

4. Дослідження теплового та напруженого стану ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 здійснено з використанням методу скінченних елементів. У зв'язку із симетрією потоків ЦВТ для проведення числових досліджень дозволяється розглядати один потік. При розробці розрахункового аналогу ротора високого тиску було проведено побудову всіх кованих поверхонь ротора від центральної площини симетрії до останнього сегменту кінцевих ущільнень. Додатково розроблено ще один геометричний аналог ротора високого тиску, що враховує результати ремонтних відновлень після пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня – проточка гребнів хвостових кріплень робочих лопаток 5-го ступеня до їх повного видалення, проточка лабіринтового ущільнення діафрагми 5-го ступеня на валу, зачистка та шліфування торців дисків 5-го і 4-го ступенів.

5. Пуск турбіни К-1000-60/3000 складається з таких основних етапів: набір номінальних параметрів пари перед стопорним клапаном турбіни; поштовх роторів турбіни і вихід на режим холостого ходу; синхронізація турбогенератора з енергосистемою; навантаження електрогенератора до потужності 750 МВт; витримка на потужності 750 МВт для забезпечення стабілізації температурного поля; вихід енергоблоку на номінальну потужність 1000 МВт; фінальна стабілізація температурного поля та робота на номінальній потужності.

6. Проведені розрахунки теплового стану на номінальному режимі роботи показали, що для проектної конструкції, найбільша температура основного металу характерна для диску першого ступеня і складає $264,5^{\circ}\text{C}$. Температура металу ступенів № 2-5 рівномірно зменшується від $235,5$ до 169

°С. В області кінцевих ущільнень температура металу також поступово зменшується від 146,5 до 114,3 °С. Для варіанту ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня температурне поле більшої частини ротора є подібним до вихідного варіанту. Більш високі температури спостерігаються для 5-го ступеня (171 °С) і в області кінцевих ущільнень (від 161,2 до 123,5 °С). Це пов'язано з більш високою температурою гальмування пари після п'яти ступенів циліндру

7. Аналіз напружено-деформованого стану ротора дозволяє стверджувати, що для проектної конструкції найбільш напруженими областями є розвантажувальні отвори 5-го ступеня ($\sigma_i = 202,8$ МПа), осьовий отвір ротора в області під 5-им ступенем ($\sigma_i = 195,2$ МПа), а також галтель 5-го ступеня з боку кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 200,3$ МПа). Для ротора високого тиску без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається зміщення максимумів інтенсивності напружень в область розвантажувальних отворів 4-го і 3-го ступенів, а також осьового отвору валу під цими ж ступенями. Максимальне значення напружень складає $\sigma_i = 184,8$ МПа. В той же час інтенсивність напружень в області розвантажувальних отворів 5-го ступеня зменшилась майже вдвічі до рівня в 124 МПа.

8. Для дослідження ресурсних показників було обрано умовний ротор, який експлуатується протягом 20 років. При цьому нехай він працює по 6000 год на рік та здійснює по 10 пусків на рік. Дані значення були прийняті по осередненому режиму роботи АЕС України. Розрахунок ресурсних показників роторів різного конструктивного виконання показав, що допустиме число циклів пуску для ротора без робочих лопаток 5-го ступеня є на 28 % більшим в порівнянні з проектною конструкцією. Разом з цим, максимум інтенсивності напружень на номінальному режимі зменшується на 8,9 % при відсутності робочих лопаток 5-го ступеня. Вказані вище обставини, призводять до того, що індивідуальний ресурс ротора з демонтованими робочими лопатками збільшується на 12,3 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Wang, Q., Guo, J., Li, R., Jiang, X. (2023). Exploring the role of nuclear energy in the energy transition: A comparative perspective of the effects of coal, oil, natural gas, renewable energy, and nuclear power on economic growth and carbon emissions. *Environmental Research* 221, 115290. <https://doi.org/10.1016/j.envres.2023.115290>
2. Звіт з оцінки відповідності (достатності) генеруючих потужностей для покриття прогнозованого попиту на електричну енергію та забезпечення необхідного резерву у 2021 році / Національна енергетична компанія «Укренерго». – Київ, 2022. – 123 с.
3. Національна енергетична компанія «Укренерго» [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ : НЕК «Укренерго», 2024. – Режим доступу: <https://ua.energy> (дата звернення 15.05.2024) – Назва з екрана.
4. Національна енергетична компанія «Укренерго» нефінансовий звіт 2019: нові горизонти / Національна енергетична компанія «Укренерго». – Київ, 2020. – 76 с.
5. Енергетична стратегія України на період до 2035 року: «безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» // Схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18 серпня 2017 р. № 605-р – К.: Міністерство енергетики України. – 2017. – 66 с.
6. На Хмельницькій АЕС побудують нові енергоблоки за американською технологією AP1000 [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ : Урядовий портал. Єдиний веб-портал органів виконавчої влади України, 2024. – Режим доступу: <https://www.kmu.gov.ua/news/na-khmelnyskii-aes-pobuduiut-novi-enerhobloky-za-amerykanskoiiu-tekhnohiiieu-ap1000-herman-halushchenko> (дата звернення 15.05.2024) – Назва з екрана.
7. ДСП «Чорнобильська АЕС» [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Славутич : Державне спеціалізоване підприємство

«Чернобильська атомна електростанція», 2024. – Режим доступу: <https://chnpp.gov.ua/> (дата звернення 15.05.2024) – Назва з екрана.

8. Racheal, S., Liu, Y., Ayodeji, A. (2022). Evaluation of optimized machine learning models for nuclear reactor accident prediction. *Progress in Nuclear Energy* 149, 104263. <https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2022.104263>

9. Sung Il Kim, Hyung Seok Kang, Young Su Na, Eun Hyun Ryu, Rae Joon Park, Joo Hwan Park, Yong Mann Song, JinHo Song, Seong Wan Hong (2021). Analysis of steam generator tube rupture accident for OPR 1000 nuclear power plant. *Nuclear Engineering and Design* 382, 111403. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2021.111403>

10. Chernousenko, O., Peshko, V. (2019). Assessment of resource parameters of the extended operation high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine. *Journal of Mechanical Engineering* 22(4), 41-47, <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.041>

11. Segura, J.A., Castro, L., Rosales, I., Rodriguez, J.A., Urquiza, G., Rodriguez, J.M. (2017). Diagnostic and failure analysis in blades of a 300MW steam turbine. *Engineering Failure Analysis* 82, 631-641. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.04.039>

12. Hua, H., Zhunbei, Z., Zhanjun, Y., Wang, X., Yuxing, W. (2020). Failure Analysis of Steam Turbine Blade Roots. *Engineering Failure Analysis* 115, 104629. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104629>

13. He, Q., Xue, S., He, H., Hu, F., Gao, H., Hu, W. (2023). Fatigue fracture failure analysis of 12Cr12Mo steam turbine blade. *Engineering Failure Analysis* 150, 107356. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107356>

14. Cassius, O., Márcio, C. (2023). Failure Analysis of a Martensitic Stainless Steel Steam Turbine Blade, 13 November 2023, PREPRINT (Version 1) available at Research Square <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-3410706/v1>

15. Rivaz, A., Mousavi Anijdan, S., Moazami-Goudarzi, M., Nazari Ghohroudi, A., Jafarian, H. (2022). Damage causes and failure analysis of a steam turbine blade made of martensitic stainless steel after 72,000 h of working.

Engineering Failure Analysis 131, 105801.
<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105801>

16. Krechkovska, H., Hredil, M., Student, O., Svirskaya, L., Krechkovska, S., Tsybailo, I., Solovei, P. (2023). Peculiarities of fatigue fracture of high-alloyed heat-resistant steel after its operation in steam turbine rotor blades. *International Journal of Fatigue* 167 (B), 107341.
<https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2022.107341>

17. Kulkowski, K., Grochowski, M., Duzinkiewicz, K., Kobylarz, A. (2017). Nuclear power plant steam turbine—Modeling for model based control purposes. *Applied Mathematical Modelling* 48, 491-515.
<https://doi.org/10.1016/j.apm.2017.04.008>

18. Wang, D., Khalatov, A., Shi-Ju, E., Donyk, T., Shikhabutinova, O. (2023). Thermodynamics of GT-MHR-250 modular nuclear plant with helium reactor and gas turbine based on the complex Brayton cycle. *Thermal Science and Engineering Progress* 39, 101686. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101686>

19. Sun, X., Song, F., Yuan, J. (2023). Online estimation approach of the steam specific enthalpy for wet steam turbines in nuclear power plants. *Applied Thermal Engineering* 229, 120531.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120531>

20. Yamamoto, S., Uemura, A., Miyazawa, H., Furusawa, T., Yonezawa, K., Umezawa, S., Ohmori, S., Suzuki, T. (2020). A numerical and analytical coupling method for predicting the performance of intermediate-pressure steam turbines in operation. *Energy* 198, 117380.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117380>

21. Mambro, A., Galloni, E., Congiu, F. (2020). Assessment of the heat transfer coefficient for the prediction of ventilation power in steam turbine last stages operating at low load. *Thermal Science and Engineering Progress* 18, 100542. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100542>

22. Dong-Mei Ji, Jia-Qi Sun, Yue Dui, Jian-Xing Ren (2017). The optimization of the start-up scheduling for a 320 MW steam turbine. *Energy* 125, 345-355. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.139>
23. Tian Su, Yuhui Huang, Fu-Zhen Xuan (2023). Stress corrosion cracking growth rate prediction model for nuclear power turbine rotor steel in a simulated environment. *Journal of Materials Research and Technology* 23, 830-844. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2023.01.049>
24. Wensheng Zhao, Yanhui Li, Meixin Xue, Pengfei Wang, Jin Jiang (2018). Vibration analysis for failure detection in low pressure steam turbine blades in nuclear power plant. *Engineering Failure Analysis* 84, 11-24. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.10.009>
25. Liu, Y., Wang, W. (2020). Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic thermo-mechanical loading. *Engineering Failure Analysis* 109, 104242. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>
26. Shul'zhenko, M.G., Gontarovskiy, P.P., Garmash, N.G., Melezhyk, I.I., Protasova, T.V. (2010). Thermostressed state and crack growth resistance of rotors of the NPP turbine K-1000-60/1500. *Strength of Materials* 42, 114-119. <https://doi.org/10.1007/s11223-010-9197-1>
27. Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V., Bednarska, I. (2022). Effect of Start-up Operating Modes on the Cyclic Damage of Thermal Power Plant Units. 2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS), Kyiv, Ukraine, pp. 233-238. <https://doi.org/10.1109/ESS57819.2022.9969301>
28. Zhongbing Chen, Guoqing Li, Hui Zhang, Chuanyao Chen (2009). Fatigue life prediction of regulating valves on the intermediate-pressure section of a 400MW steam turbine. *Engineering Failure Analysis* 16 (5), 1483-1492. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.09.033>
29. Zhao, X., Ru, D., Wang, P., Gan, L., Wu, H., Zhong, Z. (2021). Fatigue life prediction of a supercritical steam turbine rotor based on neural networks. *Engineering Failure Analysis* 127, 105435. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105435>

30. Slabchenko, O., Zaytsev, M., Kozlov, A., Zolotukhin, A. (2009). Assessment of performance of LPC of T-250/300-23,5 steam turbine of Kharkiv CHPP-5. Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment 9 (1231), 34–40.
31. Lee, C.-H., Huang, S.-C., Chang, C.-A., Chen, B.-K. (2014). Operation of Steam Turbines under Blade Failures during the Summer Peak Load Periods. *Energies* 7(11), 7415–7433. <https://doi.org/10.3390/en7117415>
32. Avdieieva, O., Usatyi, O., Mykhailova, I. (2022). Optimization of the Flowing Part of the Turbine K-310-240 Based on the Object-Oriented Approach. In: Machado, J., Soares, F., Trojanowska, J., Ottaviano, E. (eds) *Innovations in Mechanical Engineering*. *icieng* 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-79165-0_20
33. Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V., Chernov, O., Goryazhenko, V. (2020). Development of a system for estimating and forecasting the rational resource-saving operating modes of TPP. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 3(8), 14-23, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>
34. Chernousenko, O., Peshko, V., Marisyuk, B., Bovsunovsky, A. (2021). Estimation of Steam Turbine Shafts Fatigue Damage Caused by Torsional Vibrations. In: Abdel Wahab, M. (eds) *Proceedings of the 8th International Conference on Fracture, Fatigue and Wear*. FFW 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7_39
35. Турбіна парова К-1000/60-3000. Інструкція з експлуатації №2.ТЦ.0244.ІЕ-15. – Нетішин: ДП НАЕК «ЕНЕРГОАТОМ» ВП «ХМЕЛЬНИЦЬКА АЕС», 2015. - 240 с.
36. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: Методичні вказівки / Нормативний документ Міненерговугілля України / М.Г. Шульженко. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.

37. Chernousenko O., Peshko V. (2019) Assessment of Resource Parameters of the Extended Operation High-Pressure Rotor of the K-1000-60/3000. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 22, № 4, pp. 41-47. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.041>

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

39. Черноусенко О.Ю., Нікуленков А.Г., Нікуленкова Т.В., Бутовський Л.С., Беднарська І.С. (2018). Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (12), 51–56. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.12.09>

40. Olha Yu. Chernousenko, Vitalii A. Peshko, Oleksandr P. Usatyi (2024). Prolongation of safe operation of the K-1000-60/3000 turbine power unit after damage to the HPC rotor. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 27, no. 1, pp. 15–25. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.01.015>