

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЛІЩУК СЕРГІЙ РУСЛАНОВИЧ

УДК 621.311.22

ДИСЕРТАЦІЯ

**СИСТЕМА ПЛАНУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ
РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕС**

Спеціальність – 144 Теплоенергетика
Галузь знань – 14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ С. Р. Ліщук

Науковий керівник: к.т.н, доц., Пешко Віталій Анатолійович

Київ – 2025

АНОТАЦІЯ

Ліщук С.Р. Система планування раціональних ресурсозберігаючих режимів експлуатації ТЕС – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ – 2025.

Дисертаційна робота включає в себе 4 розділи, в яких відбувається розробка системи планування роботи енергоблоків ТЕС, з метою зменшення витрат палива і подовження ресурсних показників.

Вступ включає таку інформацію як: представлення актуальності вибору теми дослідження, зв'язок роботи з науковими програмами, темами, планами, формування мети і завдань роботи, що допомагають при розкритті даної теми. Представлено об'єкт, предмет та методи дослідження. Також відображається наукова новизна, практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача, апробація результатів, публікації, структура та обсяг роботи.

В першому розділі представлено літературний огляд джерел інших авторів, що працюють над схожою проблематикою.

В даному розділі розглядається раціоналізація режимів роботи енергетичного обладнання, що включає в себе всі етапи, зокрема: виробництво, передачу та розподіл електроенергії. В результаті збільшення нерівномірності графіків навантаження та нестачею генеруючих потужностей, регулювання ОЕС є досить проблематичним. Спираючись на це виникає проблема гострого дефіциту маневрених потужностей в Україні, для розв'язання якої залучаються ТЕС, які працюють не в номінальному, а в змінних режимах роботи. Це призводить до погіршення робочих характеристик, зокрема підвищення витрат на відпуск електроенергії, прискорення зносу обладнання та зменшення залишкового ресурсу.

Проводиться дослідження, впливу маневрених режимів роботи обладнання на економічну складову, приведено залежність між графіком навантаження та собівартістю електроенергії. Також досліджено основні процеси, що впливають на надійність обладнання, а саме циклічних змін температури, корозійного розтріскування та повзучості.

Задля раціоналізації режимів роботи розглянуто велику кількість методів, зокрема метод Лагранжа, динамічне та стохастичне програмування, ієрархічні моделі прогнозованого керування, генетичні алгоритми та інші. В процесі роботи детально досліджується моделювання та чисельні методи аналізу процесів у турбообладнанні ТЕС, зокрема варто відмітити метод кінцевих елементів і функцію Гріна.

Враховуючи це все для розв'язання основних проблем в енергетиці потрібно впроваджувати комплексний підхід, що включає в себе як технічно модернізацію так і покращення методів діагностики та експлуатації енергообладнання. Що в свою чергу дозволить не тільки подолати виклики, що зумовлені воєнним станом, а і в подальшому розвиватися, відповідаючи всім стандартам енергоефективності.

В другому розділі досліджено головні особливості роботи енергоблока 200 МВт з турбіною К-200-130, що часто використовується в ОЕС України. Описано класифікацію пускових режимів теплових електростанцій (ТЕС), де основною є температура металу циліндра високого тиску (ЦВТ) перед пуском турбіни .

Основними характеристиками, що досліджуються є втрати енергії та палива під час пуску. Визначення цих втрат є складним завданням, що потребує знаходження усіх складових енергетичних балансів. Розрахунки відбуваються у відповідності до різних методик, що спираються на галузеві стандарти та нормативні документи.

Наведено математичні моделі процесів теплообміну в проточній частині турбоагрегата, що дозволяє проводити розрахунки як для стаціонарних так і змінних режимів роботи. Дані моделі дозволяють визначати температурні розподіли у турбіні в різні моменти часу, що є необхідним для оцінки напружено-деформованого стану конструктивних елементів.

Представлено інформацію про процес накопичення малоциклової втоми металу ротора, що є одним з факторів його пошкоджень. Використано гіпотезу Пальмгрена-Майнера при розрахунку залишкового ресурсу ротора та допустимої кількості пусків. Приведені математичні тотожності для розрахунку залишкового напрацювання до моменту часу, коли утворюються тріщини, що враховують вплив режимів експлуатації обладнання. Наведено математичні моделі для дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску. Підтверджено, що робота при частих пусках та зупинках збільшує швидкість пошкодження обладнання.

В третьому розділі проаналізовано пускові перевитрати палива енергоблоку 200 МВт в залежності від типу пуску. Встановлено, що при пуску з холодного стану (ХС) перевитрата умовного палива сягає 90,7 т.у.п., при пуску з неостиглого стану (НС) даний параметр дорівнює 77,2 т.у.п., а при пуск з гарячого стану (ГС) - 59,6 т.у.п. Враховуючи час навантаження турбіни було розраховано аналогічні показники згенерованої протягом пуску кількості електричної енергії.

З метою планування раціональної стратегії експлуатації енергоблоків теплових електростанцій запропоновано математичну систему раціоналізації режимів експлуатації. Дана система спрямована на мінімізацію середньорічної питомої витрати умовного палива при роботі енергоблока в змінних режимах роботи. Режимними параметрами, що підлягали раціоналізації є річне напрацювання енергоблоку, кількість пусків з різних теплових станів та дольове співвідношення пусків з холодного, гарячого та неостиглого станів.

Використовуючи запропоновані підходи було з'ясовано, що найменша перевитрата умовного палива досягається при терміні роботи енергоблоку 5500–6500 год на рік, 20–32 пусках, із часткою пусків із холодного стану близько 70–80 %. Даний режим експлуатації забезпечує на 20 % меншу перевитрату умовного палива в порівнянні з найменш раціональним режимом роботи. Додатково встановлено міру підвищення витрати палива при відхиленні режимних параметрів від встановлених раціональних значень.

В четвертому розділі було розроблено геометричну модель найбільш навантаженої частини ротора середнього тиску (РСТ) парової турбіни К-200-130 та проведено дослідження його теплового та напружено-деформованого стану під час пускових режимів та на номінальному навантаженні. В процесі розрахунків був використаний метод скінченних елементів, а сама модель виконана в двовимірній постановці, з використанням нерівномірної розрахункової сітки, що ущільнюється по наближенню до найбільш навантажених областей.

За результатами дослідження теплового стану встановлено, що при роботі на номінальному навантаженні максимальна температура металу сягає 508 °С в області регулюючого ступеня, з плавним зниженням до 370 °С по ходу пари та з більш різким спадом у напрямку кінцевих ущільнень. Розрахунок інтенсивності напружень показав високі значення даного параметру в зоні осьового отвору під регулюючим ступенем (134 МПа). Додатково визначено, що термокомпенсійні канавки передніх кінцевих ущільнень та галтель регулюючого ступеня є найбільш напруженими під час пускових режимів з різних теплових станів. Зокрема, при пуску з ХС в першій області напруження – 439 МПа, з НС – 280 МПа, з ГС – 220 МПа, а в другій – 447 МПа, 367 МПа і 270 МПа відповідно. Найбільш різке зростання при всіх пускових режимах спостерігається в момент часу від поштовху турбіни до виходу на частоту холостого ходу.

В подальшому було запропоновано математичну модель раціоналізації режимів роботи, яка має на меті управляти темпом накопичення пошкоджень за рахунок зменшення негативного впливу менш раціональних режимів на ресурс, і цим самим збільшуючи загальне можливе напрацювання обладнання. В якості режимних параметрів, як і в розділі 3 були значення річного напрацювання енергоблоку, кількості пусків з різних теплових станів та дольове співвідношення пусків з холодного, гарячого та неостиглого станів.

Провівши розрахунки для енергоблоку потужністю 200 МВт було встановлено, що найбільш раціональним режимом роботи є: річне напрацювання 6000–6500 год., кількість пусків протягом року 20–26, при цьому переважна

частина пусків із ХС - 0,74–0,8. Різниця при роботі на даному режимі в порівнянні з найменш раціональним режимом складає 80 тис. год.

Ключові слова: теплова електростанція, режими роботи, пуск, енергоблок, котел, турбіна, математичне моделювання, витрата палива, тепловий стан, напружено-деформований стан, міцність, розрахунок на втому, довговічність, ресурс, раціоналізація.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Пешко В. А, Ліщук С. Р. «Управління витратою палива енергоблока 200 МВт при роботі в режимі частих пусків». Енергетика: економіка, технології, екологія, 2023, 4, с. 128-133. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2023.290940> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)
2. Lishchuk S., Peshko V. «Calculation study of thermal stresses in the medium-pressure rotor of the K-200-130 turbine during startup from a cold state». Journal of Mechanical Engineering, 2024, vol. 27, no. 2, pp. 36-42. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.02.036> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)
3. Ліщук С. Р., Пешко В. А «Дослідження ресурсних показників ротора середнього тиску турбіни К-200-130». Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, 2024, 1, с. 6–10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2024.01.01> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

4. Пешко В., Улітко О., Ліщук С. (2023). Оцінка перевитрати палива енергоблоком 200 МВт при пусках з різних теплових станів. Scientific Collection «InterConf+», 33(155), 296–304. <https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.05.2023.027>
5. Оцінка перевитрати палива при роботі котла ТП-100 на пускових режимах / Ліщук С.Р., Пешко В.А. // Сучасні проблеми наукового забезпечення

енергетики. У 2-х т. : Матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2023. – Т. 1. – С. 169-170.

6. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану металу / Ліщук С.Р., Пешко В.А. // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XXI Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 23–26 квіт. 2024 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2024. – Т. 1. – С. 108-110.

7. Розрахункове дослідження термічних напружень в роторі середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з гарячого стану / Ліщук С.Р., Пешко В.А. // Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку. Збірка наукових праць XX міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 2024. – С. 60-64.

ABSTRACT

Lishchuk S. R. System for planning rational resource-saving operating modes of thermal power plants - Qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in speciality 144 - Heat and Power Engineering - National Technical University of Ukraine 'Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute', Kyiv - 2025.

The thesis consists of 4 chapters, in which the development of a system for planning the operation of TPP power units is carried out in order to reduce fuel consumption and extend resource indicators.

The introduction includes such information as: presentation of the relevance of the research topic, the connection of the work with scientific programs, topics, plans, the formation of the goal and objectives of the work, which help in revealing this topic. The object, subject and methods of the research are presented. Also, the scientific novelty, practical significance of the results obtained, the personal contribution of the applicant, approbation of the results, publications, structure and scope of the work are reflected.

The first section provides a literature review of sources from other authors working on similar issues.

This section discusses the rationalisation of power equipment operation modes, which includes all stages, including electricity generation, transmission and distribution. As a result of the increasing unevenness of load schedules and the lack of generating capacities, the regulation of the IPS is quite problematic. This leads to an acute shortage of manoeuvrable capacities in Ukraine, which is solved by using TPPs that operate in variable modes rather than nominal ones. This leads to a deterioration in performance, including higher electricity supply costs, accelerated equipment wear and tear, and a reduction in residual life.

The article studies the impact of manoeuvrable modes of equipment operation on the economic component, and shows the relationship between the load schedule and the cost of electricity. The main processes affecting the reliability of equipment, namely cyclic temperature changes, corrosion cracking and creep, are also investigated.

To rationalise the operating modes, a large number of methods were considered, including the Lagrange method, dynamic and stochastic programming, hierarchical predictive control models, genetic algorithms, and others. In the course of the work, modelling and numerical methods for analysing processes in TPP turbine equipment are studied in detail, in particular, the finite element method and the Green's function.

Taking all of this into account, an integrated approach that includes both technical modernisation and improvement of diagnostic methods and operation of power equipment is required to solve the main problems in the energy sector. This, in turn, will allow not only to overcome the challenges posed by martial law, but also to further develop in line with all energy efficiency standards.

The second section examines the main features of the operation of a 200 MW power unit with a K-200-130 turbine, which is often used in the IPS of Ukraine. The article describes the classification of start-up modes of thermal power plants (TPPs), where the main one is the temperature of the metal of the high-pressure cylinder (HPC) before the turbine start-up.

The main characteristics under study are energy and fuel losses during start-up. Determining these losses is a complex task that requires finding all components of the energy balances. The calculations are performed in accordance with various methods based on industry standards and regulations.

Mathematical models of heat transfer processes in the turbine unit flow part are presented, which allows for calculations for both stationary and variable operating modes. These models make it possible to determine the temperature distributions in the turbine at different moments of time, which is necessary for assessing the stress-strain state of structural elements.

Information is presented on the process of accumulation of low-cycle fatigue of rotor metal, which is one of the factors of its damage. The Palmgren-Meyner hypothesis is used to calculate the residual life of the rotor and the permissible number of starts. The mathematical identities for calculating the residual operating time up to the moment when cracks are formed, taking into account the influence of equipment operating modes, are presented. Mathematical models are presented to study the thermal and stress-strain state of a medium-pressure rotor. It is confirmed that operation with frequent starts and stops increases the rate of equipment damage.

The third section analyses the start-up fuel overruns of a 200 MW power unit depending on the type of start-up. It was found that when starting from a cold state (CS), the overconsumption of conventional fuel reaches 90.7 toe, when starting from an un-cooled state (UC), this parameter is 77.2 toe, and when starting from a hot state (HS), it is 59.6 toe. Taking into account the turbine loading time, similar indicators of the amount of electricity generated during start-up were calculated.

In order to plan a rational strategy for the operation of thermal power units, a mathematical system for rationalising operating modes has been proposed. This system is aimed at minimising the average annual specific consumption of conventional fuel when a power unit operates in variable operating modes. The operating parameters to be rationalised are the annual operating time of the power unit, the number of starts from different thermal states, and the proportion of starts from cold, hot, and un-cooled states.

Using the proposed approaches, it was found that the lowest fuel consumption is achieved when the power unit operates for 5500-6500 hours per year, with 20-32 starts, and with a share of starts from cold states of about 70-80 %. This operating mode ensures a 20 % reduction in the consumption of fuel equivalent compared to the least rational operating mode. Additionally, the degree of fuel consumption increase when the operating parameters deviate from the established rational values was determined.

In Chapter 4, a geometric model of the most loaded part of the medium-pressure rotor (MPR) of the K-200-130 steam turbine was developed and its thermal and stress-strain state was studied during start-up and at rated load. In the course of calculations, the finite element method was used, and the model itself was performed in a two-dimensional formulation, using an uneven computational grid that is densified as it approaches the most loaded areas.

The results of the thermal state study revealed that, when operating at rated load, the maximum metal temperature reaches 508 °C in the region of the control stage, with a smooth decrease to 370 °C along the steam path and a sharper drop in the direction of the end seals. The calculation of the stress intensity showed high values of this parameter in the area of the axial hole under the control stage (134 MPa). Additionally, it was determined that the thermal compensation grooves of the front end seals and the fillet of the control stage are the most stressed during starting modes from different thermal states. In particular, when starting from HC, the stress in the first region is 439 MPa, from NS - 280 MPa, from HS - 220 MPa, and in the second - 447 MPa, 367 MPa and 270 MPa, respectively. The sharpest increase in all starting modes is observed at the time from the turbine's start to the idle frequency.

Subsequently, a mathematical system for rationalising operating modes was proposed, which aims to control the rate of damage accumulation by reducing the negative impact of less rational modes on the resource, and thereby increasing the total possible operating time of the equipment. As in Section 3, the operating parameters used were the annual operating time of the power unit, the number of starts from different thermal states, and the proportion of starts from cold, hot, and un-cooled states.

The calculations for a 200 MW power unit showed that the most rational operating mode is the following: annual operating time of 6000-6500 hours, number of starts during the year of 20-26, with the majority of starts from CC - 0.74-0.8. The difference when operating in this mode compared to the least rational mode is 80 thousand hours.

Keywords: thermal power plant, operating modes, start-up, power unit, boiler, turbine, mathematical modeling, fuel consumption, thermal state, stress-strain state, strength, fatigue calculation, durability, resource, rationalization.

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Peshko V. A., Lishchuk S. R. 'Management of fuel consumption of a 200 MW power unit during operation in the mode of frequent starts'. Energy: Economics, Technology, Ecology, 2023, 4, pp. 128-133. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2023.290940> (Register of scientific professional publications of Ukraine, category B).
2. Lishchuk S. R., Peshko V. A. 'Calculation study of thermal stresses in the medium-pressure rotor of the K-200-130 turbine during startup from a cold state'. Journal of Mechanical Engineering, 2024, vol. 27, no. 2, pp. 36-42. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.02.036> (Register of scientific professional publications of Ukraine, category 'B')
3. Lishchuk S.R., Peshko V.A. 'Investigation of resource indicators of the medium pressure rotor of the K-200-130 turbine'. Bulletin of the National Technical University 'KhPI'. Series: Energy and Heat Engineering Processes and Equipment, 2024, 1, pp. 6-10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2024.01.01> (Register of scientific professional publications of Ukraine, category 'B')

Scientific papers that certify the approbation of the dissertation materials:

4. Peshko V., Ulitko O., Lishchuk S. (2023). Estimation of fuel overconsumption by a 200 MW power unit at start-ups from different thermal states.

Scientific Collection 'InterConf+', 33(155), 296-304.
<https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.05.2023.027>

5. Estimation of fuel overconsumption during the operation of the TP-100 boiler at start-up modes / Lishchuk S.R., Peshko V.A. // Modern problems of scientific support of energy. In 2 vols.: Proceedings of the XX International Scientific and Practical Conf. of Young Scientists and Students, Kyiv, 25-28 April. 2023 - Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Polytechnic Publishing House, 2023. - Vol. 1. - P. 169-170.

6. Investigation of thermal and stress-strain state of the medium pressure rotor of the K-200-130 turbine at start-up from the cold state of metal / Lishchuk S.R., Peshko V.A. // Modern problems of scientific support of energy. In 2 vols: Proceedings of the XXI International Scientific and Practical Conf. of Young Scientists and Students, Kyiv, 23-26 April. 2024 - Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Polytechnic Publishing House, 2024. - Vol. 1. - P. 108-110.

7. Calculation study of thermal stresses in the medium-pressure rotor of the K-200-130 turbine at start-up from a hot state / Lishchuk S.R., Peshko V.A. // Thermal energy: ways of renovation and development. Collection of scientific papers of the XX International Scientific and Practical Conference, Kyiv, 2024. - P. 60-64.

ЗМІСТ

Вступ.....	16
РОЗДІЛ 1.....	21
РЕСУРСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ І МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ В МАНЕВРОВОМУ РЕЖИМІ	21
1.1. Сучасний стан енергетики України та її ресурсні показники	21
1.2. Дослідження впливу змінних режимів роботи (пуски-зупинки, робота на зменшеній потужності) на довговічність та економічність роботи ТЕС	31
1.3. Математична оптимізація режимів роботи енергетичного обладнання з метою максимізації або мінімізації робочих параметрів	38
1.4. Постановка задачі дослідження.....	45
Висновки до розділу 1	47
РОЗДІЛ 2	49
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ПУСКОВИХ ВТРАТ ПАЛИВА, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГОБЛОКУ ТЕПЛОВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	49
2.1. Коротка характеристика основного обладнання енергоблоку 200 МВт.....	49
2.2. Класифікація типів пускових режимів теплоенергетичного обладнання ТЕС	52
2.3. Математична модель оцінки пускових втрат палива та енергії на енергоблоці теплової електростанції	57
2.4. Математична модель розрахунку ресурсних показників енергетичного обладнання на базі дослідження його теплового та напруженого стану під час експлуатації.....	63
2.4.1. Математична модель дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130.....	63
2.4.2. Математична модель оцінки пошкодження ротора та його ресурсних показників при експлуатації	65
Висновки до розділу 2	68
РОЗДІЛ 3	70
СИСТЕМА ОЦІНКИ І ПРОГНОЗУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС ДЛЯ МІНІМІЗАЦІЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА	70
3.1. Оцінка еквівалентних втрат палива при пуску енергоблоку 200 МВт з різних теплових станів.....	70
3.2. Порівняння отриманих результатів з роботами інших авторів	72

3.3. Оцінка та прогнозування раціональних режимів роботи енергоблоку 200 МВт для мінімізації середньорічної витрати палива.....	73
Висновки до розділу 3	78
РОЗДІЛ 4	80
ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕСУРСООЩАДНИХ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБІНИ К-200-130 НА БАЗІ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЇЇ РОТОРА.....	80
4.1. Розробка тривимірної аналогії об'єкта дослідження	80
4.2. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з різних теплових станів металу.....	83
4.3. Оцінка опірності основного металу ротора середнього тиску до накопичення малоциклової втоми	96
4.4. Порівняння отриманих результатів з роботами інших авторів	98
4.5. Прогнозування раціональних режимів роботи енергоблоку 200 МВт з турбіною К-200-130 для збільшення ресурсних показників.....	100
4.6. Рекомендації щодо режимів роботи енергоблоків 200 МВт для підвищення індивідуального ресурсу та економії палива.....	104
Висновки до розділу 4	105
ВИСНОВКИ.....	108
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	111
ДОДАТОК А. Список публікацій здобувача за темою дисертації	121
Додаток Б. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р.....	123
Додаток В. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р.....	124
Додаток Г. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 5162-ЗЕ-БуТЕС від 20.09.2024 р.....	125

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

АЕС – атомна електростанція;
ВЕС – вітрова електростанція;
ВЗ – вбудована засувка;
ГАЕС – гідроакumuлююча електростанція;
ГЕС – гідроелектростанція;
ГС – гарячий стан;
ЖЕН – живильний електронасос;
ККД – коефіцієнт корисної дії
МЦВ – малоциклова втома;
НС – неостиглий стан;
ОЕС – об'єднана енергетична система;
ПЕК – паливно-енергетичний комплекс;
РСТ – ротор середнього тиску;
СЕС – сонячна електростанція;
ТЕЦ – теплоелектроцентраль;
ТЕС – теплова електростанція;
ЦВТ – циліндр високого тиску;
ЦНТ – циліндр низького тиску;
ЦСТ – циліндр середнього тиску;
ХС – холодний стан.

Вступ

Актуальність теми. Енергоблоки теплових електростанцій (ТЕС) є важливими потужностями, що забезпечують необхідний рівень генерації електричної енергії та надійність функціонування Об'єднаної енергетичної системи України. Ці потужності працюють в напівпіковій-піковій частині графіку електричного навантаження забезпечуючи проходження ранкових та вечірніх максимумів споживання, а також розвантажуються до необхідного рівню при нічних провалах.

Наукове дослідження спрямоване на розробку системи раціоналізації режимів роботи окремого енергоблоку для забезпечення економічності та ресурсозбереження є актуальним з наукової та практичної точки зору. Така система дозволить генеруючим компаніям більш ефективно планувати стратегію експлуатації свого устаткування. Окрім цього, дана система має важливе значення для прогнозування і формування структури генеруючих потужностей енергосистем. Ефективне планування дозволить суттєво знизити собівартість згенерованої електричної енергії та запобігти передчасному зношенню основного енергетичного обладнання теплових електростанцій.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами, планами.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» в межах комплексних науково-дослідних робіт № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р. «Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС», № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р. «Оцінка можливості подовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після пошкодження ротора ЦВТ» та № 5162-ЗЕ-БуТЕС від 20.09.2024 р. «Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС» (довідки про використання результатів науково-дослідних робіт представлені в додатках).

Мета та завдання дослідження.

Метою дисертаційної роботи є розробка наукового підходу до раціонального планування режимів експлуатації енергоблоків ТЕС з метою забезпечення високих економічних та ресурсних показників роботи.

Завдання дослідження, що допомагають в розкритті даної теми:

- аналіз стану енергетики України та її ресурсних показників;
- аналіз робіт інших авторів, щодо дослідження впливу змінних режимів роботи ТЕС на довговічність та економічність, огляд методів математичної оптимізації експлуатації;
- розрахунок втрат палива, теплової та електричної енергії при пусках енергоблоків ТЕС;
- раціоналізація режимів роботи енергоблоку для мінімізації середньорічної витрати палива;
- розробка та використання моделі дослідження термонапруженого стану та інтенсивності накопичення пошкодження для ротора середнього тиску турбіни К-200-130;
- застосування режимного методу управління ресурсом для зменшення негативного впливу нераціональних режимів експлуатації на енергоблок.

Об'єкт дослідження – режими експлуатації енергоблоків ТЕС в енергосистемі.

Предмет дослідження – раціональний розподіл режимних параметрів енергоблоків, що забезпечує економічність та ресурсозбереження при експлуатації.

Методи дослідження: розрахункові дослідження економічності роботи енергоблоку в змінних режимах експлуатації, що базуються на енергетичних та матеріальних балансах, числові дослідження термонапруженого стану елементів парових турбін з використанням сучасних методів математичного моделювання, які базуються на основних положеннях нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл. Використано числові методи вирішення задач математичної фізики та розрахункові методи інженерного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Знайшла подальшого розвитку математична модель планування маневрених режимів роботи енергоблоку для зменшення середньорічної витрати палива, завдяки зменшенню пускових втрат енергії та тепла.

2. Уточнено нестационарний термонапружений стан ротора середнього тиску турбіни К-200-130 в частині задання граничних умов, високого ступеня дискретизації розрахункової моделі, детального аналізу градієнтів температур та динаміки зміни інтенсивності напружень.

3. Вдосконалено режимний метод управління ресурсом парових турбін, завдяки раціоналізації режимних параметрів експлуатації, який дозволяє уповільнити темпи накопичення пошкодження під час маневреної експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Надано рекомендації щодо режиму експлуатації енергоблоку 200 МВт, які дозволяють зменшити середньорічну витрату палива на котельному агрегаті ТП-100 (різниця між найбільш та найменш раціональними режимами роботи – 20 %).

2. Визначено показники експлуатаційного пошкодження ротора середнього тиску турбіни К-200-130 проектної конструкції під час типових експлуатаційних режимів роботи.

3. Розрахунково обґрунтована можливість збільшення індивідуального ресурсу турбіни К-200-130 на 27 % понад парковий ресурс, завдяки раціоналізації її режимів роботи.

Частина наукових досліджень здобувача впроваджені на енергоблоці № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС та на енергоблоці № 2 ВП Хмельницька АЕС НАЕК «Енергоатом». Відповідні акти впровадження представлені в додатках Б, В, Г.

Особистий внесок здобувача. Більшість наукових результатів, рекомендацій та висновків, наведених в дисертаційній роботі, отриманні здобувачем особисто в період з 2021 по 2025 рік. Зокрема здійснено огляд літературних джерел з питань довговічності експлуатації енергоблоків ТЕС та методів оптимізації їхньої роботи, обрано та доповнено математичні моделі розрахунку енергетичних втрат енергоблоків під час пуску, розрахунково оцінено

значення цих втрат, досліджено тепловий та напружений стан ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при роботі на типових експлуатаційних режимах. Встановлення показників пошкодження ротора під час експлуатації, розроблення систем раціоналізації режимів роботи енергоблоків ТЕС для зменшення середньорічної питомої витрати умовного палива та збільшення індивідуального ресурсу виконані у співавторстві з науковим керівником Пешком Віталієм Анатолійовичем.

Список публікацій здобувача, які стосуються теми дисертаційної роботи приведені в додатку А. У наукових працях, що опубліковані в співавторстві, внесок здобувача полягає в наступному:

- у науковій праці [1] здобувачем розраховано значення пускових втрат теплової та електричної енергії, а також витрат натурального палива для енергетичного котла ТП-100. Проаналізовано розподіл середньорічної витрати умовного палива енергоблоку 200 МВт в залежності від його режимних параметрів;
- у науковій праці [2] здобувачем доповнено геометричну модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130, а також проведено дослідження теплового та напружено-деформованого стану даного ротора середнього тиску при пуску з холодного стану металу;
- у науковій праці [3] здобувачем розраховано динаміку зміни інтенсивності напружень в найбільш навантажених областях ротора середнього тиску турбіни К-200-130 під час пуску. Розрахункові дослідження пошкодження та ресурсних показників ротора турбіни виконані за участі здобувача.

Апробація результатів дисертації. Основні аспекти і результати досліджень доповідалися та обговорювалися на таких конференціях:

- 1st International Scientific and Practical Conference «Modern Knowledge: Research and Discoveries», May 19-20 2023, Vancouver, Canada.
- XX Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», 25–28 квітня 2023 р., м. Київ, Україна.

- XXI Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», 23–26 квітня 2024 р., м. Київ, Україна.

- XX Міжнародна науково-практична конференція «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку», 9–10 жовтня 2024 р., м. Київ, Україна.

Публікації. За результатами проведених досліджень опубліковано 7 наукових праць, зокрема, 3 статті у наукових фахових виданнях України, 1 стаття опублікована за результатами міжнародної науково-практичної конференції, 3 тези доповідей в збірниках праць міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів з висновками до кожного, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. В цілому, робота містить 11 таблиць, 27 рисунків, 4 додатки і 83 бібліографічних посилання. Загальний обсяг дисертації становить 125 сторінок.

РОЗДІЛ 1.

РЕСУРСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ І МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ В МАНЕВРОВОМУ РЕЖИМІ

1.1. Сучасний стан енергетики України та її ресурсні показники

Енергетика України є основою розвитку галузей економіки країни (рис. 1.1) щодо забезпечення їх надійним і якісним електро- та теплопостачанням. Енергобезпека, енергостійкість, енергогнучкість, енергоживучість і підвищення енергоефективності стають основними імперативами і пріоритетами політики у світі, особливо в Європі і, безперечно, в Україні. Нагальною потребою є скорочення використання викопного палива і збільшення частки відновлюваних джерел енергії та водню [1, 2]. Сьогоднішній стан вітчизняної енергетичної галузі зумовлений багатьма причинами: дефіцитом власних паливних ресурсів, зношеністю енергетичного устаткування, значними втратами енергії під час її транспортування, дефіцитом маневрених потужностей в енергосистемі та ін. Це призвело до збільшення витрат палива на одиницю виробленої енергії, що, в свою чергу, викликало погіршення екологічної ситуації. Поступове зростання цін на паливо тільки посилює ці негативні тенденції [3]. Проте найбільшою проблемою сучасної енергетики є війна з росією, а саме знищення як енергогенеруючого обладнання, так і нанесення збитку для системи електропостачання.

Враховуючи сучасні реалії інформація після 2022 року несе стратегічний характер в обороні держави, тому будемо спиратися на інформацію отриману до 24 лютого 2022 року.

За 12 місяців 2021 року, обсяг виробництва електричної енергії електростанціями України у цілому склав 156575,7 млн кВт·год, що на 7719,5 млн кВт·год, або на 5,2 % більше, ніж за 12 місяців 2020 року. При цьому, ТЕС ГК вироблено 37224,9 млн кВт·год, що на 2337,5 млн кВт·год, або на 5,9 % менше, ніж

за 12 місяців 2020 року. ТЕЦ та когенераційними установками вироблено 8609,1 млн кВт·год, що на 4189,3 млн кВт·год, або на 32,7 % менше, ніж за відповідний період минулого року.

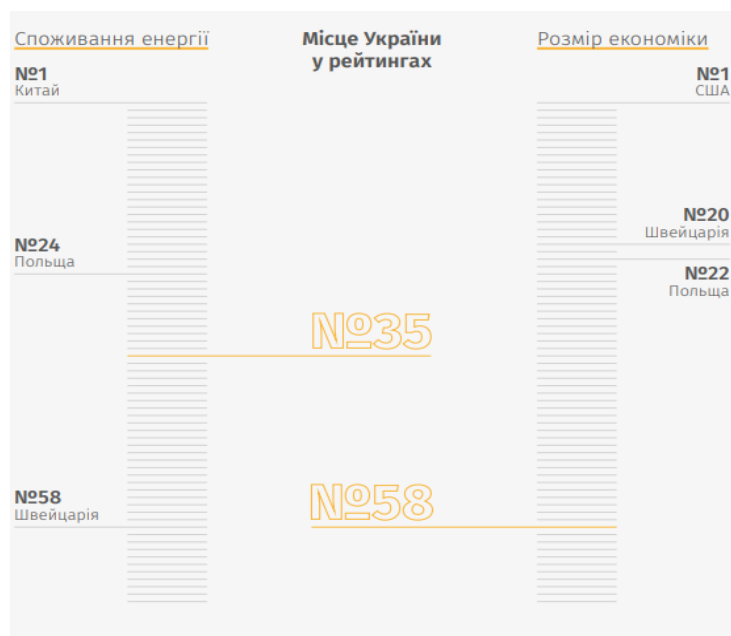


Рис. 1.1. Споживання енергетики України в порівнянні з її внеском в світову економіку на 2019 рік [4]

Атомними електростанціями вироблено 86205,4 млн кВт·год. У порівнянні з відповідним періодом минулого року атомні електростанції збільшили виробництво електроенергії на 10002,8 млн кВт·год, або на 13,1 %.

4 березня 2022 року Запорізька АЕС була окупована російськими військами. Встановлена потужність станції складає 6000 МВт – це 43% атомної енергетики України. До повномасштабного вторгнення росії, станція забезпечувала близько 25 % виробництва електроенергії в Україні. Після окупації об'єкту, Україна має доступ до потужностей лише 9 реакторів на 3 діючих АЕС, які повним складом відпрацювали в “базі” протягом трьох зимових місяців 2023/2024 років [5].

Гідравлічними електростанціями за 12 місяців 2021 року було вироблено 10445,8 млн кВт·год, що на 2861,9 млн кВт·год, або на 37,7 % більше, ніж за 12 місяців 2020 року.

Виробництво електроенергії виробниками, які розміщені на території ліцензійної діяльності оператора системи розподілу за 12 місяців 2021 року склало 1570,8 млн кВт·год, що на 276,1 млн кВт·год, або на 14,9 % менше, ніж за відповідний період минулого року.

Виробництво електроенергії альтернативними джерелами (ВЕС, СЕС, біомаса) за 12 місяців 2021 року склало 12519,7 млн кВт·год, що на 1657,7 млн кВт·год, або на 15,3 % більше, ніж за відповідний період минулого року.

Основну частку в загальному виробітку за 12 місяців 2021 року складає виробіток АЕС – 55,1 %, ТЕС та ТЕЦ – 29,3 %, а виробіток ГЕС та ГАЕС – 6,7 %. За 12 місяці 2020 року частка виробітку АЕС, ТЕС та ТЕЦ і ГЕС та ГАЕС складала відповідно 51,2 %, 35,2 % і 5,1% [6]. Враховуючи частоту обстрілів росією українських ТЕС та ГЕС, можна вважати, що даний відсотковий розподіл змінився і зараз відбувається збільшення генерації електричної енергії за рахунок АЕС та альтернативними джерелами і цим покриваються базові навантаження.

Передбачається стаке розширення використання всіх видів відновлюваної енергетики, яка стане одним з інструментів гарантування енергетичної безпеки держави. У коротко- та середньостроковому горизонті(до 2025 року) прогнозується зростання частки відновлюваної енергетики до рівня 12 % від загального первинного постачання енергії та не менше 25 % - до 2035 року (включаючи всі гідроенергуючі потужності та термальну енергію) [7].

По даним на початку 2022 року сумарна потужність об'єктів альтернативної енергетики України сягала 9656 МВт. Проте починаючи з весни з експлуатації вимушено були виведені значні потужності. В результаті чого частка зеленої енергетики впала більш ніж двічі [8].

Гідроенергетика відіграє винятково важливу роль у функціонуванні української енергосистеми, оскільки ГЕС і ГАЕС є фактично єдиним джерелом її пікових потужностей, крім того, гідроакумуючі електростанції роблять неабиякий внесок у згладжування нічних «провалів» споживання електричної енергії. Проте на даному етапі є проблеми враховуючи знищення Каховської ГЕС та пошкодження Дніпровської ГЕС.

За 12 місяців 2021 року (табл. 1.1.) спостерігається збільшення електроспоживання (брутто), яке склало 156575,7 млн кВт·год, що на 8390,9 млн кВт·год, або на 5,7 % більше, ніж за відповідний період минулого року.

Відпуск електроенергії споживачам збільшився відносно відповідного періоду минулого року на 7576,2 млн кВт·год, або на 6,4 % і склав 125482,9 млн кВт·год при 117906,7 млн кВт·год за 12 місяців 2020 року.

Восени РФ перейшла до цілеспрямованого руйнування енергетики України. Внаслідок цього енергетичного тероризму з 10 жовтня по 10 листопада 2022 р. пошкоджено або зруйновано третину об'єктів енергетичної інфраструктури (близько 400 одиниць) [9].

Таблиця 1.1.

Динаміка і структура виробництва електроенергії

	12 місяців 2020 року		12 місяців 2021 року	
	звіт	у % до заг. виробн.	звіт	у % до заг. виробн.
Виробіток електроенергії – всього в тому числі:	148856,2	100,0	156575,7	100,0
ТЕС та ТЕЦ, з них:	52360,8	35,2	45834,0	29,3
ТЕС ГК - всього:	39562,4	26,6	37224,9	23,8
ТЕЦ та когенераційні установки:	12798,4	8,6	8609,1	5,5
ГЕС та ГАЕС, з них:	7583,9	5,1	10445,8	6,7
ГЕС	6026,5	4,0	9155,4	5,8
ГАЕС	1557,4	1,0	1290,4	0,8
АЕС, всього	76202,6	51,2	86205,4	55,1
альтернативні джерела	10862,0	7,3	12519,7	8,0
Блок-станціями та іншими джерелами	1846,9	1,2	1570,8	1,0

Але ще одним з важливих аспектів, який має вплив на енергосистему України є відпуск теплової енергії. За 12 місяців 2021 року тепловими та атомними електростанціями і районними котельнями Міненерго відпущено 21560,7 тис.Гкал,

що на 645,9 тис.Гкал або на 3,1 % більше, ніж за відповідний період минулого року (рис 1.2.).



Рис.1.2. Виробнича діяльність електроенергетичних підприємств ПЕК за 12 місяців 2021 року [6]

За даними на 2018 рік, у структурі встановлених потужностей, частка обладнання працюючого органічному паливі складає 64,73 %. З наявних на даний момент 103 енергетичних блоків генеруючих компаній, введених у дію в шестидесятих-восьмидесятих роках минулого сторіччя, 87 потужністю від 150 до 800 тисяч кіловат кожний створені для роботи на кам'яному вугіллі. Основне їх обладнання, виготовлене за проектами, розробленими ще у шестидесятих роках двадцятого століття, на сьогодні є фізично і морально застарілим. Напрацювання більшості з них наблизилось, а деяких сягнуло за 300 тисяч годин. Наймовірно впала економічність електростанції. Так, питомі витрати умовного палива на відпуск електроенергії навіть на пиловугільних енергоблоках із закритичними параметрами пари зросли до 450....470 г/кВт·год. Разом з ними зросли і питомі

витрати умовного палива на відпуск тепла, а також технологічні витрати електроенергії на власні потреби [10].

На даний момент основними генеруючими потужностями у тепловій енергетиці є пилувугільні енергоблоки критичних параметрів пари (13 МПа, 545 °C) потужністю 150–200 МВт та пилувугільні і газомазутні енергоблоки надкритичних параметрів (24 МПа, 545 °C) для конденсаційних станцій з потужністю 300 і 800 МВт. Генеруючі станції з енергоблоками 150 МВт було введено в експлуатацію в 1959–1964 роках, у 1960–1975 роках було збудовано агрегати потужність 200 МВт, 300 МВт — у 1963–1988 роках та 800 МВт — у 1967–1977 рр.

Станом на 01.01.2020 р. ТЕС ГК налічують 75 енергоблоків встановленою потужністю 21 562 МВт, [11] з них :

- 68 вугільних блоків потужністю 16 962 МВт (нижче наведена розбивка з урахуванням переведення блоків на спалювання вугілля марки ГД):
- 23 блоки, що спалюють вугілля марки АШ і П потужністю 6 439 МВт
- 45 блоків, які працюють на вугіллі марки ГД потужністю 10 523
- 7 газомазутних блоків потужністю 4 600 МВт.

В результаті даних обставин структура виробництва генеруючих потужностей української електроенергетики, є переобтяжена базовими потужностями (АЕС та переважна частина енергоблоків теплової генерації) і виникає проблема гострого дефіциту маневрових потужностей.

Для вирішення даної проблеми в якості маневрових використовуються енергоблоки ТЕС, що є спроектованими для нормальної роботи в базових режимах, але більша частина яких вимушена працювати в непроектних пікових і напівпікових режимах.

Враховуючи вище перераховані дані основними потужностями, що використовуються для регулювання графіка навантаження є вугільні блоки 150-300 МВт ТЕС. Оскільки для даних енергоблоків притаманна низька питома вага маневрової потужності, обмежений діапазон регулювання, то для більш ефективної роботи в енергосистемі використовують щоденні зупинки 7–10 блоків на період

нічного зниження навантаження з подальшим їх включенням у роботу у період ранкового максимуму, і також зупинками роботи турбоагрегатів в денній зоні і запусками у період вечірнього максимуму навантаження. Все це призводить до погіршення ефективності і надійності роботи установок, а саме додаткового спрацювання ресурсу устаткування, підвищеної аварійності та перевитрат палива.

Як видно з рис. 1.3, 10 вересня 2020 р. в Об'єднаній енергетичній системі України потужність ТЕС генеруючих компаній о 4 ранку становила 3,49 ГВт. На період ранкового максимуму (07:00) ця потужність зросла до 4,21 ГВт, зменшилась в денний час (13:00) до 3,41 ГВт і знову збільшилась на час вечірнього піку (21:00) до 5,16 ГВт [12].

У весняно-літній період, з урахуванням вищезазначених чинників, а також базового режиму ГЕС у період повені, до щодобових зупинок-пусків залучається ще більша кількість енергоблоків ТЕС.

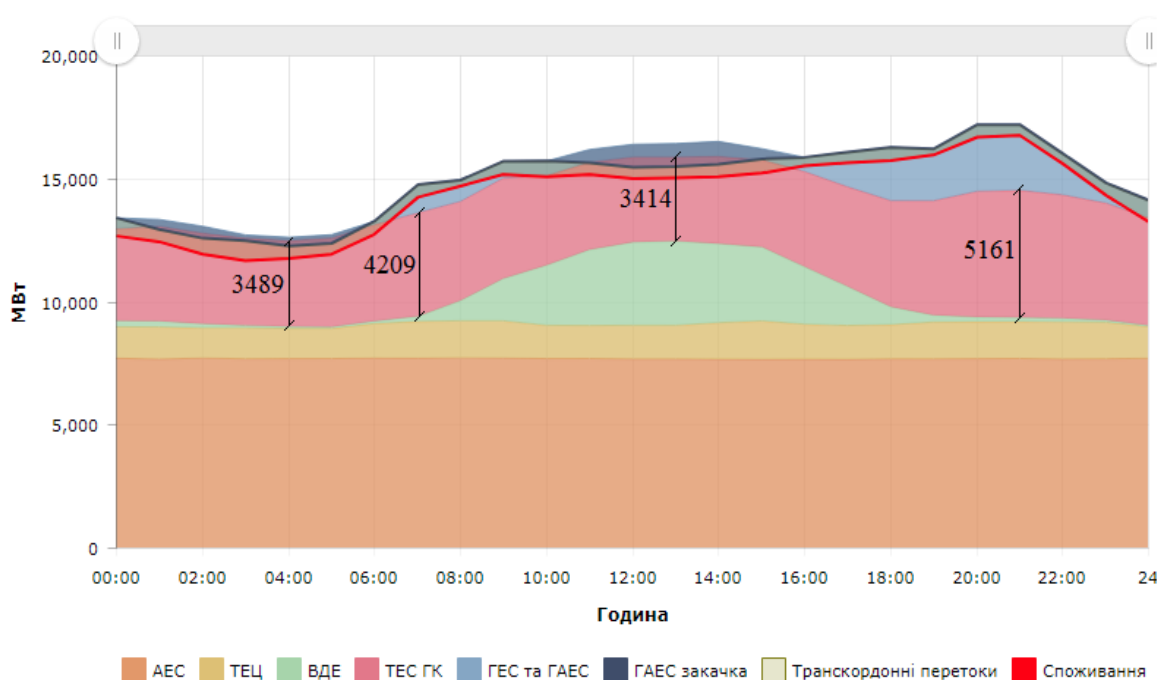


Рис. 1.3. Добовий графік споживання / виробництва електричної енергії в ОЕС України 10.09.2020 р. [12]

Загальна кількість запусків енергоблоків (корпусів блоків) ТЕС ГК 150–300 МВт продовжує залишатися на досить високому рівні, і за 12 місяців в 2017 році становила 1 943, за 12 місяців у 2018 — 2 255, за 12 місяців у 2019 — 2 478 [7].

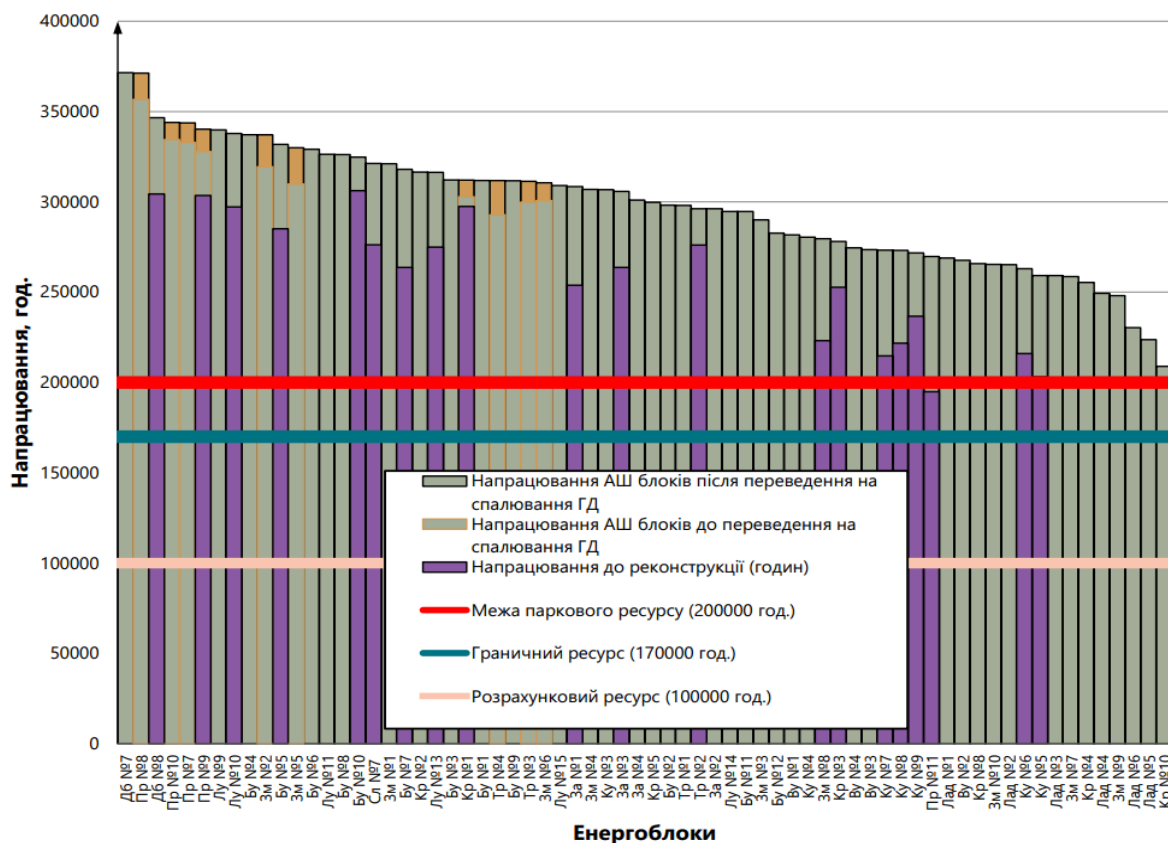


Рис. 1.4. Напрацювання енергоблоків ТЕС України
станом на 01.10.2021 р.

Проаналізувавши рис. 1.4 приходимо до висновку що хоч і проводяться капітальні ремонти (на 01.10.2021 проведено реконструкцію близько 20 % енергоблоків), але турбоагрегати вже вичерпали свій парковий ресурс і подальша їх експлуатація є лише можливою в працездатному стані за рахунок капітальних та поточних ремонтів, але їх зношеність постійно зростає і сягає загрозової межі з точки їх безпечної і раціональної експлуатації. Тобто можна сказати, що є небезпечним експлуатація обладнання на межі до його граничного стану[12].

Граничним станом прийнято називати такий стан обладнання, за якого його подальша експлуатація є недопустимою з точки зору надійності, або недоцільною

з огляду на економічність роботи. Фізичною причиною наближення граничного стану є накопичення пошкодження в металі основних деталей та вузлів енергетичного устаткування за статичними та циклічними механізмами руйнування [13].

Значення паркового ресурсу котельного та турбінного устаткування, що встановлені на ТЕС України, в залежності від параметрів їх експлуатації, потужності та заводу виробника представлені в табл. 1.2 і 1.3 відповідно. Дані значення наведено у відповідності до діючих нормативних документів Міністерства енергетики України [14].

Проаналізувавши табл. 1.3, ми бачимо, що визначальним ресурсним показником для турбінного устаткування є не лише паркове напрацювання, а і паркова кількість пусків. Це пояснюється тим, що механізми мало- та багатоциклової втоми відіграють одні з найважливіших впливів на темпи накопичення пошкодження і в основному металі високотемпературних елементів парових турбін.

Таблиця 1.2.

Значення паркового ресурсу колекторів котлів встановлених на ТЕС України

Марка сталі колектора	Розрахункова температура пари, °C	Парковий ресурс колектора, тис. год
12MX	510	300
12MX	511-530	250
15XM	530	300
12X1MФ	Понад 545	200
12X1MФ	545	150
15X1M1Ф	545	200
15X1M1Ф	Понад 545	150

Таблиця 1.3.

Значення паркового ресурсу турбін встановлених на ТЕС України

Завод-виробник	Тиск свіжої пари, МПа	Потужність, МВт	Парковий ресурс	
			Напрацювання, тис. год.	Кількість пусків
АТ «ТМЗ»	9 та менше	50 та менше	270	1000
	13-24	50-250	220	800
АТ «ЛМЗ»	9 та менше	100 та менше	270	1000
	13-24	50-300	220	800
	24	500-800	150	400
АТ «Турбоатом»	9 та менше	50 та менше	270	1000
	13-24	160	200	800
	24	300	200	600
	24	500	150	400

Проаналізувавши стан генеруючих потужностей в Україні та режимів їх роботи, ОЕС України наразі маємо ситуацію в якій головні обсяги генеруючих потужностей покриваються базовими електростанціями й не призначені для частих і швидких змін режимів роботи, а та частина з них, що може змінювати свої режими роботи (в основному зосереджена на ТЕС), відпрацювала парковий ресурс і є пошкодженими в результат російських обстрілів. Тому ОЕС характеризується недостатністю гнучкості. Однак, потужності останніх не вистачає, особливо з урахуванням тенденції до їх зменшення, слабкої забезпеченості первинними енергетичними ресурсами, а також з урахуванням динаміки розвитку генерації з ВДЕ [15].

Перераховані вище обставини обумовлюють актуальність розробки системи оцінки та прогнозування раціональних ресурсозберігаючих режимів роботи енергоблоків ТЕС.

1.2. Дослідження впливу змінних режимів роботи (пуски-зупинки, робота на зменшеній потужності) на довговічність та економічність роботи ТЕС

Характерною рисою сучасного розвитку енергетики є збільшення нерівномірності графіків енергосистем. Зі зміною структури генеруючих потужностей покриття змінної частини графіків навантаження стає все більш складним завданням. Раніше для покриття змінної частини графіків навантажень використовували в основному гідроелектростанції і малоекономічні енергоблоки, а в нових умовах необхідно також залучати інше обладнання до участі в регулюванні потужності енергосистем [16].

Структура генеруючих потужностей української енергетики переобтяжена базовими потужностями характеризується гострим дефіцитом маневрених потужностей. Через це як маневрені використовують енергоблоки ТЕС, що спроектовані для роботи в базових режимах, значна частина їх працює в непроектних режимах. На дефіцит маневрених потужностей ГЕС суттєво впливає маловодність в Україні. Частка пиловугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100–200 МВт, які використовують як напівпікові потужності, складає 17 %, а для проходження напівпікових періодів необхідно 30–35 % [17].

Тому в Україні для покриття потужностей, що не вистачає використовують мало маневрені блоки ТЕС з потужностями 200-300 МВт.

Кількісна оцінка зниження ресурсу та економічної ефективності енергоблоків ТЕС при їх роботі в змінних режимах має важливе значення для прогнозування та формування структури генеруючих потужностей енергосистем, оцінки необхідності введення пікових та напівпікових генеруючих потужностей, обґрунтування тривалості ремонтного циклу, вибору найвигіднішого складу функціонуючого обладнання при оптимізації управління режимами роботи генеруючих джерел у добовому та тижневому графіках електричних навантажень [18].

Обладнання, що експлуатується на тепловій електростанції функціонують при дії високих температур та тисків. А оскільки в енергосистемі переважає швидка

зміна об'ємів відновлюваної енергії, теплові електростанції будуть стикатися з більш частими пусками та зупинками, а також швидшими темпами зростання, щоб збалансувати мережу [19-21]. Найбільше пошкоджень буде в парових барабанах високого тиску, котельних трубах з перегрітою парою, колекторах та роторних дисках першого ступеня, лопатках та корпусах парових турбін високого тиску адже все це є обладнанням, яке витримує найвищий рівень напруження під час пуски, зупинки та навантаження [22–25]. В результаті відбуваються незворотні зміни структури металу, триває процес накопичення залишкової деформації (повзучість), поступово знижується його міцність, що обмежує час роботи деталей через вичерпання запасу міцності [26].

Циклічні зміни температури та тиску при пусках та зупинках викликають малоциклову втоми металу. При великих амплітудах температурних напружень циклів, що повторюються наприклад пуск-зупинка охолодження-пуск, руйнівне число циклів невелика (тисячі або навіть сотні) [27, 28].

В [29] зазначають, що ступінь впливу на температуру ротора коливань температури пари та пов'язану з цим поведінку зміни температури в роторі можна передбачити в деталях. Конвективний теплообмін між парою та ротором характеризується третьою граничною умовою, а теплове напруження описується в'язкопластичною моделлю з пошкодженням

Під час експлуатації часто в енергооб'єктах виникають ненормальні робочі умови [30]. Працююча парова турбіна може зіткнутися з різними проблемами як під час сталої роботи, так і в перехідних режимах роботи. Якщо в турбіні виникає будь-який ненормальний робочий стан, це може призвести до подальшого падіння навантаження турбіни і її пошкодження.

Фізична природа розвитку пошкоджень від повзучості та малоциклової втоми різна. При спільному перебігу цих процесів відбувається їхній взаємний вплив, що має складний характер. У практиці розрахунків на міцність використовується гіпотеза підсумовування ушкоджень, що викликаються дією циклічного деформування та повзучості [27, 31].

Пошкодження від повзучості обмежується критичним значенням, прийнятим як точка макроскопічної втоми або виникнення тріщини повзучості. Час від виникнення тріщини до виходу з ладу обладнання за деяких обставин може бути достатньо довгим, щоб виправдати додаткову експлуатацію тріснутого компонента з прийнятним запасом надійності під час виконання періодичних перевірок [32]. Ще однією з проблем є корозійне розтріскування під напружень даний недолік спостерігається як у парових турбінах на ТЕС так і на АЕС, а також впливає на лопатки парових турбін, хоча для лопаток корозійна втома є більш важливою проблемою.

Загалом на явище корозійного розтріскування від напружень впливають три групи факторів [33]:

- 1) Матеріал: вид, хімічний склад, стан поверхні, структура, механічна міцність.
- 2) Розрахунок: експлуатаційні напруження, залишкові напруження, напруцювання.
- 3) Середовище: хімічний склад, температура, електрохімічні властивості, течія.

Автори [34] зазначають, що важливою частиною парової турбіни є ротор і він часто піддається високій температурі та складним навантаженням. Є ймовірність появи тріщин. Окрім втоми, пошкодження від повзучості також відіграють важливу роль у пошкодженні ротора. Як правило, малоциклова втома зношує сімдесят відсотків терміну служби ротора, а повзучість становить решту тридцять відсотків.

У статті [35] відзначають, що основною причиною тривалого накопичення втомних пошкоджень у валу парових турбін є крутильні коливання, викликані підключенням турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією. Автори пропонують методику дослідження процесу утворення окружної тріщини у валу турбіни через велику кількість таких з'єднань. Методологія базується на використанні тривимірної скінчено-елементної моделі валу парової турбіни K-200–130 та підходів механіки руйнування.

Відповідно до [36] у органах керування та перших ступенях ротора високого тиску парової турбіни температура пари набагато вища, ніж в інших областях. Зазвичай саме тут виникають великі градієнти температури. Тому термін служби турбіни в основному залежить від розвитку пошкоджень на цих етапах.

Надійність та економічність роботи паротурбінних енергоблоків на змінних навантаженнях присвячено цілу низку досліджень [37-38]. При цьому важливе значення приділяється оцінці залишкового ресурсу (напрацювання) обладнання енергоблоків ТЕС [39-41]. Так, у [40] автори провели оцінку залишкового ресурсу ротора турбіни 60 МВт на надкритичні параметри пари на основі аналізу експлуатаційних даних та розрахованих змін температурних полів та полів напружень з використанням пакета ANSYS. В [42] автори наводять технічні характеристики та описують досвід застосування способів та технологій оцінки ресурсу для існуючих високотемпературних парових турбін на основі поєднання аналітичних методів та методів неруйнівного контролю.

Відповідно до статті [43] досліджено такі основні фактори, що визначають рівні теплових напружень і деформацій на поверхні компонентів: різниця температур між паром що подається і металом з парової сторони поверхні обладнання; швидкість зміни цієї температури; наявність концентраторів напружень на поверхні ротора; і інтенсивність тепловіддачі від пари до поверхні обладнання. І в результаті авторами було прийдено до висновку, що чим вище значення цих параметрів, тим вищі термічні деформації та напруження.

В роботі [44] був проведений аналіз еволюції головних напружень у паровому роторі під дією термомеханічного навантаження від повзучості. Основним результатом є можливість проводити порівняння напружень фон Мізеса, головних напружень і тензорів напружень у складній конструкції за реалістичних умов навантаження та генерувати локальні багатоосьові петлі напружень-деформації протягом циклів

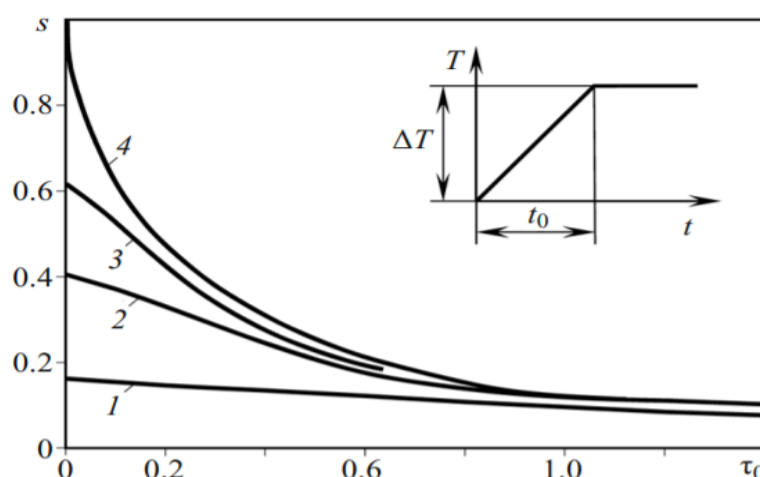


Рис. 1.5. Максимальна безрозмірна силово-індуктивна деформація (безрозмірне теплове напруження) як функція параметрів Bi та S при нагріванні твердого циліндра: 1) $Bi = 1$; 2) $Bi = 5$; 3) $Bi = 20$; 4) $Bi = \infty$ [45]

Безрозмірна деформація s визначається згідно з рис. 1.5 на основі двох безрозмірних параметрів: τ_0 і критерії Bi , де Bi – безрозмірний коефіцієнт теплопередачі від пари до поверхні ротора розраховується як:

$$Bi = \alpha r_1 / \lambda, \quad (1.1)$$

де λ - коефіцієнт тепловіддачі ротора [46].

З огляду на роботу [47] вплив режимів роботи на термін, що залишився є еквівалентним часом роботи. Для визначення такого часу оцінюються різні операційні події та час роботи, різні температурні умови з оцінкою індивідуальних (розрахункових) коефіцієнтів.

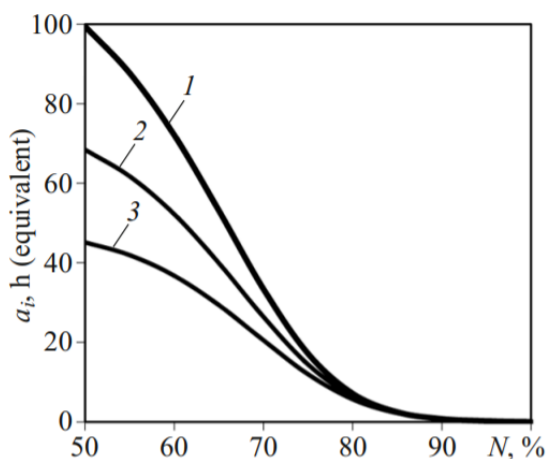


Рис 1.6. Еквівалент годин роботи за цикл (розвантаження з 100 % $N_{\text{ном}}$ з подальшим завантаженням до 100 %) для різних діапазонів та швидкостей зміни потужності при постійному початковому тиску: 1) 1 % хв (3 МВт/хв); 2,) 0,95 % хв (2,85 МВт/хв); 3) 0,9 % хв (2,7 МВт/хв)

Як видно з рис. 1.6 , при роботі на постійному початковому тиску значне зменшення терміну служби ротора турбіни відбувається лише під час циклу зміни потужності з глибоким розвантаженням. Робота при ковзному тиску (не показано) призводить до незначного виснаження терміну служби.

Відповідно до [48,49] інформація про швидкість скорочення терміну служби всього силовий агрегат теплової електростанції та його окремих компонентів можна використовувати не тільки для вибору кращої ремонтної стратегії, а також для структурної та операційної оптимізації електростанції.

Варто відмітити також наукові дані представлені авторами в науковій статті [49]. Авторами було проведено розрахунок коефіцієнтів еквівалентного спрацювання для типових пускових режимів, типових режимів часткового навантаження, встановлено аналітичні залежності різних типів витрат та проведено оцінку еквівалентного спрацювання ресурсу для турбіни К-300-23,5, результати якої представлено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4.

**Техніко-економічні показники роботи енергоблоку 300 МВт при роботі на
змінних навантаженнях [49]**

Режим	Кількість пусків з стану			Середня кількість годин використання встановленої потужності		Еквівалентне напрацювання		Собівартість електроенергії Цент/(кВт·год)	Приріст собівартості електроенергії Цент/(кВт·год)
	Холод-ного	Неостиглого	Гаря-чого	Год/рік	Год/добу	т _{екв}	т _{екв} /т _{рес}		
1	100	-	-	7000	24	166739	0,758	11,31	0
2	100	-	-	5979	20,5	174271	0,792	11,79	0,48
3	100	-	9114	4958	17	224771	1,021	14,57	3,26
4	100	1302	-	4270	14,6	159409	0,724	12,73	1,42
5	100	1302	6510	3542	12,1	195492	0,888	15,54	4,23
6	100	1000	2000	5028	17,2	169906	0,772	12,55	1,24
7	100	1000	2000	4285	14,7	175382	0,797	13,27	1,96

В роботі розглянуто наступні режими роботи (табл. 1.4, перший стовбець): 1 – робота в базовому режимі 7000 год/рік; 2 – щоденне розвантаження на 7 год в нічний час до 50 % номінального навантаження; 3 – щоденна зупинка устаткування на 7 год в нічний час; 4 – розвантаження до 50 % номінального навантаження на 7 год в нічний час в будні дні та повна зупинка обладнання у вихідні дні; 5 – зупинка устаткування в вихідні дні та на 7 год нічного часу в робочі дні; 6 – лімітовані пуски з неостиглого стану (1000), з гарячого стану (2000), решта часу – енергоблок працює з базовим навантаженням; 7 – аналогічно лімітовані пуски з НС і ГС, розвантаження до 50 % у вихідні дні та на 7 год нічного часу робочих днів, решта часу – номінальне навантаження.

Також в [49] була розроблена для даних режимів роботи номограма приросту собівартості електроенергії в залежності від режиму роботи в порівнянні з базовим (рис. 1.7).

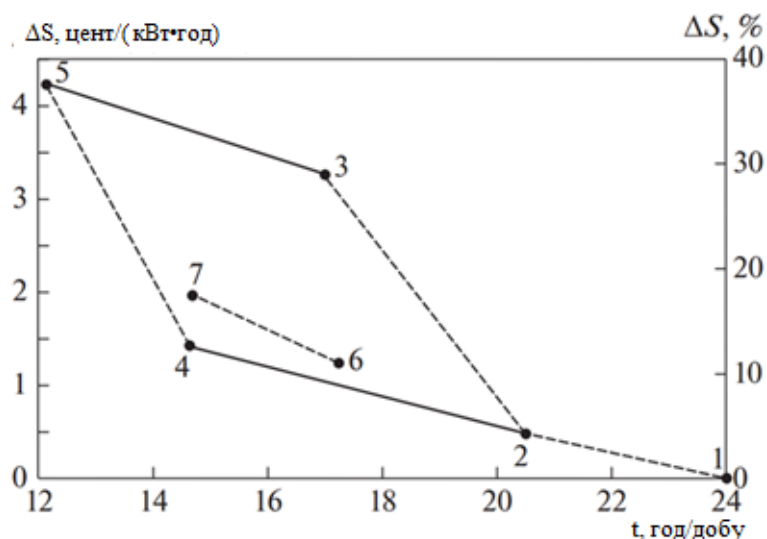


Рис. 1.7. Приріст собівартості електроенергії в порівнянні з базовим режимом роботи в залежності від режиму роботи (1-7) і середньодобового числа годин використання встановленої потужності [41]

Проаналізувавши статтю [50] було встановлено розрахункові показники швидкості вичерпання ресурсу обладнання і вияснено, що при роботі в маневреному режимі у 3-8 разів вища швидкість старіння обладнання. Тому, робота у маневровому режимі, відповідно до поточного стану обладнання, є не бажаною і потребує розробки спеціальної нормативної бази, оскільки значно зношує наявні основні фонди.

Дослідження [51] полягають у оцінці впливу змінених умов пуску енергоблоків на міцність відповідних елементів турбіни. Також в даній роботі перевірено вплив безперервних і ступінчастих змін навантаження на термічний і міцнісний стан деталей. Більш детально досліджені турбінні циліндри та ротори турбін з високою вихідною потужністю.

1.3. Математична оптимізація режимів роботи енергетичного обладнання з метою максимізації або мінімізації робочих параметрів

Оптимізація режимів роботи енергетичних систем (виробництво, передача, розподіл електроенергії) почалася з появою електростанцій, але в міру розвитку і

розширення енергетичних систем потреба в оптимізації режимів стає все більш актуальною. Для цього розробляється та вдосконалюється процедура оптимізації та її алгоритм і програмну реалізацію.

Одним із широко відомих методів є метод Лагранжа (так званий варіаційний метод), який дозволяє знаходити умовні (відносні) екстремуми неперервної функції. Це означає, що мінімальне або максимальне значення функції знаходиться у вигляді рівняння для задоволення додаткових умов. В даний час математичні методи, засновані на лінійному і нелінійному, динамічному і стохастичному програмуванні, використовуються для вирішення все більш складних задач оптимізації, а їх застосування базується на так званих системних підходах. Це означає, що всі частини і функції енергетичної системи розглядаються комплексно в їх гармонійному поєднанні, а часткові вигоди підпорядковуються загальній вигоді [52].

В [53] відзначають, що динамічні імітаційні моделі, які працюють на потужних комп'ютерах, стають ефективними засобами для дослідження та розуміння робочих характеристик електростанцій. Вони сприяють поліпшенню проектування, розробці стратегій управління та дають відповіді на експлуатаційні вимоги.

Авторами [54] зазначається, що метою планування пуску теплових електростанцій є мінімізація часу пуску та обмеження напружень на роторі турбіни, що є нелінійною задачею і має декілька локальних оптимумів. Проблема оптимізації пуску електростанції досліджена кількома методами. Через очевидну неможливість перевірити отримані вхідні дані на реальній електростанції, для оцінки продуктивності рішення завжди використовувався складний програмний симулятор. В сучасних реаліях виробництві електроенергії передбачає часті операції пуску/зупинки. У цьому контексті оптимізація їх пуску процедура, що викликає великий інтерес. Мета оптимізації відповідає проблемам, які необхідно вирішити в реальному часу, дотримуючись операційних обмежень і водночас мінімізуючи витрати. Для покращення пуску запропоновано структуру ієрархічної моделі прогнозованого керування (Н-MPC) продуктивності. Структура складається

з двох шарів, кожен з яких має інший часовий масштаб. Проблема контролю на кожному рівні формулюється та базується на моделі, розробленій на мові моделювання Modelica і спрямована на визначення оптимального навантаження турбіни. Дана модель адаптована для цілей оптимізації, а профіль навантаження вважається таким, що описується параметризованими функціями, параметри яких обчислюються шляхом знаходження обмеженого оптимуму. Чисельні результати підтверджують потенційні переваги запропонованого підходу.

Для парової турбіни температура пари на вході буде змінюватися в широкому діапазоні під час пуску, що призведе до великих теплових напружень і втомних пошкоджень в компонентах турбіни [55]. Одним з вирішальних факторів для швидкого запуску парової електростанції є теплові напруження та втомні пошкодження, що розвиваються в компонентах турбіни. Оскільки оперативне регулювання температури пари на вході може бути легко реалізоване шляхом раптового впорскування охолоджувальної води, розробка оптимальних схем регулювання температури пари на вході є ключовим фактором для швидкого пуску.

Оптимальні схеми регулювання температури пари на вході можуть бути отримані на основі методів автономного та оперативного регулювання. Метод автономного планування може забезпечити графіки пуску перед введенням турбін в експлуатацію на основі схем розподілу ресурсу, які будуть рекомендувати криві підвищення температури пари на вході і давати обмеження швидкості підвищення температури пари на вході під час пуску [56]. В [57] запропоновано метод, який дає змогу визначити, як можна підвищити температуру пари на вході.

У дослідженні [58] багатоцільова оптимізація була проведена за допомогою методу чорної скриньки шляхом автоматичного зв'язування генетичного алгоритму (GA) і коду обчислювальної гідродинаміки (CFD) для знаходження оптимальних значень двох проектних змінних (температури пари на вході і тиску), щоб зменшити вологість на останніх ступенях турбін. Чисельна модель потоку вологої пари була використана для розрахунку оптимізаційних параметрів, включаючи коефіцієнт вологості, середній радіус краплі, швидкість ерозії, швидкість втрати конденсації, швидкість кінетичної енергії та масову швидкість

поток. Вивчення результатів показало хорошу узгодженість між експериментальними даними та числовими результатами. Зокрема, запропоноване оптимальне співвідношення температури та тиску покращило масову частку рідини та середній радіус краплі приблизно на 32 % та 29 % відповідно. Крім того, у визначеному оптимальному робочому стані коефіцієнти ерозії та втрат кінетичної енергії впали на 76 % та 15,85 % відповідно, тоді як коефіцієнт масової витрати зріс на 0,68 %.

У роботі [59] отримано динамічні імітаційні моделі процесу з використанням методу скінченних об'ємів та методу скінченних різниць для розв'язання одновимірних диференціальних рівнянь в частинних похідних, що дозволило виконати динамічне моделювання аналізу відмов, проектування та верифікацію процедур пуску. Ці моделі можна використовувати для обробки деяких нелінійних факторів, спричинених залежними від температури властивостями, використовуючи метод збурення кількох параметрів. Авторами розглянуто два випадки для перевірки моделей, запропонованих ними. У першому прикладі порівнюється аналіз ротора за запропонованою моделю та методом кінцевих елементів (FEM), і показано, що ця модель має задовільну точність. Другий випадок — це застосування моделі до досліджень чутливості. Запропонована модель значно скорочують обчислювальний час порівняно з методом кінцевих елементів, а отже, можуть бути використані для онлайн-аналізу теплового стану двовимірного осе-симетричного об'єкта та зворотних задач теплопровідності.

Важливу роль у процесу досліджень відіграють сучасні наукові системи. У [60] пропонується інтелектуальна система оптимізації графіка пуску теплової електростанції. Ця система складається з динамічного моделювання, нейронної мережі та техніки інтерактивного багатоцільового програмування. Особливості цієї системи полягають у наступному:

- 1) Розклад пуску можна оптимізувати на основі багатоцільової оцінки
- 2) Оптимальний графік пуску можна визначити через взаємодію між людьми та обчислювальними системами.

У статті [61] представили дослідження щодо застосування методів м'яких обчислень для загальної оптимізації пуску. Метод базується спочатку на нечіткості вихідного змінного процесу, щоб отримати значення щільності в решітці, що забезпечує ефективність (нуль - погано, одиниця - відмінно) заданого рішення (правил пуску), а потім запустити генетичний алгоритм для знаходження оптимального рішення.

У людина-оператор здатна оптимізувати лише одну ціль, ту, яка є найбільш критичною, але задача є багатоцільовою. Тому автори запропонували застосування нечітких множин для обробки всіх цілей і, таким чином, для оптимізації глобальних пускових операцій.

Дослідження [62] полягають у поєднанні еволюційного алгоритму з комерційною програмою моделювання електростанції та оптимізації електростанцій комбінованого циклу як з економічної, так і з термодинамічної точки зору. Складна технологічна схема процесу, що включає кілька додаткових конфігурацій конструкції, дозволяє оцінити багато конструкцій, але також обмежує пошук деяких перспективних рішень. Завдання еволюційного алгоритму полягає в тому, щоб вибрати найбільш підходящу структуру процесу та визначити оптимальні значення параметрів процесу для найкращого досягнення мети проектування: мінімальна вартість електроенергії або максимальна термодинамічна ефективність.

Застосування нечіткої логіки та еволюційних обчислень для оптимізації фази пуску електростанції комбінованого циклу досліджено авторами [63]. Через очевидну неможливість перевірити отримані вхідні дані на реальному заводі, використали складний програмний симулятор для оцінки ефективності рішень. Щоб зменшити обчислювальне навантаження на всю процедуру, реалізували для алгоритму нову техніку апроксимації придатності, скорочуючи на 98 % кількість оцінок придатності, тобто симулятор програмного забезпечення виконується з урахуванням алгоритму без наближення придатності. Крім того, рішення, знайдені методом, значно покращили рішення, надані операторами установки.

У [64] досліджувалася задача оптимального керування пуском парового котла та отримали оптимізаційне рішення за допомогою фреймворку JModelica з розширенням Optimica. Результати демонструють економію зусиль при розв'язанні задачі оптимального керування при використанні фреймворку JModelica порівняно з окремими рішеннями, організованими для конкретного випадку.

У статті [65] описано метод оптимізації за Нелдером-Мідом одноступеневої осьової турбіни. Ізоентропічний ККД визначається як цільова функція. Багатоточкова лінійна регресія виконується для визначення значущості аргументів цільової функції та підбору набору конкретних змінних і характерних величин (наприклад, кутів потоку), які найбільше сприяють покращенню значення цільової функції. Такий підхід дозволяє значно скоротити кількість оптимізованих параметрів і час обчислень, необхідний для процесу оптимізації.

В роботі [66] стверджують, що електростанції з органічним циклом Ренкіна (ORC) є перспективною технологією перетворення низько- та середньотемпературних джерел енергії в електроенергію. Щоб повністю використати потенціал ORC, компоненти системи мають бути спроектовані належним чином. Це дослідження стосується багатоцільової оптимізації ORC у поєднанні з одновимірною моделлю турбіни з радіальним входом. Особливу увагу приділено визначенню оптимальних параметрів, що впливають на геометрію сопла та ротора турбіни. Кут лопаток в роторі досліджуються як одна зі змінних для прийняття рішення. За допомогою генетичного алгоритму невідомого сортування і техніки переваги порядку за подібністю до ідеального рішення було визначено оптимальну точку проектування. Було виявлено, що ефективність турбіни може бути знижена майже на 8,00%, що призведе до зменшення вихідної чистої потужності більш ніж на 8,00% і до збільшення собівартості виробництва електроенергії понад 7,00%.

Іншим не маловідомим методом є функції Гріна (GFT) вона в основному використовується для оперативного розрахунку термічних напружень у машинах і установках, оскільки вона дозволяє перетворювати такі параметри, як температура рідини, тиск і швидкість потоку, безпосередньо в термічні напруження.

Автори [67] поширили застосування GFT на термомеханічні моделі зі змінними конвективними коефіцієнтами. Нова методологія складається з двох кроків. Спочатку оцінюються граничні температури шляхом інтегрування за часом редукованої теплової моделі, а потім за допомогою GFT розраховуються термічні напруження, використовуючи як вхідні дані попередньо оцінені граничні температури. Новий підхід передбачає обчислення великої кількості інтегралів згортки для розрахунку термічних напружень.

Для того, щоб скоротити час обчислень, пропонується замінити інтеграли згортки, які характеризують GFT, на скорочену модель незв'язаних диференціальних рівнянь першого порядку, коефіцієнти яких оцінюються підбором функцій Гріна термомеханічної моделі за допомогою суми експоненціальних членів. Теплові напруження отримано шляхом інтегрування моделі за часом.

У [68] представлено новий метод для отримання онлайн оптимальних схем керування температурою пари на вході з урахуванням малоциклової втоми з використанням методу функції Гріна та принципу максимуму Понтрягіна. Запропоновано нові аналітичні моделі температури та теплових напружень. Для гарячого запуску використовуються постійні властивості матеріалу, а температура пари, яка може підтримувати максимальне напруження Фон Мізеса близько до допустимого значення. Для холодного чи неостиглого пуску оптимізаційне термічне напруження з урахуванням температурно-залежних властивостей матеріалу визначається властивостями матеріалу та функціями Гріна, які можуть не дорівнювати максимально допустимому значенню. У порівнянні зі звичайним плануванням запуску запропонована оптимальна схема керування може значно скоротити час запуску без перевищення допустимого пошкодження від втоми.

У статті [69] була запропонована нова математична модель графіка пуску. На підставі регламенту експлуатації докритичної конденсаційної парової турбіни 320 МВт на електростанції були складені різні графіки оптимізації холодного пуску. Методом середньої квадратичної похибки (MSE) було досліджено температурне поле та поле напружень ротора парової турбіни за різних графіків.

Взявши результати розрахунків як зразкові дані, було використано метод опорних векторів (SVM) для встановлення регресійної моделі графіків пуску та напружень, небезпечної точки за графіком оптимізації пуску. На основі регресійної моделі було отримано оптимальне рішення значення швидкості підвищення температури в процесі холодного пуску. Відповідно до оптимальної швидкості підвищення температури оптимальний графік пуску визначається оптимальною швидкістю підвищення температури. Співвідношення між максимальним напруженням ротора турбіни та межею текучості ротора турбіни розраховується ANSYS, а також перевіряється економічність і безпека роботи установки за оптимізованим графіком пуску.

1.4. Постановка задачі дослідження

Забезпечення високої ефективності експлуатації ТЕС є стратегічно-важливою задачею Об'єднаної енергетичної системи України. За останні роки помітним стає стрімке зростання числа змінних режимів експлуатації ТЕС, які призводять до суттєвого погіршення економічних показників та прискорення вичерпання залишкового ресурсу.

В сучасних реаліях переважна більшість обладнання на ТЕС України пошкоджено в результаті війни, а те що залишилося в робочому стані має проблеми, які обумовленні вичерпанням проектного та подовженого паркового ресурсу. Вирішити проблему можливо побудовою нових енергетичних потужностей, які зможуть покривати пікові навантаження, проте це супроводжується значними капітальними затратами. Тому для раціоналізації цього аспекту потрібно шукати інші шляхи одним з яких є раціоналізація роботи енергообладнання.

Враховуючи значно швидше зношення устаткування ТЕС в процесі частих пусків і зупинок можуть траплятися пошкодження, що обумовленні значними напруженнями і перепадами температур під час пускових процесів. Для зменшення цього впливу проводяться числові дослідження і покращення.

Покращення, які проводяться на найбільш навантажених ділянках обладнання дають можливість в деякій мірі знизити темп зношування енергетичного обладнання і тим самим підвищити ресурсні показники всієї енергоустановки.

Високотемпературні елементи енергоустановок зазнають впливу циклічних пошкоджень, що виникають в результаті великої кількості пусків з різних теплових станів і зменшують час їх експлуатації. До найбільш навантажених областей роторів можна віднести термокомпенсаційні канавки та галтелі ступенів. Ці області є найбільш вірогідними зонами зародження кільцевих тріщин під час пускових операцій турбіни.

Враховуючи дану інформацію, дослідження і впровадження нових методів подовження терміну експлуатації енергообладнання, дозволить скоротити темпи накопичення пошкодження по механізму малоциклової втоми, який здебільшого має домінуючий вплив на сумарне пошкодження обладнання.

Проте дані припущення вимагають наукового обґрунтування. Виникає потреба дослідження впливу оптимізації процесів пуску і зупинки обладнання на надійність та довговічність експлуатації найбільш навантажених ділянок парової турбіни враховуючи дослідження її теплового та напружено-деформованого стану.

Підсумувавши все вищесказане розробка системи раціоналізації режимів роботи окремого енергоблоку з точки зору забезпечення економічності та ресурсозбереження є актуальним для планування стратегії експлуатації устаткування генеруючими компаніями, а також має важливе значення для прогнозування і формування структури генеруючих потужностей енергосистеми, оскільки дозволить в значній мірі знизити собівартість продукованої електричної енергії та запобігти передчасному зношуванню основного енергетичного обладнання.

Висновки до розділу 1

1. Енергетика України є основою розвитку галузей економіки країни щодо забезпечення їх надійним і якісним електро- та теплопостачанням. Сьогоднішній стан вітчизняної енергетичної галузі характеризується такими недоліками: дефіцитом власних паливних ресурсів, зношеністю енергетичного устаткування, значними втратами енергії під час її транспортування, дефіцитом маневрених потужностей в енергосистемі. Проте головною проблемою енергетики є те що Україна перебуває в стані війни з 2014 року, а особливо з 24-го лютого 2022 року. З повномасштабним вторгненням на територію України ОЕС зустрілася з переліком нових, ще більш загрозливих викликів, як то ядерний тероризм із захопленням АЕС, численні пошкодження критичної інфраструктури – електричних і газових мереж та ін.

2. Враховуючи застарілість обладнання важливу роль зараз відіграє подовження роботи енергетичного устаткування понад парковий ресурс, опираючись на оцінку індивідуального та залишкового ресурсів. Для визначення індивідуального ресурсу спираються на обстеження певного елемента або групи схожих елементів обладнання енергетичного обладнання. Залишковий ресурс елементу встановлює час експлуатації турбіни, починаючи від планово-попереджувального ремонту, коли були отримані дані для оцінки залишкового ресурсу, до переходу деталі в граничний стан.

3. Алгоритм розрахунку залишкового ресурсу елементів паротурбінних установок включає такі кроки: визначення температурних полів та теплового стану обладнання, оцінка рівня температурних напружень, а також накопиченого пошкодження від статичних та циклічних навантажень у зонах концентрації напружень, визначення ресурсу та часу росту тріщини. Порядок виконання та загальна методика даного алгоритму регулюються відповідними галузевими нормативними документами, керівними технічними матеріалами, а також керівними та типовими інструкціями.

4. Робота при частих пусках і зупинках спричиняє більш швидке руйнування енергообладнання, яке не пристосоване до такого режиму роботи. Причиною цього є значні напруження і перепади температур під час пускових процесів. Для оптимізації даного аспекту проводять чисельні дослідження і покращення. В результаті чого збільшується надійність обладнання, зменшується собівартість кінцевого продукту.

5. Основними елементами, що набувають найбільших пошкоджень є колектори та роторні диски першої ступені, лопатки та корпуси парових турбін високого тиску адже все це є обладнанням, яке витримує найвищий рівень напруження під час пуски, зупинки та навантаження.

6. В даний час задача оптимізації енергообладнання окрім типових методів спирається на більш сучасні, що окрім комп'ютерного моделювання, ще включають штучний інтелект і нові технології. Цим самим модернізують процес знаходження покращених варіантів експлуатації енергообладнання.

7. Імітаційні моделі, які працюють на потужних комп'ютерах, стають ефективними засобами для дослідження та розуміння робочих характеристик електростанцій. Вони сприяють поліпшенню проектування, розробці стратегій управління та дають відповіді на експлуатаційні вимоги.

8. Планування режимів пуску теплових електростанцій є однією з пріоритетних задач оптимізації і вирішується різними методами зокрема: методом чорної скриньки шляхом автоматичного зв'язування генетичного алгоритму і коду обчислювальної гідродинаміки, метода Лагранжа, комп'ютерних фреймворків, методів скінченних об'ємів та різниць, метода м'яких обчислень, метода Нелдером-Мідом та інших.

9. Актуальним аспектом планування стратегії експлуатації устаткування енергетичних компаній є розробка системи раціоналізації роботи енергоблоків за для забезпечення економічності та ресурсозбереження. Що в подальшому дає змогу знизити собівартість виробленої електричної енергії та запобігти передчасному зношуванню енергетичного обладнання.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ПУСКОВИХ ВТРАТ ПАЛИВА, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГОБЛОКУ ТЕПЛОВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

2.1. Коротка характеристика основного обладнання енергоблоку 200 МВт

В даній роботі досліджується енергоблок 200 МВт з паровою турбіною К-200-130. Конденсаційна парова турбіна типу К-200-130 (рис. 2.1) без регульованих відборів пари з одним проміжним перегрівом пари, номінальною потужністю 200 МВт, з частотою обертання 3000 об/хв. В енергосистемі України експлуатуються 37 енергоблоків з потужністю 200 МВт.



Рис. 2.1. Загальний вигляд турбіни К-200-130 [70]

ступеневі виточки, а ущільнюючі сегменти вставлені в обойми. Задні ущільнення ЦСТ зроблені на втулках, насаджених на вал в гарячому стані. Пара по перепускним трубам підводиться до центральної частини ЦНТ і розгалужується на 2 потоки.

Корпус ЦНТ складається з трьох частин: середня частина – лита з чавуну марки СЧ-21-40, а випускні патрубки зварні. Вісім дисків РНТ насаджені на вал в гарячому стані, що забезпечує необхідний натяг при робочому числі обертів. Диски закріплені за допомогою радіальних шпонок. Критичне число обертів ротора 1610 об/хв. Кінцеві ущільнення втулкового типу. Втулки насаженні на вал в гарячому стані.

Даний турбоагрегат працює на парі, що виробляється прямоточним паровим котлом ТП-100. Даний котлоагрегат має продуктивність 640 т/год, температура живильної води 240 °С, тиск пари на виході з котла становить 14 МПа, температура перегрітої пари 545 °С.

Котел ТП-100 має топку, що виконана у вигляді прямокутної камери з вертикально розташованими пальниками. Для даного котла передбачений первинний і вторинний перегрів для досягнення високих температур.

Дана турбіна працює в парі з електрогенератором ТГВ-200. Даний турбогенератор має чотири газоохолоджувачі, що встановлені в середній частині статора. Циркуляція технічної води в газоохолоджувачах здійснюється насосами, розташованими поза генератором.

У середній частині корпуса на кінцевих перегородках встановлено сердечник статора. Сердечник статора зібраний на поздовжніх ребрах із сегментів електротехнічної сталі і вздовж осі розділений вентиляційними каналами на пакети.

З торців сердечник статора закріплений натискними кільцями з немагнітної сталі. Для демпфування електромагнітних потоків розсіювання лобових частин обмотки статора під натискними кільцями встановлено мідні екрани. Обмотка статора – трифазна, двошарова, з укороченим кроком, стрижнева. Лобові частини обмотки - кошикового типу. Пази статора – відкриті прямокутні.

2.2. Класифікація типів пускових режимів теплоенергетичного обладнання ТЕС

Класифікація пускових режимів роботи теплоенергетичного обладнання ТЕС здійснюється в залежності від температури металу перед пуском устаткування. В якості визначальної температури, як правило, приймається температура металу в першому ступені циліндра високого або середнього тиску, паровпускних патрубків, або ж фланців корпусу в паровпускній області [72].

Відповідно до даних температур відрізняють три основні типи пусків енергообладнання:

- Пуск з холодного чи близького до нього стану (ХС);
- Пуск з неостиглого стану (НС);
- Пуск з гарячого стану (ГС).

В табл. 2.1 відображена типова карта пусків енергоблоку 200 МВт з турбіною К-200-130.

До моменту початку пуску енергоблока все обладнання має бути повністю оглянуте, арматуру перевірено і встановлено в передпускове положення, після чого проводять її випробування дистанційним керуванням.

По завершенню прокачування води пароводяним трактом котла, витіснення повітря з тракту, за підтримання необхідного вакууму в конденсаторі турбіни і тиску води перед вбудованою засувкою на рівні 13-17 МПа проводять гаряче відмивання поверхонь нагріву при температурі середовища 190-210°C, причому під час пуску з холодного стану його виділяють в окрему операцію, а під час пусків із неостиглого та гарячого станів суміщають з іншими операціями.

Таблиця 2.1

Карта пусків енергоблоку 200 МВт з турбіною К-200-130

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

Під час розтопки котла спочатку відбувається процес розпалювання форсунок і встановлення початкової витрати палива. Дана початкова витрата підбирається з врахуванням того, що має відбуватися інтенсивне прогрівання товстостінних елементів котла і екранних систем, але слід враховувати, що небезпечним є перевищення швидкостей прогрівання металу елементів котельного обладнання в порівнянні з тим, що регламентує завод-виробник. Задля надійності роботи конвективних поверхонь нагріву, під час пуску з ХС мінімальна початкова витрата палива становить 13-15% номінального значення.

Для пусків з НС і ГС початкова витрата палива дещо збільшується, але не перевищує 25% номінального значення.

Рівень температур димових газів у поворотній камері підтримують залежно від витрати палива і, як правило, він не повинен перевищувати 140 °С.

В якості основних критеріїв, які характеризують розтопку прямоточного котла, вважають температуру середовища перед вбудованою засувкою (ВЗ) і газів у поворотній камері. Спираючись на перший визначається тепловий стан котла, другий – нагрівання, тобто і температуру середовища перед ЦВТ і ЦСТ турбіни.

При включенні до роботи пароперегрівач потрібно зважати на те, що ефективна робота ВЗ відбувається при ступені сухості середовища, що надходить у нього, не менше 10 %. Керування роботою вбудованого сепаратора ведеться за температурою середовища перед ВЗ.

Підключення пароперегрівача здійснюється шляхом відкриття дросельних клапанів. Під час пусків з ХС дросельні клапани відкриваються відразу, а з інших станів - поступово. Ступінь відкриття визначається температурним станом товстостінних елементів пароперегрівача.

Враховуючи те, що швидкість охолодження головних елементів енергоблока через конструктивні особливості та стан ізоляції носить нерівномірний характер. При пусках з метою вирівнювання температур металу проводять попереднє прогрівання вузлів, що є найбільш охолоджені.

Для пуску з НС і ГС попередній прогрів завершується, коли температура стопорних клапанів відрізняється від температури металу верху ЦВТ у зоні

паровпуску не більше ніж на 50 °С, а для пусків з ХС температура пари в стопорних клапанах турбіни має бути не нижчою за 250 °С. Це дає змогу унеможливити потрапляння в турбіну вологої пари.

З метою вирівнювання вихідного температурного стану металу елементів турбіни (фланців і шпильок) використовують системи їх обігріву.

При досягненні поштовхових параметрів пари, температура газів у поворотній камері не повинна перевищувати граничних значень для неохолоджуваних пакетів пароперегрівачів.

Відповідно до стандартизованої технології пусків енергоблоків поштовх ротора і розворот турбіни всіх типорозмірів з різного теплового стану рекомендують виконувати регулюючими клапанами ЦВТ. Необхідна температура свіжої пари перед поштовхом ротора турбіни під час пуску з ХС має перебувати на рівні 280 °С, а під час пуску енергоблока з НС вона має бути вищою за температуру металу труб паровпуску ЦВТ на 100 °С. Через низькі температури ЦСТ турбіни під час пуску з ХС (50-60 °С) на частоті обертання ротора 13-16 Гц роблять витримку в часі, тривалість якої визначається необхідним прогріванням металу РСТ в зоні паровпуску. Під час пусків енергоблока після простою 48 год і менше витримка на частоті 13-16 Гц зазвичай не проводиться.

Для забезпечення надійності турбіни в початковий період пуску час її роботи на холостому ході не має бути більше ніж 5-10 хв, а початкове навантаження має бути не менше ніж 10% номінального значення.

За умовою забезпечення регулювання під час пусків із ХС температура пари перед ЦСТ у момент виходу енергоблока на холостий хід не має бути нижчою за 270-280 °С.

Після взяття початкового навантаження температура пари перед ЦСТ (під час пусків із холодного, неостиглого та гарячого станів) має бути вищою за температуру металу верху ЦСТ у зоні паропропуску на 100 °С, проте не більше номінального значення.

Піднімаючи одночасно тиск і температуру свіжої пари відбувається навантаження. Швидкість підйому температури свіжої пари обирається залежно від

рівня термічних напружень в стопорних клапанах високого тиску. Спираючись на уніфіковану технологію пуску енергоблоків навантаження останніх відбувається за фіксованого положення регулюючих клапанів турбіни. Кількість повністю відкритих регулюючих клапанів турбіни обирається таким чином, щоб при навантаженні приблизно 60% номінального значення тиск пари за ВЗ дорівнював тиску пари при роботі на ковзаючих параметрах. Це дає змогу відкрити ВЗ без попереднього підвищення тиску свіжої пари перед турбіною, що спрощує технологію навантаження, підвищує маневреність.

Типовий графік пуску енергоблоку 200 МВт з турбіною К-200-130 з холодного стану представлений на рис. 2.3. Графік включає в себе моменти часу пуску блоку від подачі пари на кінцеві ущільнення циліндру до встановлення енергообладнанням електричної потужності 200 МВт та часткової стабілізації температурного поля в проточній частині.

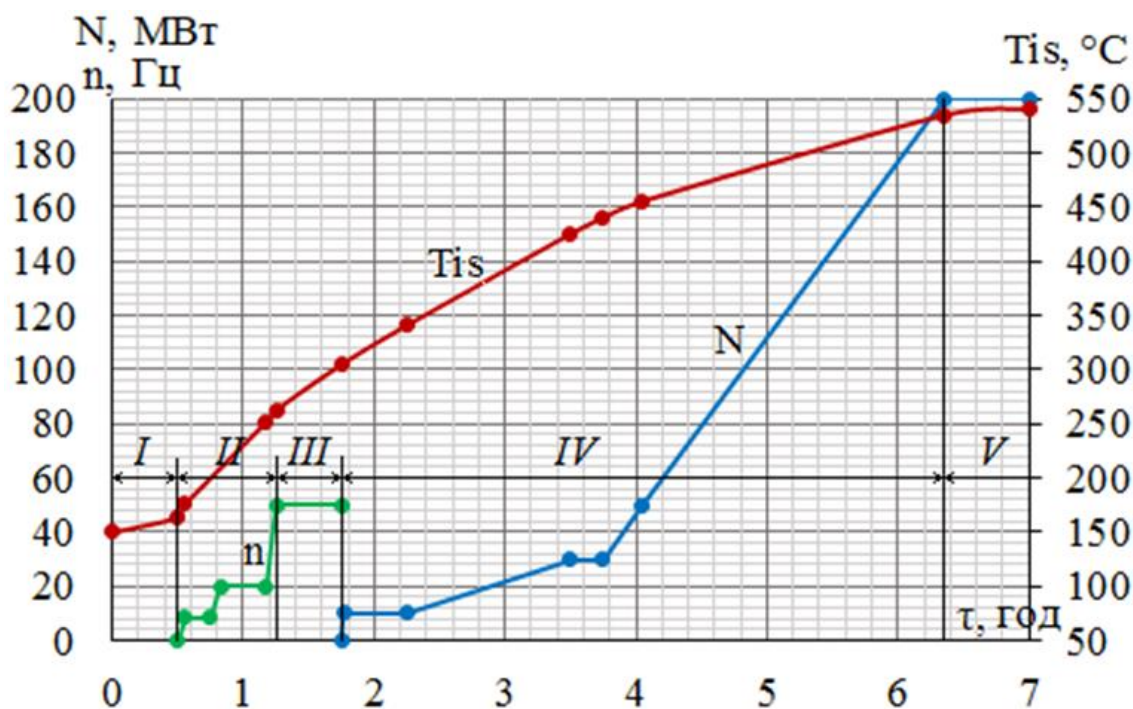


Рис. 2.3. Графік пуску енергоблоку 200 МВт з холодного стану ($t_m = 100^\circ\text{C}$):

T_{is} — температура пари після проміжного перегріву, n — частота обертання роторів,

N — електрична потужність турбогенератора

Етапи відображенні на даному графіку пуску:

I – попередній прогрів проточної частини турбіни за рахунок подачі ущільнюючої пари;

II – поштовх ротора до частоти обертання холостого ходу (3000 об/хв, 50 Гц) з проміжними частотами обертання 500 та 1200 об/хв;

III – витримка ротора на частоті холостого ходу та синхронізація турбогенератора з енергосистемою;

IV – навантаження енергоблока до номінальної потужності 200 МВт;

V – робота на номінальній потужності та стабілізація температурного поля проточної частини.

Також наявні відповідні графіки та інформація для пусків енергоблоків з неостиглого та гарячого станів.

2.3. Математична модель оцінки пускових втрат палива та енергії на енергоблоці теплової електростанції

Розрахунок пускових втрат енергії та палива здійснюється за допомогою спеціальних методик, регламентованих різними нормативними документами та стандартами. Враховуючи значну кількість вже наявних методик і підходів до визначення пускових втрат під час взяття енергоблоків до роботи було обрано найбільш раціональний підхід, що поєднує як і методи зі стандартів [73], так і отримані результати досліджень від авторів [74, 75].

Одна з основних проблем при визначенні величини цих втрат полягає в тому, що загальне споживання тепла в режимі пуску завжди дорівнює самому споживанню тепла, електроенергії на приведення в дію електродвигуна механізму, а також споживанню палива.

Тому при оцінці втрат палива при пуску необхідно враховувати не тільки додаткову витрату самого природного палива, а й відповідну додаткову витрату палива за рахунок втрат електроенергії та тепла.

При роботі в номінальному режимі витрата умовного палива в певний термін експлуатації :

$$B = \frac{N \cdot \tau}{Q_y^y \cdot \eta_{TEC}} \quad (2.1)$$

де N – електрична потужність енергоблоку на номінальному режимі роботи, τ – час роботи, η_{TEC} – ККД теплової електростанції по генерації електричної енергії, Q_y^y – теплота згоряння умовного палива (29,3 МДж/кг).

Умовне паливо — це певний стандартний вид представлення палива, який використовують для порівняння різних видів палива за їхньою теплотою згоряння. Що допомагає з оцінкою енергетичної ефективності і кількості тепла, яку можна отримати від спалювання різних видів палива.

Втрата палива за один пуск визначається шляхом поділу фази пуску на окремі частини, де визначається споживання палива, тепла та електричної енергії і враховується електроенергія, що генерується в процесі навантаження блоку.

Повна витрата тепла на пуск енергоблоку:

$$Q = Q_n + Q_m + Q_{en} \quad (2.2)$$

де Q_n – тепло палива, що витрачається на пуск енергоблоку, Q_m – тепло пари від зовнішнього джерела, $Q_{en} = E_{en} q_{en}$ – тепло власних потреб.

Рівняння для знаходження пускових втрат палива :

$$\Delta B_i = \Delta B_i^T + \Delta B_i^p + \Delta B_i^e + \Delta B_i^{кор} \quad (2.3)$$

де $\Delta B_i^T, \Delta B_i^p, \Delta B_i^e$ – використане на i -му етапі пуску або розхолодження тепло від стороннього джерела, паливо і електроенергія на власні потреби в паливному еквіваленті (т.у.п.), $\Delta B_i^{кор}$ – паливо, еквівалентне корисній

електроенергії (виданій в мережу в процесі розхолодження, навантаження і стабілізації при пуску).

Етап пуску при вимкненому в мережу турбогенератору $\Delta B_i^{\text{кор}} = 0$. $\Delta B_i^e = 0$, при режимах розхолодження, навантаження і стабілізації при пуск, це спричинено тим, що витрати електроенергії на власні потреби входять в величину $\Delta B_i^{\text{кор}}$.

Формула для розрахунку паливної складової втрат:

$$\Delta B_i^{\text{п}} = \frac{G_i^{\text{нп}} Q_{\text{н}}^y}{Q_y^y} \quad (2.4)$$

де $G_i^{\text{нп}}$ – кількість спаленого на і-му етапі натурального палива,

$Q_{\text{н}}^y$ – нижча теплота згоряння натурального палива.

Рівняння для визначення втрат тепла пари від стороннього джерела в еквіваленті умовного палива :

$$\Delta B_i^{\text{т}} = \frac{G_i^{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) \xi_{\text{п}}}{\eta_{\text{к}}^{\text{н}} Q_y^y} \quad (2.5)$$

де $G_i^{\text{п}}$ – споживання пари від стороннього джерела,

$h_{\text{п}}, h_{\text{к}}$ – ентальпії пари і її конденсату після використання,

$\xi_{\text{п}}$ – коефіцієнт цінності тепла сторонньої пари,

$\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$ – ККД нетто котельної установки, що виробляє споживану пару.

Споживання електроенергії на привід механізмів обладнання на власні потреби розраховується за формулою:

$$\Delta B_i^e = E_i^{\text{вп}} b_0^e \quad (2.6)$$

де $E_i^{\text{вп}}$ – затрати електроенергії на власні потреби,

b_0^e – питома витрата умовного палива енергоблоку.

Розрахунок кількості тепла, необхідного для генерації електроенергії, при розхолоджуванні і пуску на i -му етапі за усталених умов роботи відбувається за формулою:

$$\Delta B_i^{\text{кор}} = (N_i^{\text{сер}} \tau_i - E_i^{\text{вп}}) b_i^{\text{вп}} \quad (2.7)$$

де $N_i^{\text{сер}}$ – середня за i -тий період електрична потужність,
 τ_i – тривалість i -ого періоду розхолодження або пуску,
 $b_i^{\text{вп}}$ – питома витрата умовного палива на відпущену електроенергію при середній на i -му етапі електричній потужності.

Для визначення втрат умовного палива для кожного етапу розхолодження, що враховує відхилення параметрів пари від номінальних значень використовується формула:

$$\Delta B_i^{\text{пар}} = b_i^{\text{ен}} (N_i^{\text{сер}} - N_i^{\text{вп}} - N_i^{\text{ЖЕН}}) (\alpha Q_j) \tau_i \quad (2.8)$$

де $N_i^{\text{сер}}$ – середня потужність на клеммах генератора,
 $N_i^{\text{вп}}$ – потужність механізмів власних потреб,
 $N_i^{\text{ЖЕН}}$ – потужність споживана живильним електронасосом,
 αQ_j – поправки витрат тепла, що враховують відхилення тиску, температуру свіжої пари, температуру пари проміжного перегріву.

Під час утилізації тепла пари за допомогою швидкодіючої редуційно-охолоджувальної установки виникають втрати умовного палива, що розраховуються:

$$\Delta B_i^{\text{ШРОУ}} = b_i^{\text{ен}} (N_{\text{min}}^{\text{T}} - N_{\text{min}}^{\text{вп}} - N_{\text{min}}^{\text{ЖЕН}}) \tau_i \left[1 - \frac{N_i^{\text{сер}} (1 + \alpha Q_j)}{N_{\text{min}}^{\text{T}}} \right] \quad (2.9)$$

де $N_{\text{min}}^{\text{T}}$ – потужність генератора,

$N_{min}^{вп}$ – потужність механізмів власних потреб,

$N_{min}^{ЖЕН}$ – потужність ЖЕН.

Даними потужностями є значення при роботі котла на технічному мінімумі.

Під час обігріву фланців та шпильок ЦВТ і ЦСТ турбіни відбувається подача пари в дані області, що в свою чергу також супроводжується втратами умовного палива і для розрахунку даних втрат використовується:

$$\Delta B_i^{обігр} = b_i^{ен} \frac{N_i^{сер}}{N_{ном}^T} (\Delta W^{ЦВТ} \tau_i^{ЦВТ} + \Delta W^{ЦСТ} \tau_i^{ЦСТ}) \quad (2.10)$$

де $N_{ном}^T$ – потужність енергоблока при номінальних параметрах роботи,

$\Delta W^{ЦВТ}$, $\Delta W^{ЦСТ}$ – зниження потужності турбіни при ввімкненні обігріву шпильок ЦВТ і ЦСТ.

Робота котла під час розтопного режиму та при роботі на мінімальних навантаженнях характеризується зменшенням його ККД, враховуючи це будуть виникати втрати умовного палива, що розраховуються:

$$\Delta B_i^{ККД} = b_i^{ен} (N_{min}^T - N_{min}^{вп} - N_{min}^{ЖЕН}) \frac{\Delta \eta_k^{бр}}{\eta_k^{бр}} \tau_i \quad (2.11)$$

де $\Delta \eta_k^{бр}$ – зниження ККД котла бруто на розтопному навантаженні.

Цикл роботи, що включає в себе зупинку енергоблока, розхолодження обладнання і подальший пуск після певного простою, характеризується значними втратами умовного палива і для полегшення розрахунків його можна розбити на шість етапів:

- 1) простій енергоблоку;
- 2) етап підготовки до пуску;
- 3) розтопка котла та робота до поштовху ротора;
- 4) вихід валопроводу до холостого ходу турбіни;
- 5) навантаження турбіни;

б) стабілізація теплового стану.

Основною методикою розрахунку втрат для етапів 1-4 є розрахунок за допомогою коефіцієнтів втрат:

$$\Delta B_i^{1-4} = (K_i^{\text{п}} + K_i^{\text{е}} + K_i^{\text{т}})\tau_i + K_i^{\text{ЖЕН}}\tau_i^{\text{ЖЕН}} + K_i^{\text{ЖТН}}\tau_i^{\text{ЖТН}} + K_i^{\text{ТПД}}\tau_i^{\text{ТПД}} + K_i^{\text{Д}}\tau_i^{\text{Д}} \quad (2.12)$$

де $K_i^{\text{п}}$ – коефіцієнти втрат по паливній складовій,

$K_i^{\text{е}}$ – коефіцієнти втрат електроенергії власних потреб,

$K_i^{\text{т}}$ – коефіцієнти втрат пари стороннього джерела,

$K_i^{\text{ЖЕН}}$ – коефіцієнти втрат електроенергії на привід живильного електронасосу,

$K_i^{\text{ЖТН}}$ – коефіцієнти втрат пари на привід живильного турбонасосу,

$K_i^{\text{ТПД}}$ – коефіцієнти втрат турбоповітродувки,

$K_i^{\text{Д}}$ – коефіцієнти втрат деаерацію живильної води.

Для етапів 5 і 6 розрахунок втрат умовного палива проводиться за допомогою рівняння:

$$\Delta B_i^{5-6} = K_i^{\text{нагр(стаб)}}\tau_i^{\text{нагр(стаб)}} \quad (2.13)$$

де $K_i^{\text{нагр(стаб)}}$ – коефіцієнти втрат палива через нестаціонарність режимів при навантаженні або стабілізації.

2.4. Математична модель розрахунку ресурсних показників енергетичного обладнання на базі дослідження його теплового та напруженого стану під час експлуатації

2.4.1. Математична модель дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130

З метою визначення розподілу термічних напружень в роторі середнього тиску, вирішується задача нестационарної теплопровідності, яка в загальному випадку може бути описана рівнянням [76]:

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (2.14)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності сталі, c – питома теплоємність, γ – питома вага, що є функціями температури T і координат при початкових умовах $T_0 = T(r, z, \theta, 0)$, r, z, θ – циліндричні координати, τ – розрахунковий час.

Для вирішення цієї задачі на всіх поверхнях ротора задаються граничні умови теплообміну *II* і *III* роду. Граничні умови *II* роду задаються по тепловому потоку на поверхні ротора:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f(r, z, \theta, \tau), \quad (2.15)$$

Граничні умови *III* роду описують закономірності конвективного теплообміну між паровим середовищем та зовнішньою поверхнею металу ротора [77]:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{\text{сер}} - t_{\text{пов}}), \quad (2.16)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, $t_{\text{сер}}$ – температура парового середовища, $t_{\text{пов}}$ – температура зовнішньої поверхні ротора.

Визначення граничних умов теплообміну є складною задачею, яка потребує ретельного аналізу проточної частини турбіни як за стаціонарних, так і за змінних режимів роботи. Для цього необхідно застосовувати спеціальні експериментальні рівняння подібності, які суттєво різняться для різних поверхонь ротора.

Отриманий розподіл температур у будь-який момент часу, встановлений під час досліджень, надалі використовується як граничні умови для розрахунків напружено-деформованого стану ротора. Також враховуються вплив відцентрових сил, дія маси робочих лопаток та інші подібні фактори. Щодо тиску парового середовища на зовнішню поверхню ротора, то він не розглядався через його відносно невелику величину для даного об'єкта, яка становить від 0,36 до 2,2 МПа.

Оскільки ротор є осесиметричним, дослідження його теплового та напружено-деформованого стану виконано у двовимірній постановці.

Система диференціальних рівнянь рівноваги для даного випадку має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} + \rho X_r = 0, \\ \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} + \rho X_z = 0, \end{cases} \quad (2.17)$$

де σ – компоненти напружень в основному металі, ρ – густина сталі, X_r , X_z – компоненти вектору густини масової сили.

Співвідношення закону Гука, записані через деформації мають вид:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\theta\theta}) + \varepsilon_{rr} \right), \\ \sigma_{zz} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\theta\theta}) + \varepsilon_{zz} \right), \\ \sigma_{\theta\theta} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\theta\theta}) + \varepsilon_{\theta\theta} \right), \\ \sigma_{rz} = \frac{E}{2(1+\nu)} \varepsilon_{rz}. \end{cases} \quad (2.18)$$

де E – модуль пружності сталі, ν – коефіцієнт Пуассона, ε – компоненти деформації основного металу.

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

Ресурсні характеристики енергетичного обладнання визначаються статичними та циклічними механізмами пошкодження, які встановлюють граничний час експлуатації металу та максимально допустиму кількість циклів запуску.

Для подальших розрахунків необхідно визначити допустиму кількість пусків. Число циклів навантаження до утворення тріщин визначається на основі експериментальних кривих малоциклової втоми, отриманих під час випробувань зразків на розтяг-стискання за умов жорсткого симетричного циклу при постійній температурі. При цьому вибирається менше з двох значень:

$$N_d = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.19)$$

де N_1 , N_2 – кількість циклів навантаження, відповідних кривим малоциклової втоми для амплітуд інтенсивності деформації $\varepsilon_{a.пр.}$ та $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a.пр.}$;

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

Розрахунок приведеної до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформації відбувається за рівнянням:

$$\varepsilon_{a.пр.} = \frac{1+\nu}{1,5 \cdot E} (C \cdot \sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N) \quad (2.20)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності сталі;

C – коефіцієнт поточного числа циклів;

σ_a – амплітуда інтенсивності напружень:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.21)$$

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

σ_N – межа втомлюваності сталі при несиметричному навантаженні, що відповідає певному пусковому режиму:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1} \cdot 1 + r}{\sigma_B \cdot 1 - r}} \quad (2.22)$$

σ_B – межа міцності сталі на розтяг. В умовах відсутності експериментальних даних, можна прийняти на рівні:

$$\sigma_B = \frac{\sigma_{-1}}{0,4}; \quad (2.23)$$

r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження;

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

Зі зростанням температури в номінальному режимі експлуатації починає проявлятися повзучість матеріалу. У такому випадку для визначення допустимої кількості циклів використовується відповідне рівняння, яке враховує вплив повзучості на ресурси матеріалу:

$$N_d = \left[1 - \left| \frac{1,25 \cdot \sigma^c}{\sigma_{д.м.}} \right|^q \right] \cdot \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.24)$$

де σ^c – напруження в області, що вивчається, за умови постійної повзучості;

$\sigma_{д.м.}$ – граничне значення міцності довготривалого навантаження відповідно

до визначених технічних умов на певний момент часу;

q – показник степені в рівнянні довготривалої міцності:

$$t = B \cdot \sigma^{-q} \quad (2.25)$$

Сумарне пошкодження, що накопичене в металі роторів визначається з використанням гіпотези Пальмгрена-Майнера за рівнянням виду:

$$\Pi' = \Pi'_{\text{ст}} + \Pi'_{\text{ц}} \quad (2.26)$$

де $\Pi'_{\text{ст}}$, $\Pi'_{\text{ц}}$ – статичне та циклічне пошкодження, накопичена в досліджуваній зоні ротора на момент дослідження допустимості продовження строку експлуатації;

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

$$[\tau]_{\text{зал}} = \frac{1-\Pi'}{\Pi''_{\text{г}}} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} \quad (2.27)$$

де $\Pi''_{\text{г}}$ – прогнозоване на наступний за оцінкою період експлуатації осереднене годинне пошкодження (швидкість вичерпання ресурсу), яка буде накопичуватись в досліджуваній зоні ротора при чергуванні q'' типів сталих режимів та k'' типів циклів з різними циклічними навантаженнями.

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

t'_{pj} – час до настання граничного стану під дією еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{ej})_{\text{max}}$ при температурі металу T'_j ;

n'_l – число циклів l -го типу;

$N'_{pl} = N_{\text{д}}$ – 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} .

Висновки до розділу 2

1. Об'єктом дослідження є конденсаційна парова турбіна типу К-200-130 без регулюючого відбору пари з одним проміжним перегрівом пари, номінальною потужністю 200МВт, з числом обертів 3000 об/хв. Яких в Україні експлуатується 37 енергоблоків.

2. Класифікація пускових режимів роботи теплоенергетичного обладнання ТЕС відбувається в залежності температури металу перед пуском устаткування. В якості визначальної температури, як правило, приймається температура металу в першому ступені циліндра високого і середнього тиску, паровпускних патрубків або ж фланців паровпускної області. Існує 3 типи пусків: з холодного стану ($t_m < 150$ °С), з неостиглого стану ($t_m = 150 - 400$ °С), з гарячого стану ($t_m > 400$ °С).

3. Представлено математичну модель розрахунку пускових втрат пилувугільного енергоблоку, що ґрунтується на енергетичних та матеріальних балансах, а також деяких методичних рекомендаціях галузевих нормативних документів. Пропонується розділити пусковий режим роботи на 6 основних етапів та визначити значення втрат теплової та електричної енергії, а також натурального палива протягом кожного з етапів: простій енергоблоку; підготовка до пуску; розтопка котла та робота до поштовху ротора; вихід валопроводу до частоти холостого ходу; навантаження турбіни; стабілізація теплового стану.

4. Визначення граничних умов теплообміну є складною задачею, яка потребує ретельного аналізу проточної частини турбіни як за стаціонарних, так і за змінних режимів роботи. Для цього необхідно застосовувати спеціальні експериментальні рівняння подібності, які суттєво різняться для різних поверхонь ротора. З метою дослідження теплового та напруженого стану елементів

енергетичного обладнання, представлено математичну модель нестационарної теплопровідності, силової рівноваги і деформації твердих тіл. Дослідження ресурсних показників пропонується вести у відповідності до гіпотези Пальмгрена-Майнера на основі оцінки темпів накопичення пошкодження в основному металі за статичними та циклічними механізмами.

РОЗДІЛ 3

СИСТЕМА ОЦІНКИ І ПРОГНОЗУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС ДЛЯ МІНІМІЗАЦІЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА

3.1. Оцінка еквівалентних втрат палива при пуску енергоблоку 200 МВт з різних теплових станів

Однією з основних задач при визначенні найбільш економічно раціональних режимів експлуатації блоків ТЕС є встановлення кількості енергетичних втрат як для пускових режимів з різного типу пуску так і при стаціонарному режимі роботи. Використовуючи методику, що описується в цій роботі в розділі 2.3, було визначено дані параметри.

Розрахунки проведені для енергоблоку потужністю 200 МВт з енергетичним котлом ТП-100 та паровою турбіною К-200-130. Визначення основних параметрів режиму роботи було здійснено з використанням карти пусків, що надана однією з генеруючих компаній України. Енергія $E_{\text{ХС}}, E_{\text{ГС}}, E_{\text{НС}}$, що генерується під час кожного пуску визначається за допомогою графіків навантаження енергоблоку при пуску з холодного, неостиглого та гарячого станів відповідно (рис. 3.1).

Провівши дані розрахунки встановлено, що пускові перевитрати умовного палива енергоблока з турбіною К-200-130 при пуску з різних теплових станів складає:

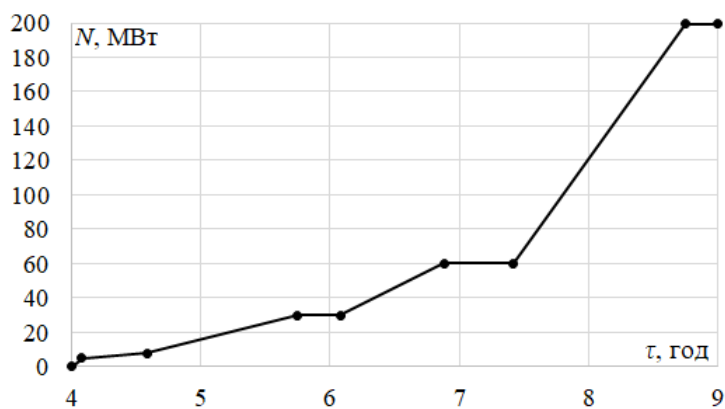
- з холодного стану металу ($t_m < 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$) $\Delta B_{\text{ХС}} = 90,7 \text{ т.у.п.};$
- з неостиглого стану металу ($t_m = 150\text{-}250 \text{ }^{\circ}\text{C}$) $\Delta B_{\text{НС}} = 77,2 \text{ т.у.п.};$
- з гарячого стану металу ($t_m > 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$) $\Delta B_{\text{ГС}} = 59,6 \text{ т.у.п.}$

При роботі на номінальному режимі за 1 годину абсолютні витрати умовного палива можна визначити так:

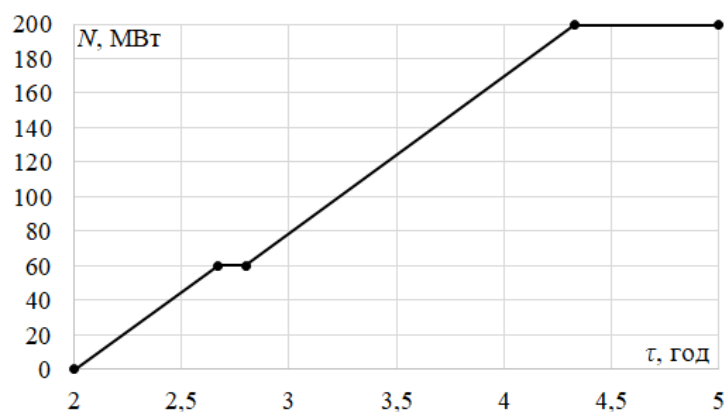
$$B_1 = \frac{N}{q_y^y \cdot \eta_c} \quad (3.1)$$

де η_c – ККД енергоблоку потужністю 200 МВт.

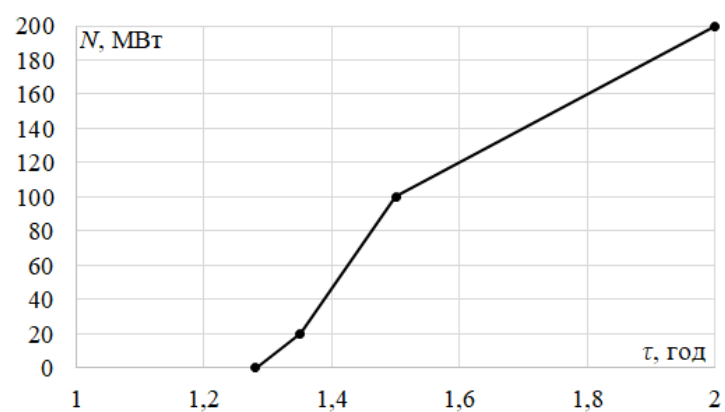
Встановлено, що за 1 годину роботи на номінальному режимі даний енергоблок використовує $B_1 = 64,7$ т.у.п.



а)



б)



в)

Рис. 3.1 Графік-завдання навантаження турбіни при пусках з холодного стану (а), неостиглого стану (б), гарячого стану (в)

Враховуючи необхідність встановлення кількості енергії, що видається в мережу під час пуску, значення даного показника були отримані в результаті інтегрування кривої навантаження турбогенератора (рис. 3.1):

$$- E_{\text{ХС}} = 326880 \text{ кВт}\cdot\text{год};$$

$$- E_{\text{НС}} = 260800 \text{ кВт}\cdot\text{год};$$

$$- E_{\text{ГС}} = 84700 \text{ кВт}\cdot\text{год}.$$

3.2. Порівняння отриманих результатів з роботами інших авторів

Отримана під час розрахунків перевитрата палива при роботі на пускових режимах, повинна пройти певну верифікацію, що включає в себе перевірку точності і достовірності результатів. Адже дана характеристика є важливим аспектом ефективності роботи енергетичного обладнання при пусках з різних станів, тому верифікація цих даних необхідна для оцінки їх відповідності до існуючих стандартів та практичних результатів. В роботі [75] виконано розрахункову оцінку перевитрат умовного палива для різних енергоблоків ТЕС, в тому числі моноблоків потужністю 200 МВт з барабанними котлами, до яких відноситься і котел ТП-100. Результати порівняльного аналізу представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Порівняльний аналіз пускових перевитрат палива для енергоблоків 200 МВт з барабанними котлами

Тип пуску	Розрахункова перевитрата палива, т.у.п.	Аналогічні дані з роботи [75], т.у.п.	Розбіжність, т.у.п.	Розбіжність, %
Холодний стан	90,7	88,1	2,6	2,95
Неостиглий стан	77,2	75,8	1,4	1,85
Гарячий стан	59,6	60,7	1,1	1,81

Проаналізувавши вищенаведені перевитрати палива при пускових режимах моноблоку 200 МВт приходимо до висновку, що отримані результати відповідають тенденціям, що представлені в науковій праці авторів [75]. Розбіжності між результатами складають 2-3 %. Врахуючи дану розбіжність можна вважати результати розрахунків достовірними та придатними для подальшої раціоналізації режимів роботи енергоблоків.

3.3. Оцінка та прогнозування раціональних режимів роботи енергоблоку 200 МВт для мінімізації середньорічної витрати палива

Після проведення розрахунку втрат енергії під час пускових та номінальних режимів роботи енергоблоку ТЕС є можливість задля раціоналізації експлуатації енергообладнання використати систему стратегічного планування. Основним моментом при мінімізації даних втрат, є процес вирішення та постановки задачі оптимізації, яка спрямована на знаходження такого розподілу параметрів роботи енергоблоку, що задовільняють потреби.

Питома витрата умовного палива b_y в подальшому буде використовуватися як цільова функція задачі оптимізації. Враховуючи комплексні чинники ефективності генерації електричної енергії, b_y можна вважати дуже інформативною та узагальнюючою функцією:

$$b_y(\vec{x}) \rightarrow \min_{\vec{x} \in \bar{X}} b_y(\vec{x}) \quad (3.1)$$

В якості розв'язку даної задачі буде таке значення $\vec{x}^{opt} \in \bar{X}$, що $b_y(\vec{x}^{opt}) \geq b_y(\vec{x})$ при всіх $\vec{x} \in \bar{X}$ [78].

Тобто:

$$b_y(\vec{x}^{opt}) = \min_{\vec{x} \in \bar{X}} b_y(\vec{x}) \quad (2.3)$$

$$N_{X \text{ мін}} \leq |\bar{X}| \leq N_{X \text{ макс}} \quad (3.3)$$

де \vec{x} – вектор режимних параметрів, які впливають на b_y ;

\bar{X} – область існування вектору \vec{x} ;

$N_{X \text{ мін}}, N_{X \text{ макс}}$ – межі існування складових вектору \vec{x} .

При розв’язуванні даної задачі, було обрано основні компоненти вектору \vec{x} , так звані фактори оптимізації:

$$1) t_{\text{мін}} \leq t_i \leq t_{\text{макс}}$$

$t_{\text{мін}}$ – мінімальний час роботи енергоблоку протягом року;

$t_{\text{макс}}$ – максимальний час роботи енергоблоку протягом року.

$$2) n_{\text{мін}} \leq n_j \leq n_{\text{макс}}$$

$n_{\text{мін}}$ – мінімальне сумарне число пусків з різних станів протягом 1 року;

$n_{\text{макс}}$ – максимальне сумарне число пусків з різних станів протягом 1 року.

$$3) XC_{\text{мін}} \leq XC_k \leq XC_{\text{макс}}$$

$XC_{\text{мін}}$ – мінімальна доля пусків з холодного стану від загального числа;

$XC_{\text{макс}}$ – максимальна доля пусків з холодного стану від загального числа.

$$4) GC_{\text{мін}} \leq GC_l \leq GC_{\text{макс}}$$

$GC_{\text{мін}}$ – мінімальна доля пусків з гарячого стану від загального числа;

$GC_{\text{макс}}$ – максимальна доля пусків з гарячого стану від загального числа.

$$5) HC_{k,l} - \text{доля пусків з неостиглого стану від загального числа.}$$

Даний фактор оптимізації є залежним від XC_k та GC_l та визначається за формулою:

$$HC_{k,l} = 1 - (GC_l + XC_k) \quad (3.5)$$

Взявши до уваги дані фактори рівняння для знаходження середньорічної витрати умовного палива енергоблоку ТЕС можна модифікувати та представити у вигляді [78]:

$$b_{y i,j,k,l} = \frac{B_1 \cdot t_i + \Delta B_{HC} \cdot n_j \cdot (1 - (XC_k + \Gamma C_l)) + \Delta B_{XC} \cdot n_j \cdot XC_k + \Delta B_{\Gamma C} \cdot n_j \cdot \Gamma C_l}{N \cdot (t_i - \Sigma t_{TS}) + E_{HC} \cdot n_j \cdot (1 - (XC_k + \Gamma C_l)) + E_{XC} \cdot n_j \cdot XC_k + E_{\Gamma C} \cdot n_j \cdot \Gamma C_l} \quad (3.6)$$

де N – потужність енергоблоку на номінальному режимі роботи;

t_i – число годин роботи протягом року;

n_j – кількість пусків протягом року;

ΓC_l , XC_k – доля пусків з гарячого та холодного станів відповідно;

Σt_{TS} – час, що витрачається на всі пускові режими.

В рівнянні (3.6) в чисельнику представлено загальну витрату умовного палива під час всіх режимів роботи енергообладнання. Тобто це як під час роботи на номінальному режимі протягом певного часу t_i , так і всі перевитрати палива під час кожного типу пуску. Знаменник являє собою загальну кількість енергії, яку генерує енергоблок під час номінального і пускових режимів роботи.

Враховуючи те, що енергосистема не може працювати стабільно протягом року, в експлуатації можна виділити два головних та абсолютно протилежних методи експлуатації енергообладнання, а саме повністю базовий режим роботи і протилежний йому повністю піковий.

Повністю базовий режим роботи характеризується такими ознаками: $t_i \rightarrow t_{\max}$ тобто напруцювання енергоблоку максимальне, але в свою чергу дана стратегія супроводжується мінімальною кількістю пусків на рік $n_j \rightarrow n_{\min}$. Враховуючи цю обставину, відсоток пусків з холодного стану буде переважати над долею пусків з неостиглого та гарячого станів $XC_k \rightarrow XC_{\max}$.

У повністю піковому режимі роботи енергоблок має мінімальне напруцювання $t_i \rightarrow t_{\min}$, проте у даному випадку кількість пусків, навпаки, максимальна $n_j \rightarrow n_{\max}$. Даний аспект призводить до того, що доля пусків з холодного буде мінімальною – $XC_k \rightarrow XC_{\min}$.

Між даними стратегіями роботи існує велика кількість інших варіацій роботи енергоблоків з різними значеннями режимних параметрів t_i , n_j , XC_k , ΓC_l серед яких існує раціональний розподіл, при роботі на якому витрати є мінімальними.

Врахувавши дану інформацію, рівняння для розрахунку середньорічної питомої витрати умовного палива (3.6) можна переписати у даному вигляді:

$$b_{y i, j} = \frac{B_1 \cdot t_i + n_i [XC_i \cdot \Delta B_{XC} + XC_i \cdot \Gamma C_j \cdot \Delta B_{\Gamma C} + XC_i \cdot (1 - \Gamma C_j) \cdot \Delta B_{HC}]}{N \cdot [t_i - \Sigma t_{i, j}^{TS}] + n_i [XC_i \cdot E_{XC} + XC_i \cdot \Gamma C_j \cdot E_{\Gamma C} + XC_i \cdot (1 - \Gamma C_j) \cdot E_{HC}]} \quad (3.7)$$

$$\Sigma t_{i, j}^{TS} = n_i [XC_i \cdot t_{XC} + XC_i \cdot \Gamma C_j \cdot t_{\Gamma C} + XC_i \cdot (1 - \Gamma C_j) \cdot t_{HC}] \quad (3.8)$$

$$n_i = (n_{\min} - n_{\max}) \frac{t_i - t_{\min}}{t_{\max} - t_{\min}} + n_{\max} \quad (3.9)$$

$$XC_i = (XC_{\max} - XC_{\min}) \frac{t_i - t_{\min}}{t_{\max} - t_{\min}} + XC_{\min} \quad (3.10)$$

де t_{XC} , $t_{\Gamma C}$, t_{HC} – час пуску енергоблоку з холодного, гарячого та неостиглого станів відповідно.

Використовуючи представлену вище розрахункову модель, було проведено раціоналізацію режимів роботи енергоблоку 200 МВт з котлами ТП-100, які дозволяють мінімізувати середньорічну питому витрату умовного палива при експлуатації (рис. 3.2).

Значення меж варіювання режимних параметрів обрані наступним чином:

- 1) середньорічне напруження енергоблоку t_i змінюється від 2000 до 6500 годин на рік;
- 2) річна кількість пусків n_i від 20 до 75 разів;
- 3) частка пусків з холодного стану металу XC_i від 0,3 до 0,8;
- 4) доля пусків з гарячого стану в межах частки пусків з гарячого та неостиглого станів ΓC_j змінюється від 0 до 1.

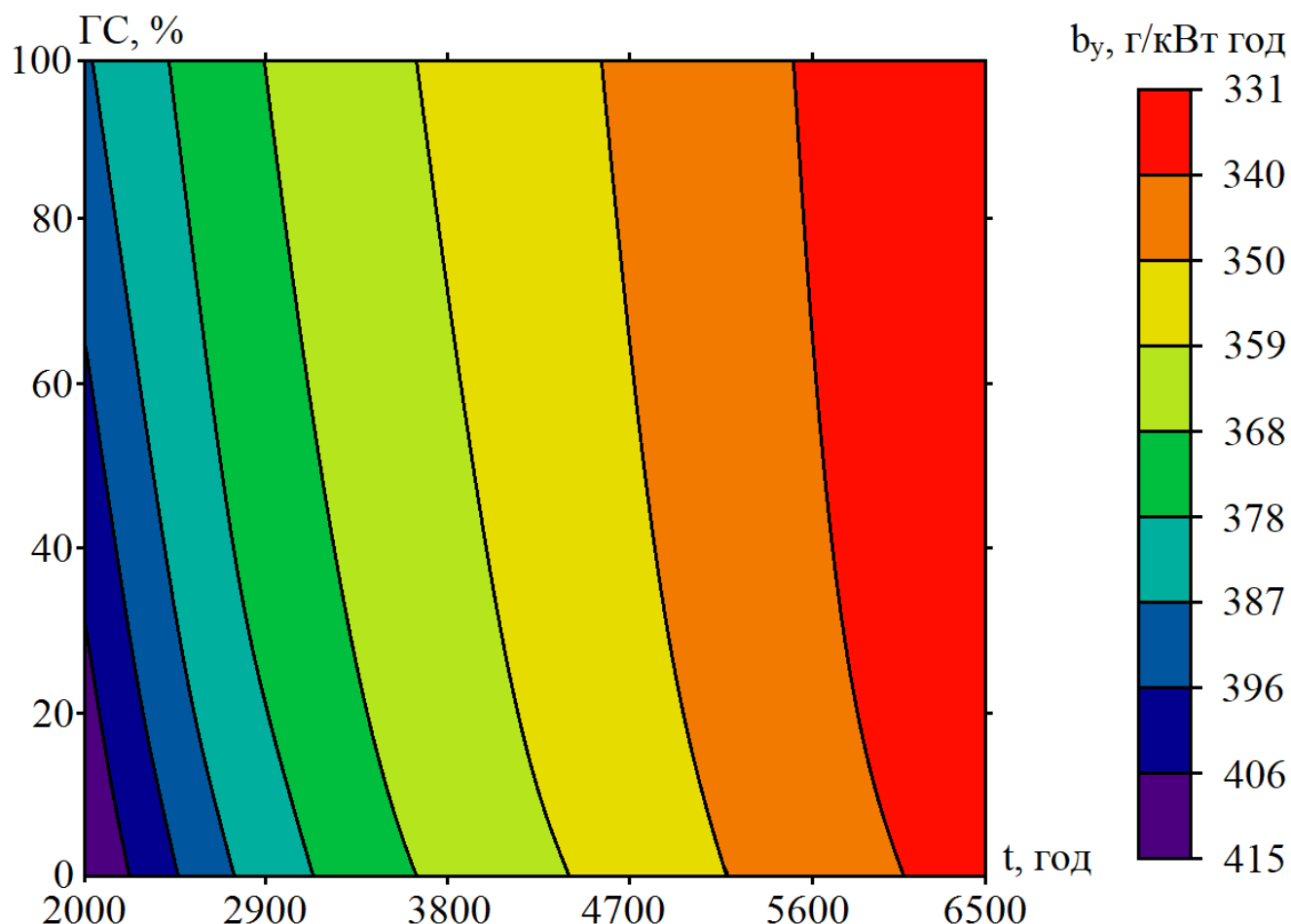


Рис. 3.2 Діаграма середньорічної питомої витрати умовного палива енергоблоку 200 МВт в залежності від його режимних параметрів

Проаналізувавши отримані дані (рис. 3.2) слід відмітити, що найбільш ефективними режимами роботи енергоблоку потужністю 200 МВт, які забезпечують найменшу середньорічну питому витрат умовного палива є:

- 1) $t_i = 5500-6500$ год/рік;
- 2) $n_i = 20-32$ рік⁻¹;
- 3) $XC_i = 0,69-0,8$, $ГС_j = 0,15-0,26$, $HC_{i,j} = 0,05-0,11$.

При роботі в даному діапазоні, питома витрата умовного палива складає близько 331-340 г.у.п./кВт·год. При цьому максимальна різниця між найбільш і найменш економічно вигідними режимами становить близько 20 %, або якщо це перевести в абсолютні величини – 84 г.у.п./кВт·год.

Слід зазначити, що оптимальний режим роботи енергоблока є близьким до повністю базового, що є логічною обставиною, яка зумовлена тим, що при роботі в такому режимі суттєво менші пускові перевитрати палива. Це призводить до зниження середньорічної питомої витрати умовного палива.

Також, варто відмітити, що існують деякі фактори, які зумовлюють відхід від даного режиму, зокрема це функціонування енергосистеми і випадкові обставини. І враховуючи це, експлуатація енергоблоку виключно в повністю базовому режимі є неможливою. Тому між раціоналізацією витрат палива і реалістичними умовами роботи потрібно шукати той режим який задовільнить умови, що виникають в процесі експлуатації.

Окремо необхідно враховувати те, що результати отримані в процесі розрахунків витрат палива є в певній мірі ідеалізованими і базуються на принципі ідеальної роботи та відсутності помилок в експлуатації. В реальних умовах можуть виникати різні невідомі фактори та непередбачені обставини, що можуть вплинути на витрати палива. Тому важливо забезпечити надійний і безпечний робочий режим енергоблоку, дотримуючись всіх необхідних норм та стандартів експлуатації.

Хоч отримані результати є дещо очікуваними, варто зауважити, що отримана діаграма середньорічної питомої витрати умовного палива енергоблоку 200 МВт (рис. 3.2) має велике прикладне значення, оскільки дозволяє оцінити рівень економічності роботи енергоблоку при плануванні стратегії його експлуатації на майбутні періоди з врахуванням ступеня залучення обладнання до режимів маневреної роботи.

Висновки до розділу 3

1. Аналіз пускових перевитрат палива при пусках енергоблоку 200 МВт з різних теплових станів показав, що найбільші значення даного критерію спостерігаються при пусках із холодного стану (90,7 т.у.п.), тоді як з неостиглого (77,2 т.у.п.) та гарячого стану (59,6 т.у.п.) ці показники зменшуються, показники кількості енергії, що видається в мережу під час пуску мають аналогічну

тенденцію, а саме при пуску з холодного стану $E_{\text{ХС}} = 326880$ кВт·год, з неостиглого $E_{\text{НС}} = 260800$ кВт·год і з гарячого $E_{\text{ГС}} = 84700$ кВт·год, головною причиною даних відмінностей є те, що різниця час під час якого відбувається навантаження турбіни.

2. Порівняння отриманих перевитрат палива при роботі енергоблоку 200 МВт на пускових режимах підтвердило достовірність отриманих результатів, оскільки розбіжності з аналогічними даними лише 2-3%, що цілком відповідає нормам точності та може свідчити про адекватність методики розрахунків для подальшої раціоналізації роботи енергоблоків.

3. Здійснено планування раціональних режимів експлуатації енергоблоку 200 МВт з метою скорочення середньорічної витрати палива. Для цього встановлено раціональні комбінації параметрів режиму роботи енергоблоку, які забезпечують мінімізацію витрат умовного палива та збільшують ефективність його роботи в контексті різних умов експлуатації. В якості цільової функції процесу оптимізації використовується питома витрати умовного палива b_y . Враховуючи комплексні чинники ефективності генерації електричної енергії, b_y можна вважати дуже інформативною функцією, що включає в себе велику кількість факторів.

4. Найефективнішим режимом роботи блоку потужністю 200 МВт відбувається при числі годин експлуатації енергоблоку $t_i = 5500-6500$ год/рік; річній кількості пусків $n_i = 20-32$ рік⁻¹; долі пусків з холодного стану металу $XC_i = 0,69-0,8$, з гарячого стану $ГС_j = 0,15-0,26$, з неостиглого стану $HC_{i,j} = 0,05-0,11$. При роботі в даному діапазоні режимних параметрів, витрата умовного палива складає близько 331-340 г.у.п./кВт·год. Відмінність між максимально раціональним та нераціональним режимами складає 20 % (перевитрата 84 г.у.п./кВт·год).

РОЗДІЛ 4

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕСУРСООЩАДНИХ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБІНИ К-200-130 НА БАЗІ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЇЇ РОТОРА

4.1. Розробка тривимірного аналогу об'єкта дослідження

В процесі експлуатації тепломеханічного обладнання, а зокрема його частих пусків, зупинок і роботи в стаціонарному режимі конструктивні елементи (виїмки, канавки, галтелі, отвори, тощо) піддаються значному тепломеханічному навантаженню, в результаті чого вони можуть мати пошкодження пов'язані із повзучістю і втомою металу. Даний аспект набирає більшої ваги враховуючи зростаючу долю пусків-зупинок обладнання великої потужності, що викликає занепокоєння щодо безпечної роботи роторів парових турбін.

Для подальшого безпечного експлуатування проводять розрахунок довговічності експлуатації на базі термонапруженого стану.

У відповідності до [79] проведення розрахунку теплового і напружено-деформованого стану розпочинається зі створення тривимірного аналогу об'єкта дослідження.

Враховуючи, це було виконано побудову геометричної моделі в програмному комплексі САПР «SolidWorks» [80] ротора середнього тиску парової турбіни К-200-130 (рис. 4.1). Головним його призначенням є перетворення енергії пари середнього тиску на механічну енергію обертання генератора, в результаті чого і відбувається вироблення електроенергії.

Варто зазначити, що даний ротор є складною високотехнологічною частиною турбіни, що працює більшість свого часу в екстремальних умовах. А тому його показники надійності та ефективності впливають на роботу всієї енергетичної установки.

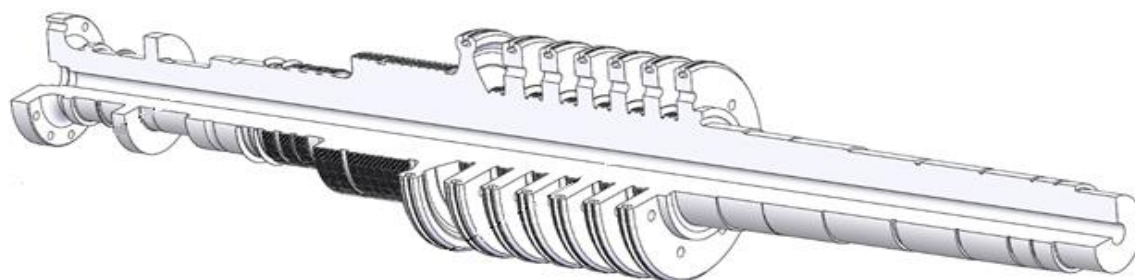


Рис. 4.1. Геометрична модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Оскільки найбільш навантаженою та високотемпературною областю ротора середнього тиску турбіни К-200-130 є зона регулюючого ступеня, його розрахункову модель було скорочено з метою раціоналізації обсягів розрахунку [81]. Розглядається частина ротора від середини шийки валу в зоні опорно-упорного підшипника до диску 5-го ступеня (рис. 4.2) .

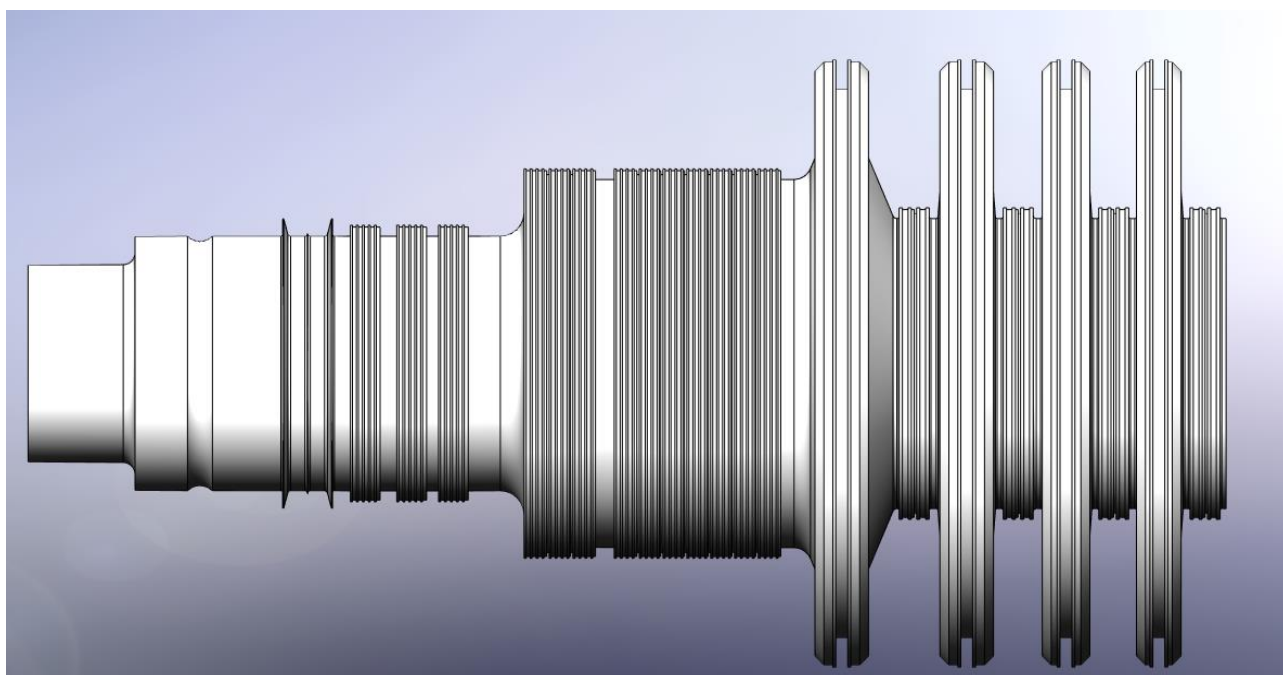


Рис. 4.2. Геометрична модель досліджуваної області ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Спираючись на побудований ротор середнього тиску турбіни К-200-130, можна перейти до вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності для

різних режимів роботи турбіни, включаючи номінальний режим, і три види пусків з різних теплових станів: гарячого, холодного і неостиглого. Кожен з цих видів експлуатації буде характеризуватися різними граничними умовами теплообміну на поверхні ротора середнього тиску.

Відповідно до розділу 2.4 в якому описана математична модель, що використовується для розрахунків в подальшому, граничні умови задаються для окремих областей даного ротору.

Розрахункова модель ротора була дискретизована на 55 тис. скінченних елементів трикутного типу (рис. 4.3). Щільність розрахункової сітки істотно збільшена для всієї зовнішньої поверхні ротора [82]. В основу даного рішення було прийнято, те що найбільші значення цільових властивостей (температур, градієнтів температур та напружень) спостерігаються на поверхнях ротора, і для більш точного розрахунку було вирішено провести зменшення елементів розрахункової сітки і тим самим підвищити адекватність розрахункової моделі. Враховуючи це маємо, що розмір сторони найбільшого елемента становить 15 мм, а найменшого – 1 мм. Перехід відбувається не стрибкоподібно, а плавно, зокрема основна частина – груба сітка, по мірі наближення до зовнішньої поверхні – дрібна сітка, а на самій зовнішній поверхні відбувається локальне згущення.

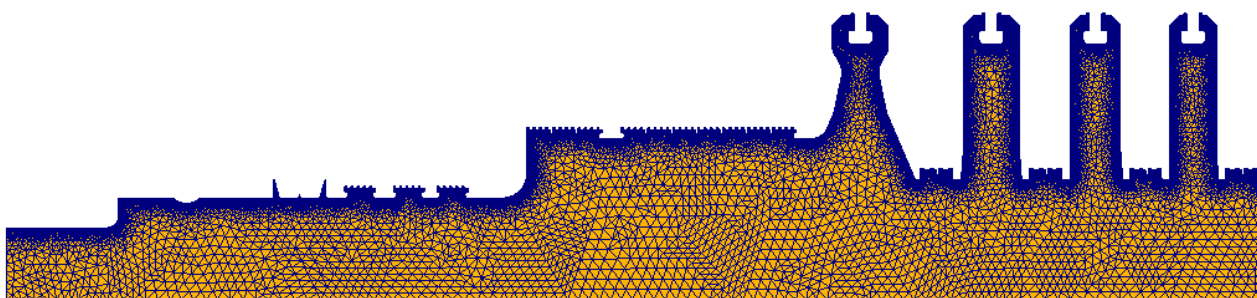


Рис. 4.3 Модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 зі скінченною елементною сіткою

4.2. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з різних теплових станів металу

Дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора при пускових періодах відбувається в нестационарній постановці. Проходження процесу пуску значно відрізняється в залежності від його типу, що розглядається в підрозділі 2.2. Проте слід зазначати, що для турбіни К-200-130 головною для визначення типу пуску є температура металу паропроводів на вході в циліндр високого та середнього тиску.

Під час дослідження розрахунки виконувалися для ділянок ротора, що мають найбільше навантаження, і можливе їх швидке пошкодження в результаті роботи. У відповідності до підрозділу 4.1 задаються граничні умови на поверхні досліджуваного елемента. Для легованої сталі Р2МА (25Х1М1ФА) задаються теплофізичні та фізико-механічні властивості в залежності від температури.

Враховуючи вище перераховані аспекти було проведено розрахункове дослідження теплового стану, розподіл температур в роторі при роботі на номінальній потужності 200 МВт представлено на рис. 4.4.

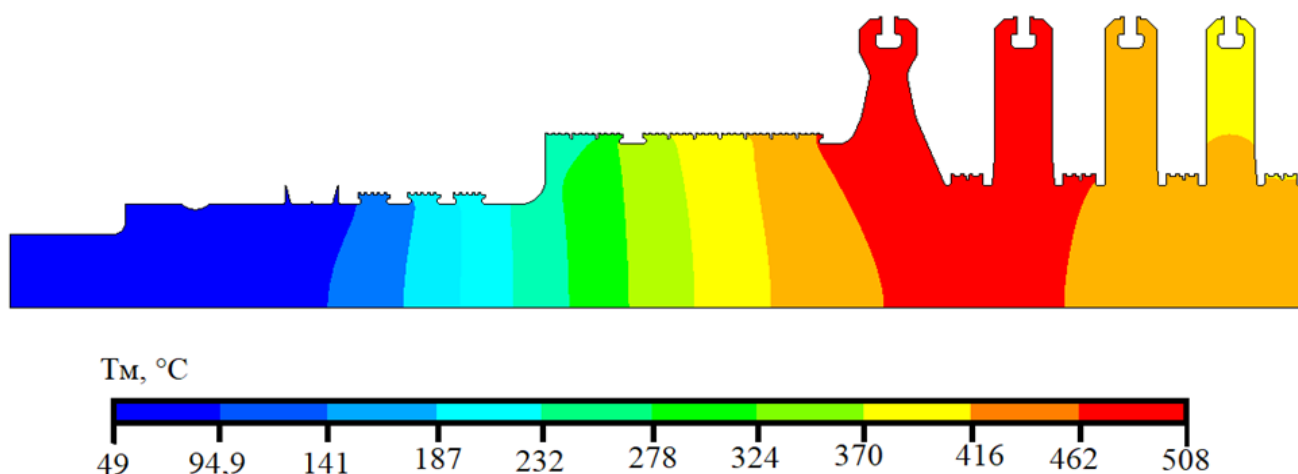


Рис. 4.4. Розподіл температур в роторі середнього тиску при роботі на номінальному режимі

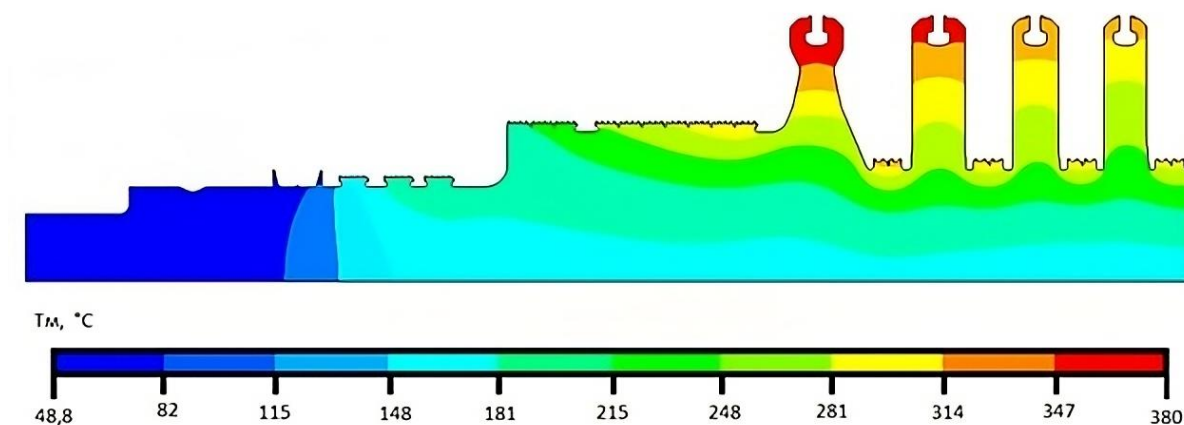
Проаналізувавши даний розподіл можна спостерігати, що максимальна температура металу при роботі на стаціонарному режимі становить 508°C в області регулюючого ступеня, але також слід зазначити, що зменшення температури по ходу пари є плавним по мірі віддалення і на кінці досліджуваної області складає 370°C , а в напрямку кінцевих ущільнень перепад є різкішим і температура кінцевих ущільнень рівняється 187°C . Температура осьового отвору під регулюючим ступенем дорівнює 416°C .

Подібні розподіли температур для кожного моменту часу при пуску з різних теплових станів. При цьому, загальна тривалість пуску прийнята у відповідності до графіків пуску:

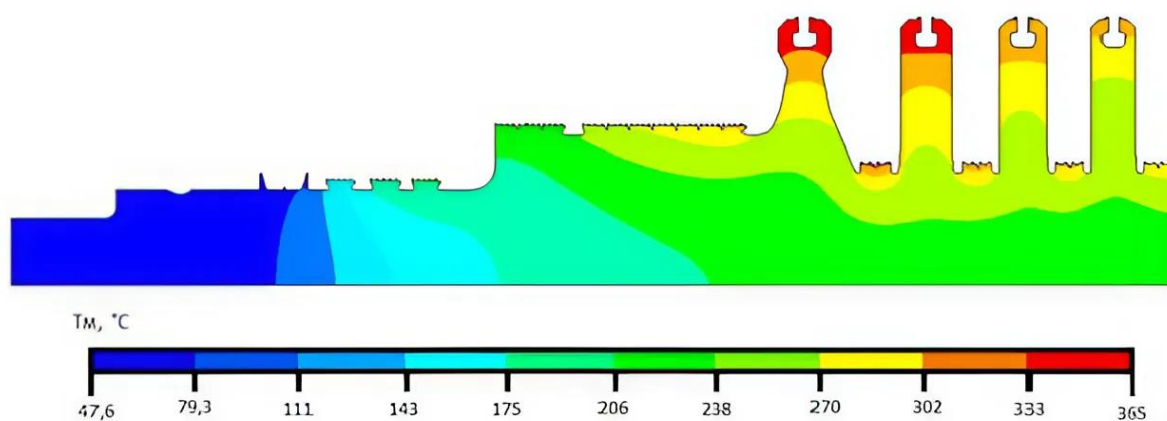
- для пуску з холодного стану – 18800 с;
- для пуску з неостиглого стану – 15600 с;
- для пуску з гарячого стану – 8800 с.

При пуску з різних теплових станів температура металу в відповідні етапи пуску будуть відрізнятися, так для етапу синхронізації, що при пуску з ХС відповідає момент часу 7380 с маємо розподіл температур, що відображається на рис 4.5 а, для пуску з НС момент часу 4200 с (рис. 4.5 б), для пуску з ГС момент часу 3300 с (рис. 4.5 в).

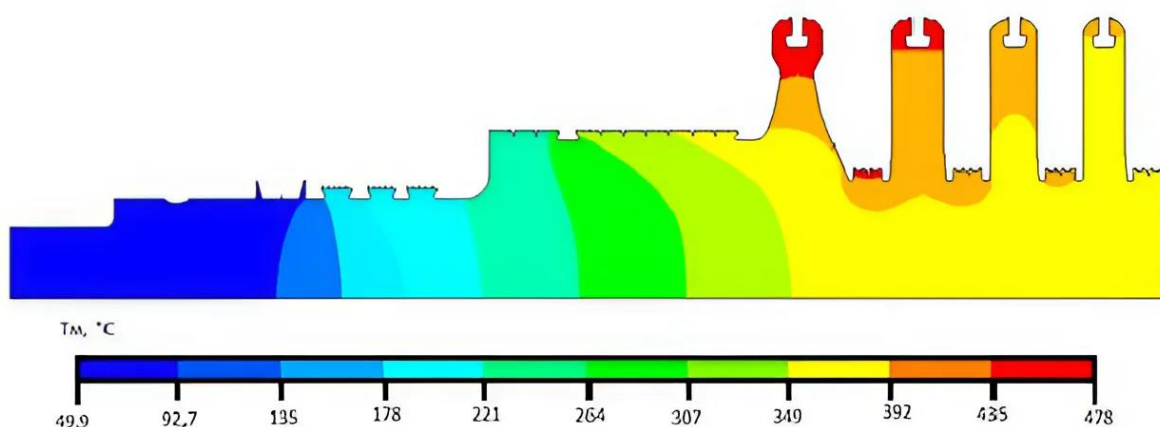
Для зручності аналізу великої кількості подібних епюр, вони представлені у вигляді динаміки зміни температур в окремих найбільш цікавих зонах ротора середнього тиску. На рис. 4.6 відмічені характерні області дослідження динаміки зміни температур та інтенсивності напружень в роторі: 1 – шийка валу в області першої камери ущільнень, 2 – термокомпенсаційна канавка між другим та третім сегментом переднього кінцевого ущільнення, 3 – радіусний перехід від сегментів кінцевих ущільнень до проточної частини турбіни, 4 – хвостове кріплення регулюючого ступеня, 5 – галтель регулюючого ступеня зі сторони наступного ступеня, 6 – осьовий отвір ротора під регулюючим ступенем.



а) ТС ротора СТ турбіни К-200-130 в момент синхронізації при пуску з ХС;



б) ТС ротора СТ турбіни К-200-130 в момент синхронізації при пуску з НС;



в) ТС ротора СТ турбіни К-200-130 в момент синхронізації при пуску з ГС

Рис. 4.5 Тепловий стан РСТ турбіни К-200-130 під час синхронізації при пусках холодного стану (а), неостиглого стану (б), гарячого стану (в)

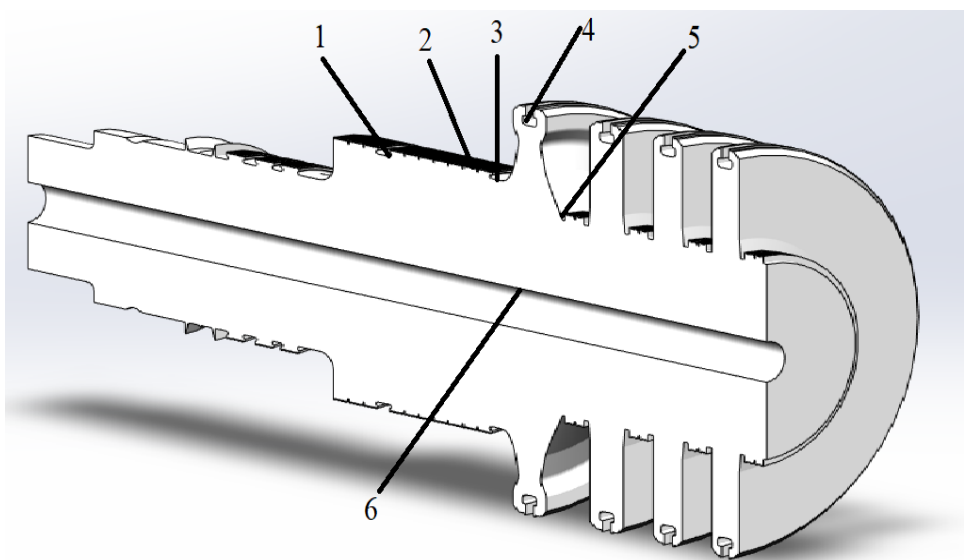


Рис. 4.6. Розміщення характерних досліджуваних точок РСТ турбіни К-200-130

Динаміка зміни температур в характерних областях ротора середнього тиску протягом пусків з різних теплових станів представлена на рис. 4.7. та рис. 4.8.

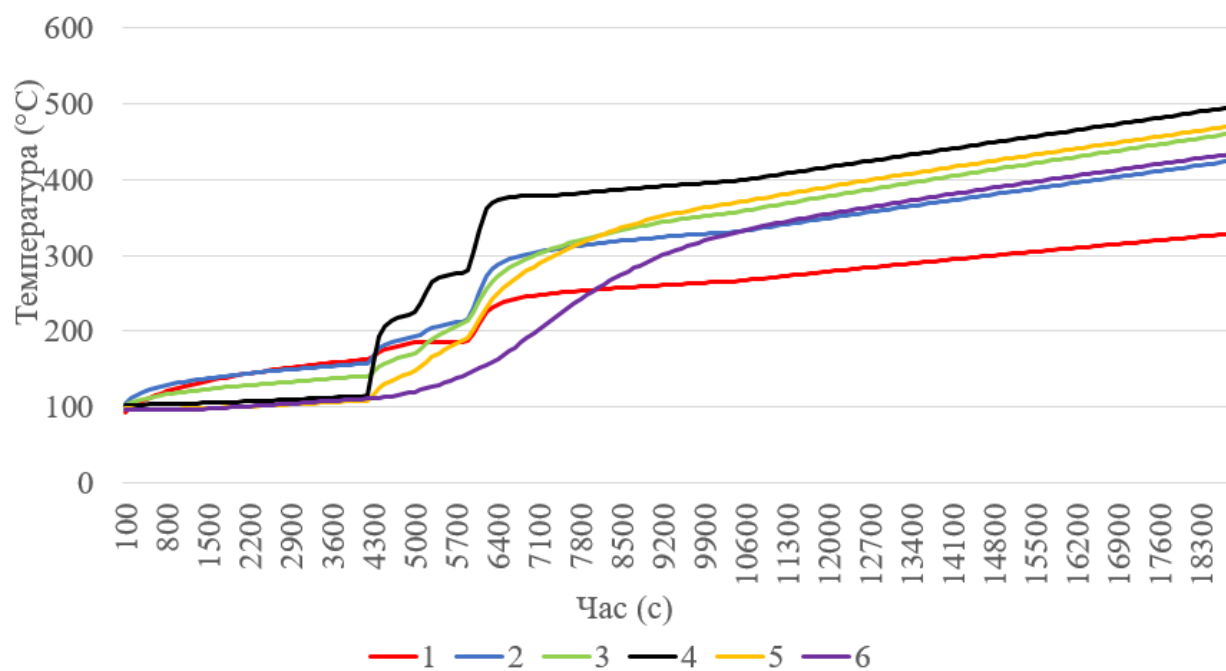
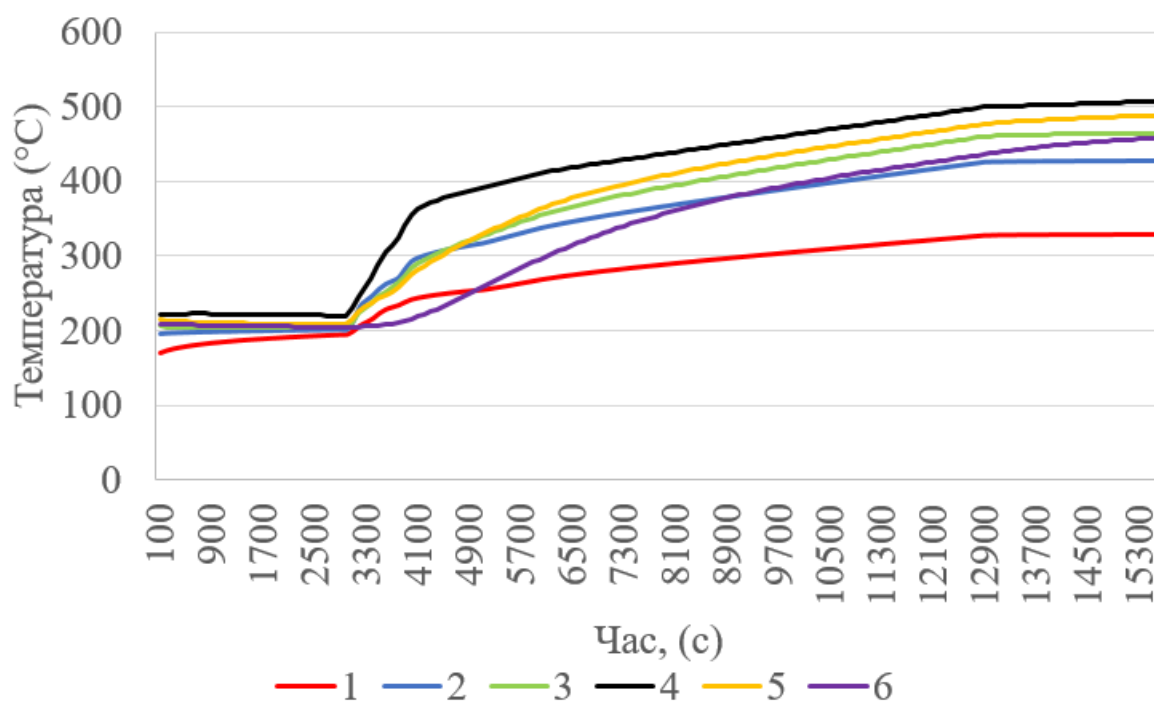
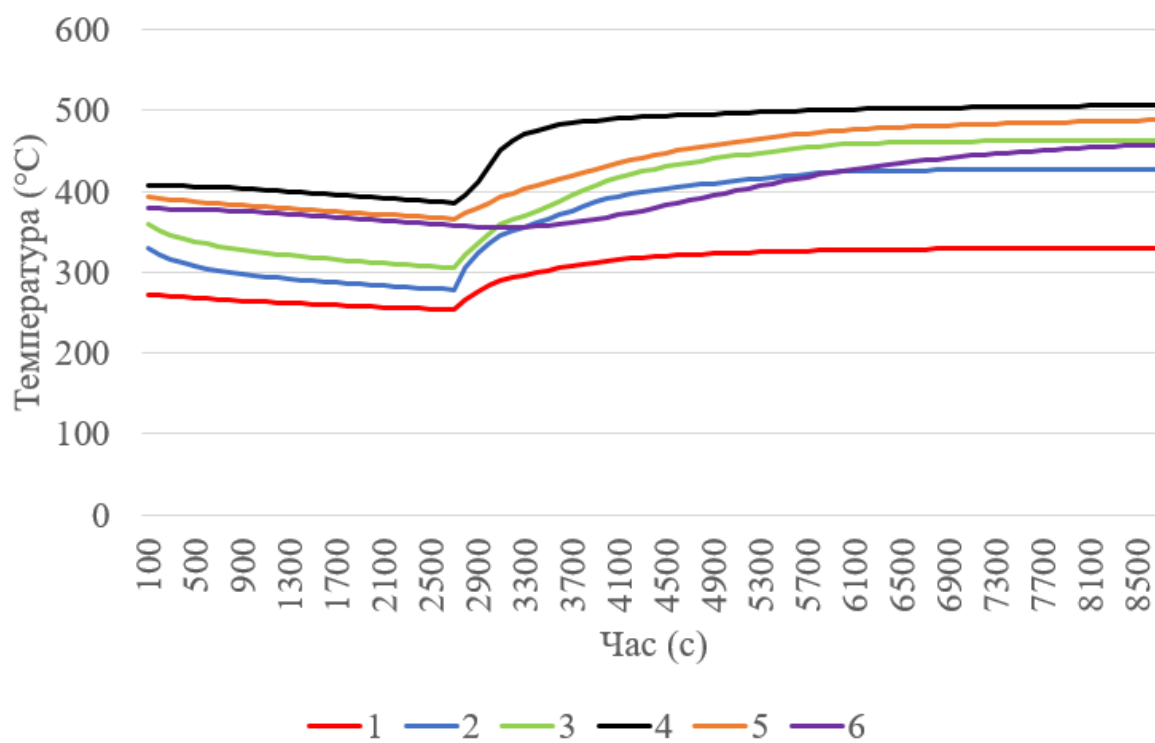


Рис. 4.7. Графік динаміки зміни температур в характерних областях ротора середнього тиску при пуску з ХС



а) пуск з неостиглого стану



б) пуск з гарячого стану

Рис. 4.8. Графіки динаміки зміни температур в характерних областях ротора середнього тиску при пуску з НС (а), з ГС (б)

Проаналізувавши дані графіки приходимо до висновку, що розподіл температур є достатньо рівномірним. Під час попереднього прогріву паропроводів і проточної частини відбувається плавне зростання температури. В період від поштовху ротора і до синхронізації відбувається дещо стрімкіше зростання температури. Темп даного зростання залежить від типу пуску енергообладнання. Після цього етапу температура в усіх точках плавно зростає до моменту виходу обладнання на номінальний режим роботи.

Під час виконання розрахунків значний інтерес при дослідженні пускових режимів роботи парових турбін представляє динаміка зміни градієнтів температур. Адже розподіл градієнтів температур дозволяє визначити періоди найбільшого впливу напружень від нерівномірності температурного поля на загальний складний напружено-деформований стан ротора.

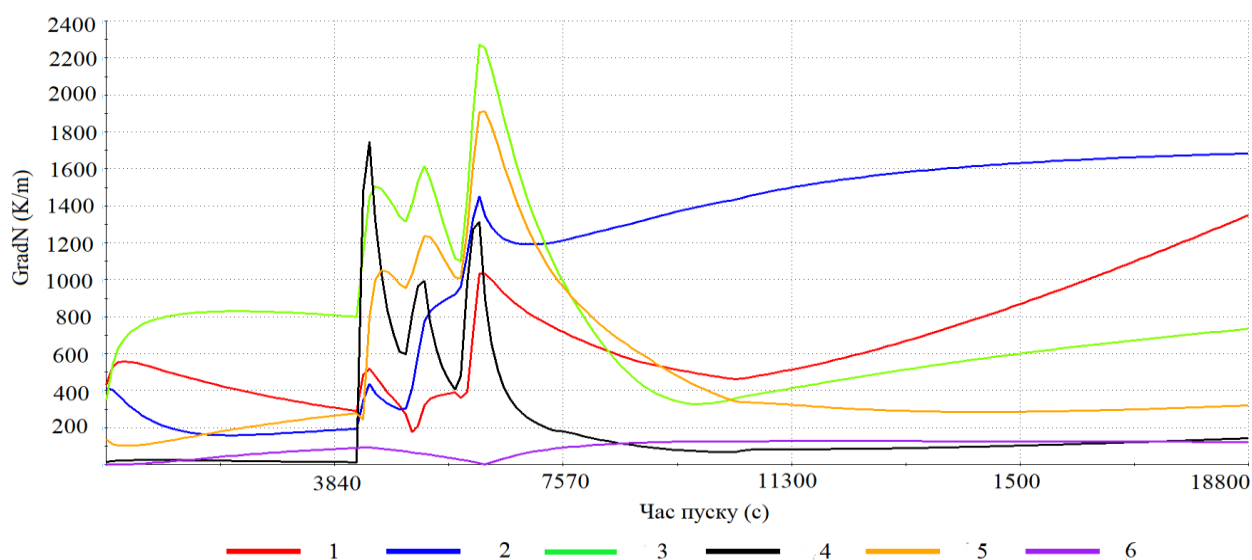
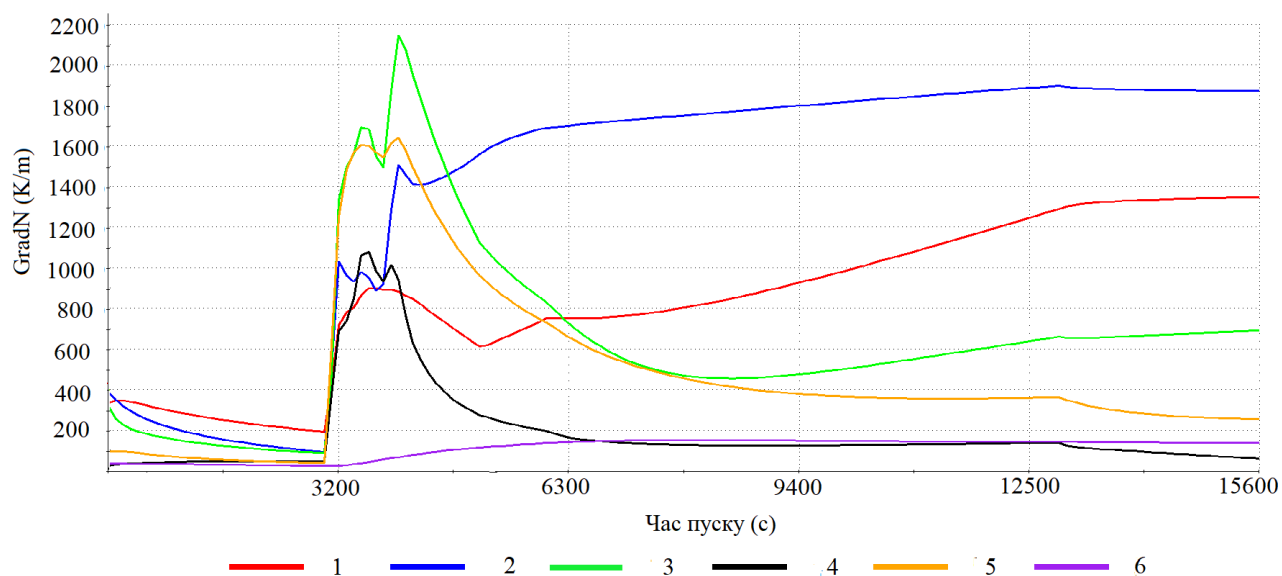
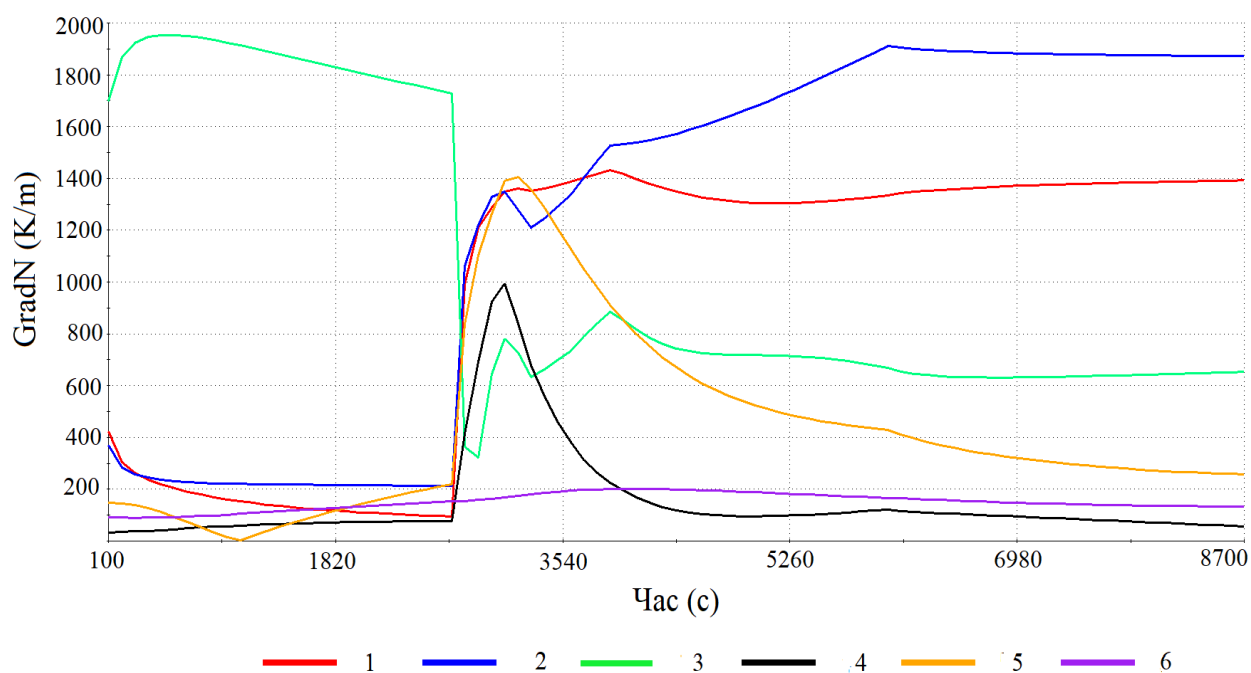


Рис. 4.9. Динаміка зміни градієнтів температур в характерних областях ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з ХС



а) зміна градієнта температур при пуску з неостиглого стану



б) зміна градієнта температур при пуску з гарячого стану

Рис. 4.10. Динаміка зміни градієнтів температур в характерних областях ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з НС (а), пуску з ГС(б)

При пусках з холодного (рис. 4.9) і неостиглого стану (рис. 4.10 а) динаміка зміни градієнтів температур є дещо схожою. А саме те, що найбільші

нерівномірності спостерігається в період пуску від попереднього поштовху до синхронізації для всіх точок окрім осьового отвору. Ця обставина зумовлюється механізмом нагрівання даної області – теплопровідністю, а інші точки даного ротора зазнають прямого конвективного теплообміну з парою. Найбільший рівень градієнтів температур при пуску як і з ХС так і з НС можна спостерігати в областях кінцевих ущільнень ротора (т. 1-3), що пов'язано зі значним дроселюванням пари в сегментах ущільнень.

При пуску з гарячого стану рисунок 4.10 (б) спостерігається значний градієнт температур на початковому етапі в радіусному переході від сегментів кінцевих ущільнень до проточної частини турбіни точка 3, і значне його спадання в період від поштовху до синхронізації. Інші точки мають дещо аналогічні закономірності розподілу, а саме низькі значення градієнта до моменту поштовху, різке зростання до моменту синхронізації, і подальша стабілізація до виходу на номінальний режим роботи.

Отримані результати внаслідок знаходження розподілу температур в будь який момент часу під час пуску, в подальшому будуть використані як граничні умови для розрахунку напружено-деформованого стану ротору. Але окрім даної інформації також в подальших розрахунках будуть враховуватися відцентрові сили, що впливають на основний метал, маса робочих лопаток і подібні фактори. Проте тиском парового середовища на зовнішню поверхню ротора можна знехтувати через його відносно помірне значення для даного об'єкта, що складає від 0,36 до 2,2 МПа.

Враховуючи все вище зазначене, НДС для різних етапів пуску і номінального режиму буде відрізнятися. При роботі на номінальному режимі експлуатації напружено-деформований стан буде мати вигляд представлений на рис. 4.11.

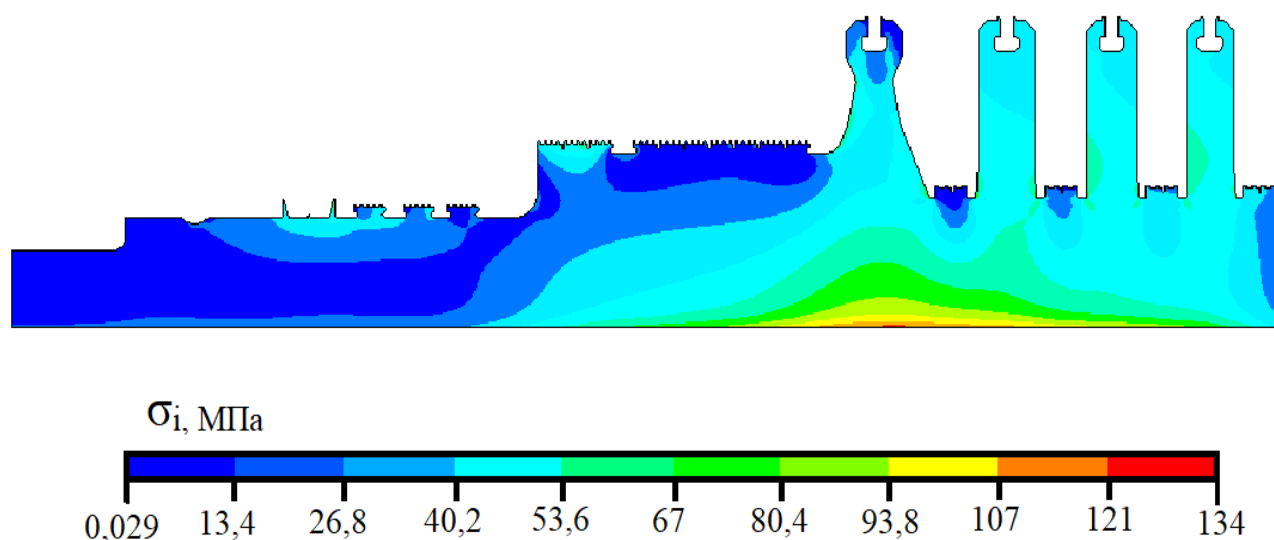


Рис. 4.11. Сумарна інтенсивність напружень по Мізесу в роторі середнього тиску турбіни К-200-130 на номінальному режимі

Максимальні напруження при роботі на номінальних параметрах спостерігаються під регулюючим ступенем в зоні осьового отвору і складають $\sigma_i = 134$ МПа. Це пояснюється тим, що регулююча ступінь є ділянкою значного зосередження маси, в результаті чого на дану зону діють значні відцентрові сили, що в свою чергу призводить до підвищення інтенсивності напружень в даній області. В цілому під час роботи на номінальному режимі всі інші області РСТ знаходяться під менш значними напруженнями, що коливаються від 13,4 МПа до 107 МПа.

Варто зауважити, що в зонах, які згідно до огляду літератури є концентраторами напружень, а саме галтелі дисків ступенів, термокомпенсаційні канавки ущільнень, не відмічено значного рівня напружень на номінальному режимі роботи. Однак під час змінних режимів експлуатації саме ці зони зазнаватимуть дії найвищих напружень.

Аналогічно до теплового стану, розподіл інтенсивності напружень під час пускових режимів роботи, представлено у вигляді графіків зміни напружень в окремих точках (рис. 4.12-4.14).

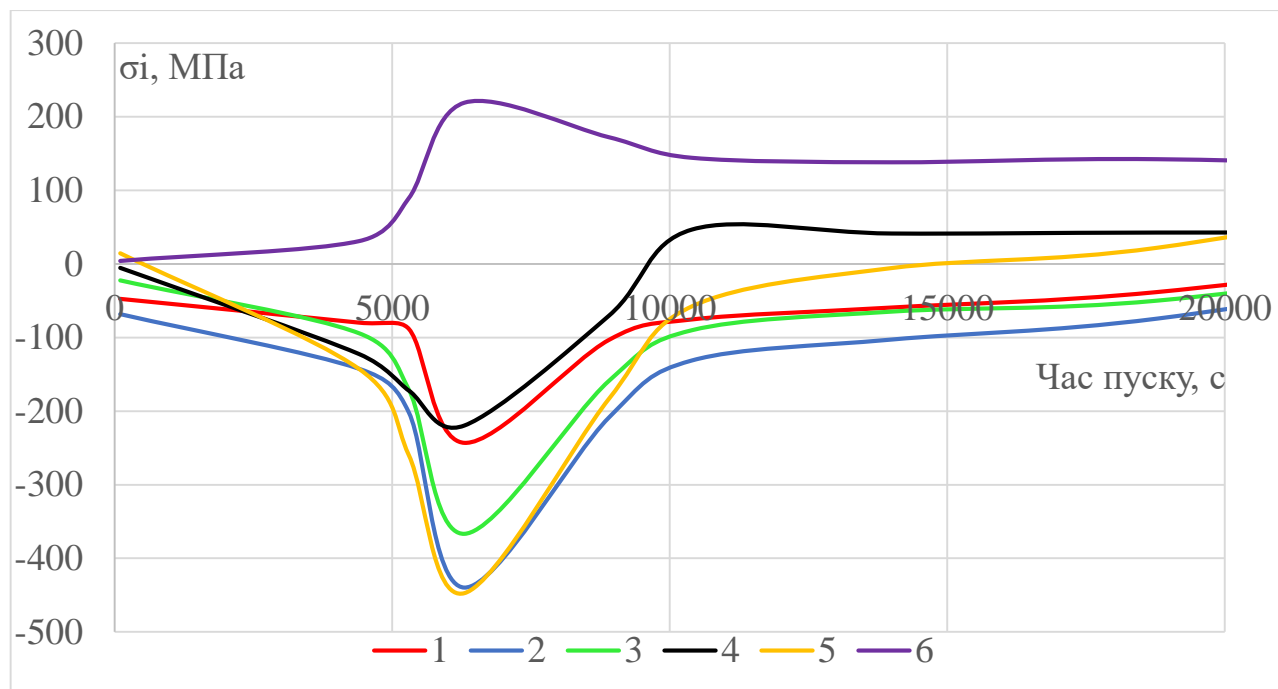


Рис. 4.12. Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерних областях ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану

Проводячи моделювання пуску з холодного стану спостерігаються високі напруження, що можуть суттєво впливати на довговічність і експлуатаційну надійність роботи ротора. Проаналізувавши напружено-деформований стан можна відмітити, що найбільші за модулем напруження спостерігаються у двох критичних зонах.

Першою зоною являється термокомпенсаційна канавка між другим та третім сегментом переднього кінцевого ущільнення (область 2), де напруження досягає 440 МПа. Дана область зазнає інтенсивних термічних навантажень через нерівномірне нагрівання матеріалу.

Галтель регулюючого ступеня з боку наступного ступеня (область 5) є другою критичною зоною і в даній області напруження сягають 447 МПа. Пікові напруження в якій виникають під дією як осьових так і відцентрових сил.

Іншими областями, які піддаються високим напруженням є усі теплові канавки ущільнень та галтелі ступенів турбіни. В даних місцях існує ймовірність

зародження тріщин під час пуску. Слід зазначити, що всі зони окрім 6 піддаються впливу стискаючих зусиль більшість часу під час пускових процесів.

Протилежна ситуація спостерігається в зоні осьового отвору ротора під регулюючим ступенем, яка завжди зазнає впливу розтягуючих зусиль, що залежать від частоти обертання турбіни. Під час синхронізації турбіни з енергосистемою в даній області можна спостерігати максимальне значення напруження, що сягає 225 МПа. Причиною цього є динамічні процеси, які відбуваються під час узгодження частоти обертання ротора та частоти мережі, але варто відмітити що під час синхронізації також відбувається зміна навантаження на елементи обладнання.

В подальшому під час плавного виходу турбоустановки на номінальні параметри, напруження поступово спадає, стабілізується та дорівнює 130 МПа в момент коли потужність становить 200 МВт. Причиною цього є вирівнюванню температурних градієнтів та зменшенню впливу перехідних режимів на напружено-деформований стан ротора (рис. 4.12).

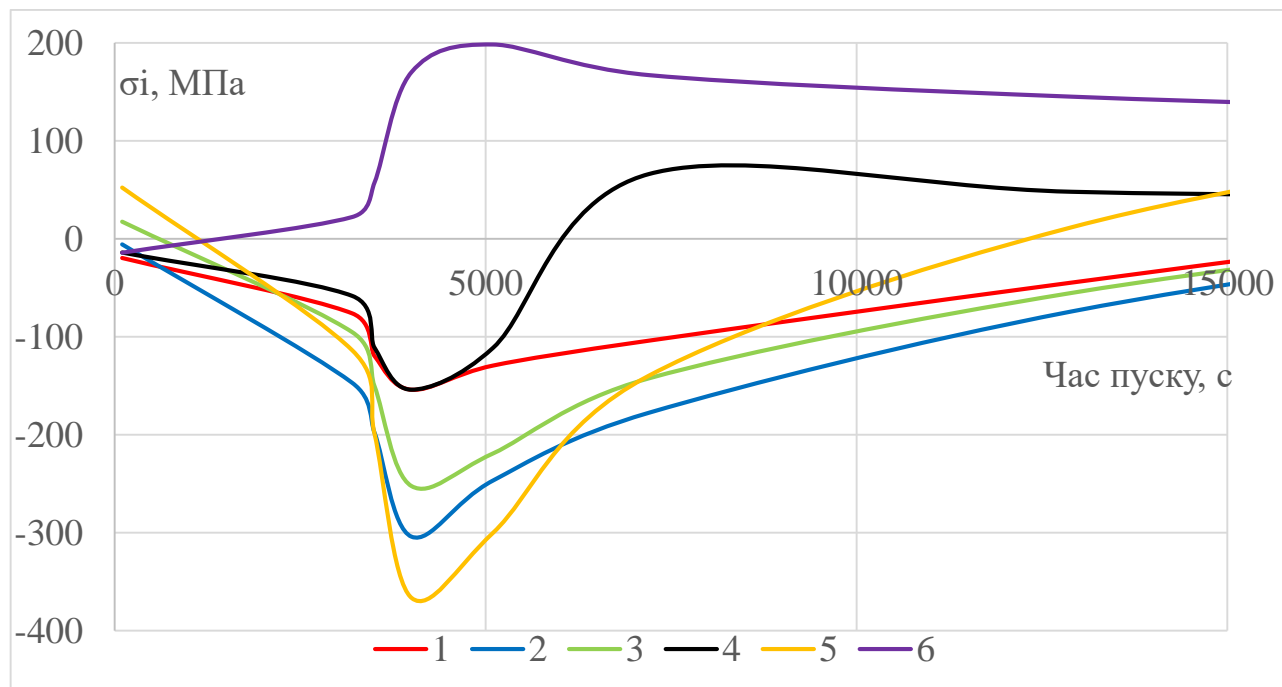


Рис. 4.13. Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерних областях ротора середнього тиску турбіни K-200-130 при пуску з неостиглого стану

Під час пуску турбіни з НС спостерігається загальне зменшення напружень за модулем у всіх досліджуваних точках конструкції в порівнянні з пуском з ХС. Дане зниження пов'язане з менш інтенсивними тепловими та механічними навантаженнями, які виникають на початкових етапах пуску.

Проте, як і при пуску з ХС, варто відмітити, що значення максимальних напружень знаходяться в тих самих критичних зонах: зокрема у термокомпенсаційній канавці між другим та третім сегментами переднього кінцевого ущільнення (область 2) та в галтелі регулюючого ступеня зі сторони наступного ступеня (область 5). У цих областях напруження становлять 280 МПа та 360 МПа відповідно, що є нижчим порівняно з пуском з ХС, але є високими значеннями в цілому.

Крім того, в результаті дослідження виявлено, що в осьовому отворі під регулюючою ступінню напруження досягають значення 200 МПа (рис. 4.13). Це вказує на те, що дана область є також критичною, хоча рівень напруження у ній є дещо меншим порівняно з іншими областями.

Існують певні закономірності змін напружень під час запуску як із холодного стану (ХС), так і з неостиглого стану (НС), що зумовлено специфікою термомеханічного навантаження ротора турбіни в пускових режимах. На етапі попереднього прогріву ротора напруження залишаються відносно низькими, оскільки температурні градієнти в матеріалі ще незначні. Це пояснюється поступовим підвищенням температури під впливом невеликих теплових потоків, що запобігає різким механічним деформаціям.

Ще однією спільною особливістю є те, що в момент від стартового поштовху турбіни до виходу на холостий хід відбувається стрімке зростання напружень. Це зумовлено зміною динамічних навантажень, зокрема інтенсивним впливом як відцентрових, так і теплових сил. Саме в цей період напруження досягає максимальних значень, що вказує на те, що дана фаза є найбільш критичною під час запуску.

Після виходу турбіни на режим холостого ходу та подальшого переходу до робочих параметрів відбувається поступове зниження напружень. Це явище

обумовлене стабілізацією температурного поля та рівномірним прогрівом матеріалу. Завершення даного процесу характеризується переходом у квазістаціонарний стан, при якому напруження досягають значень, що відповідають номінальним умовам експлуатації.

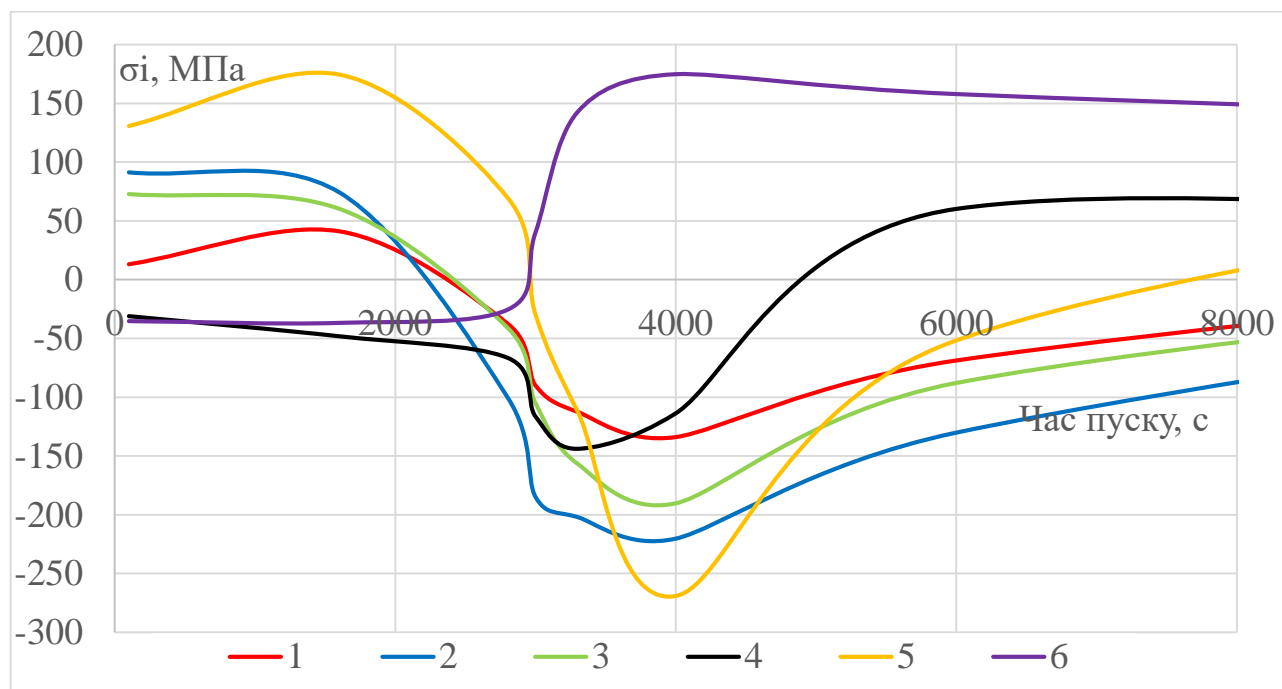


Рис. 4.14. Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерних областях ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з гарячого стану

Однією з характерних особливостей при пуску турбіни з ГС є те, що до моменту синхронізації майже всі досліджувані зони, винятком є осьовий отвір та хвостове кріплення регулюючого ступеня, піддаються значним розтягуючим зусиллям.

Проте, як і при пусках з ХС та НС, максимальні напруження спостерігаються в тих самих критичних зонах: у галтелі регулюючого ступеня зі сторони наступного ступеня (область 5) та у термокомпенсаційній канавці між другим та третім сегментами переднього кінцевого ущільнення (область 2). Максимальні значення напружень у цих зонах досягають 270 МПа та 220 МПа відповідно (рис. 4.14) і фіксуються на момент часу 4000 с, що відповідає моменту синхронізації турбіни.

Ці результати підкреслюють, що, незважаючи на відмінності в режимах пуску, критичні зони залишаються незмінними, що підтверджує їхню вразливість до навантажень. Однак рівень напружень під час пуску з ГС є нижчим порівняно з пусками з ХС та НС, що може бути пов'язане з меншою інтенсивністю теплових та механічних навантажень на початкових етапах пуску.

Отримані результати щодо розподілу температур та напружень в роторі середнього тиску представляють високий інтерес при прогнозуванні довговічності роботи турбіни К-200-130 та продовженні її експлуатації на понадпарковий термін служби.

4.3. Оцінка опірності основного металу ротора середнього тиску до накопичення малоциклової втоми

Одним з основних показників опірності ротора парової турбіни до накопичення малоциклової втоми є допустиме число циклів навантаження. Методика розрахунку даного показника представлена в підрозділі 2.4.2 та базується на амплітуді інтенсивності деформації. При цьому, оскільки цикл навантаження може мати довільну асиметрію, рекомендується привести амплітуду деформації до еквівалентного значення за допомогою метода Нойбера. Додатково визначаються і інші показники, що впливають на малоциклову втому. Зокрема, це:

- σ_a – амплітуд інтенсивності напружень;
- $t_{\text{ном}}$ – номінальна температура;
- σ_N – межа втоми для сталі при несиметричному циклі;
- r – коефіцієнт асиметрії навантаження
- σ_B – межа міцності сталі на розтяг.

Всі наведені вище значення розраховані і наведені в таблицях 4.1-4.3, у відповідності до типів пуску.

Таблиця 4.1

Показники малоциклової втоми при пуску з гарячого стану

№ зони	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.\text{пр.}}$, %
1	87,5	356	200,6	-1	595,9	238,3	238,3	0,0378
2	155,9	428	194,3	-1	562,5	225	225	0,0695
3	131,6	465	190,3	-1	532,7	213,1	213,1	0,0599
4	102	507	185,2	-1	481,5	192,6	192,6	0,0477
5	221,7	491	187,2	-1	503,7	201,5	201,5	0,1026
6	105,8	467	190,1	-0,21	530,7	212,3	168,3	0,0683

	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.\text{пр.}}$, %
1	87,5	356	200,6	-1	595,9	238,3	238,3	0,0378
2	155,9	428	194,3	-1	562,5	225	225	0,0695
3	131,6	465	190,3	-1	532,7	213,1	213,1	0,0599
4	102	507	185,2	-1	481,5	192,6	192,6	0,0477
5	221,7	491	187,2	-1	503,7	201,5	201,5	0,1026
6	105,8	467	190,1	-0,21	530,7	212,3	168,3	0,0683

Таблиця 4.2

Показники малоциклової втоми при пуску з неостиглого стану

№ зони	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.\text{пр.}}$, %
1	90,2	356	200,6	-1	595,9	238,3	238,3	0,039
2	145,4	428	194,3	-1	562,5	225	225	0,0649
3	134,9	465	190,3	-1	532,7	213,1	213,1	0,0614
4	110,2	507	185,2	-1	481,5	192,6	192,6	0,0516
5	241,6	491	187,2	-1	503,7	201,5	201,5	0,1118
6	106,2	467	190,1	-0,07	530,7	212,3	157,6	0,0733

Таблиця 4.3

Показники малоциклової втоми при пуску з холодного стану

№ зони	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\epsilon_{a.\text{пр.}}$, %
1	134,8	356	200,6	-1	595,9	238,3	238,3	0,0582
2	225,2	428	194,3	-1	562,5	225	225	0,1004
3	192	465	190,3	-1	532,7	213,1	213,1	0,0874
4	133,2	507	185,2	-1	481,5	192,6	192,6	0,0623
5	282,2	491	187,2	-1	503,7	201,5	201,5	0,1306
6	109,7	467	190,1	0	530,7	212,3	151,6	0,0776

Маючи всі вище наведенні результати відбувається розрахунок допустимого числа циклів навантаження до появи тріщини у відповідності з [75]. Тому враховуючи тип пуску підсумкові результати наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Оцінка допустимого числа пусків для ротора СТ турбіни К-200-130

Допустиме число циклів з врахуванням запасів міцності	Холодний стан	Неостиглий стан	Гарячий стан
N_I/n_N	2200	3150	4000
N_2	2900	4100	4800
N_d	2110	3020	3840

4.4. Порівняння отриманих результатів з роботами інших авторів

Для підтвердження правильності отриманих результатів було проведено порівняльний аналіз із даними, наведеними в роботах інших науковців. В результаті чого відбулася оцінка ступені відповідності прорахованих параметрів з

теоретичними моделями та експериментальними даними, що вже є опубліковані у науковій літературі.

У даному розділі наукової роботи було проведено комплексний аналіз напружено-деформованого стану та ресурсних показників ротора парової турбіни К-200-130. Тому результати, що було отримано, порівняно із значеннями, що приведені у науковій роботі [83], задля перевірки їхньої достовірності.

За основну було взято дослідження дії статичних і циклічних навантажень, що є головними факторами в визначенні безпечного терміну експлуатації ротора. В процесі чого було розраховано параметри напружено-деформованого стану, які дозволили оцінити характеристики міцності матеріалу та час його руйнування.

Пріоритетним результатом дослідження є визначення допустимого числа циклів навантаження. Згідно з проведеними розрахунками, це значення становить 2110 циклів, а відповідно до досліджень автора [83] воно дорівнює 2300 циклів. Різниця у 190 циклів, або ж 8,2%, дана розбіжність можлива через відмінності в методології розрахунку. Але таке не значне розходження результатів не є критичним, а тому, отримані значення можна вважати точними для практичного використання.

Іншим порівняльним параметром є значення інтенсивності напружень, результати якого підтверджують відповідність отриманих даних. В таблиці 4.5 представлено детальну інформацію щодо співставлення результатів, що в свою чергу дозволяє оцінити ступінь узгодженості між даними цього дослідження та результатами автора [83].

Загалом, отримані результати підтверджують коректність застосованої методики розрахунку та дозволяють зробити обґрунтовані висновки щодо безпечного терміну експлуатації ротора парової турбіни.

Таблиця 4.5

Порівняльний аналіз інтенсивності напружень в ротора середнього тиску турбіни К-200-130 в моменти найбільшого навантаження в зоні передніх кінцевих ущільнень

Тип пуску	Розрахункове значення σ_i , МПа	Аналогічні дані з роботи [83], МПа.	Розбіжність, МПа	Розбіжність, %
Холодний стан	220	211	9	4,1
Неостиглий стан	280,2	259	21,2	7,5

Проаналізувавши вищенаведені напруження під час пускових режимів роботи турбіни К-200-130 можна зробити висновок, що розбіжність з результатами приведеними в роботі [83], є також незначними і значення отримані під час дослідження представляють науковий інтерес. Розбіжності між результатами складають 4-8%.

4.5. Прогнозування раціональних режимів роботи енергоблоку 200 МВт з турбіною К-200-130 для збільшення ресурсних показників

Раціоналізація режимів пуску парових турбін є важливим аспектом ефективної роботи енергетичного обладнання. В результаті частих пусків та зупинок турбіни виникають значні механічні та термічні навантаження, які впливають на ресурс її основних вузлів, зокрема ротора, корпусу, ущільнень і підшипників.

Окрім зменшення зносу для турбіни К-200-130, раціоналізація режимів пуску дозволяє забезпечити стабільність виробництва електроенергії та підвищити загальну економічність роботи станції.

В даному розділі розглянемо результати проведених досліджень та розрахунків, що підтверджують доцільність обмеження кількості пусків та встановлення раціональних режимів роботи режиму експлуатації.

У відповідності до розділу 2.4.2 розрахунок залишкового напрацювання до появи тріщини $[\tau]_{\text{зал}}$ відбувається за формулою:

$$[\tau]_{\text{зал}} = \frac{1-\Pi'}{\Pi''_{\text{r}}} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_{pj}}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_{pl}}{N'_{pl}} \quad (4.1)$$

Проте варто зазначити, що в розрахунках даної наукової роботи відбувається оцінка індивідуальний ресурс для нового блоку, так званий ресурс. В такому випадку, буде відсутнє пошкодження від напрацювання. І тому формула для розрахунків індивідуального ресурсу в роках матиме вигляд:

$$G_{i,j} = \frac{1}{\frac{t_i - \Sigma t_{i,j}^{TS}}{[T]} + n_i \left(\frac{XC_i}{[N_{XC}]} + \frac{(1-XC_i) \cdot \Gamma C_j}{[N_{\Gamma C}]} + \frac{(1-XC_i) \cdot (1-\Gamma C_j)}{[N_{HC}]} \right)} \quad (4.2)$$

$$\Sigma t_{i,j}^{TS} = n_i [XC_i \cdot t_{XC} + (1 - XC_i) \cdot \Gamma C_j \cdot t_{\Gamma C} + (1 - XC_i) \cdot (1 - \Gamma C_j) \cdot t_{HC}] \quad (4.3)$$

Як і при проведенні розрахунків, спрямованих на раціоналізацію роботи енергетичного обладнання з урахуванням перевитрати палива, так і для даного дослідження, вибір граничних значень варіювання режимних параметрів здійснювався за аналогічним принципом. Це дозволяє забезпечити коректність моделювання та узгодженість отриманих результатів з реальними умовами експлуатації:

- 1) середньорічне напрацювання енергоблоку t_i змінюється від 2000 до 6500 годин на рік;
- 2) річна кількість пусків n_i від 20 до 75 разів;
- 3) частка пусків з холодного стану металу XC_i від 0,3 до 0,8;

4) доля пусків з гарячого стану в межах частки пусків з гарячого та неостиглого станів $ГC_j$ змінюється від 0 до 1.

Застосовуючи розроблену розрахункову модель, було проведено аналіз та оптимізацію режимів експлуатації енергоблоку потужністю 200 МВт з турбіною К-200-130. В процесі розрахунків були враховані ключові експлуатаційні фактори, зокрема вплив режимів навантаження на термічний стан основних елементів турбіни, а також оцінено динаміку напружено-деформованого стану елементів енергоблоку під час зміни потужності. Особливу увагу приділено умовам пуску та зупинки турбіни, оскільки саме в ці моменти відбувається найбільш інтенсивне навантаження. Результати розрахунків приведені на рисунку 4.15.

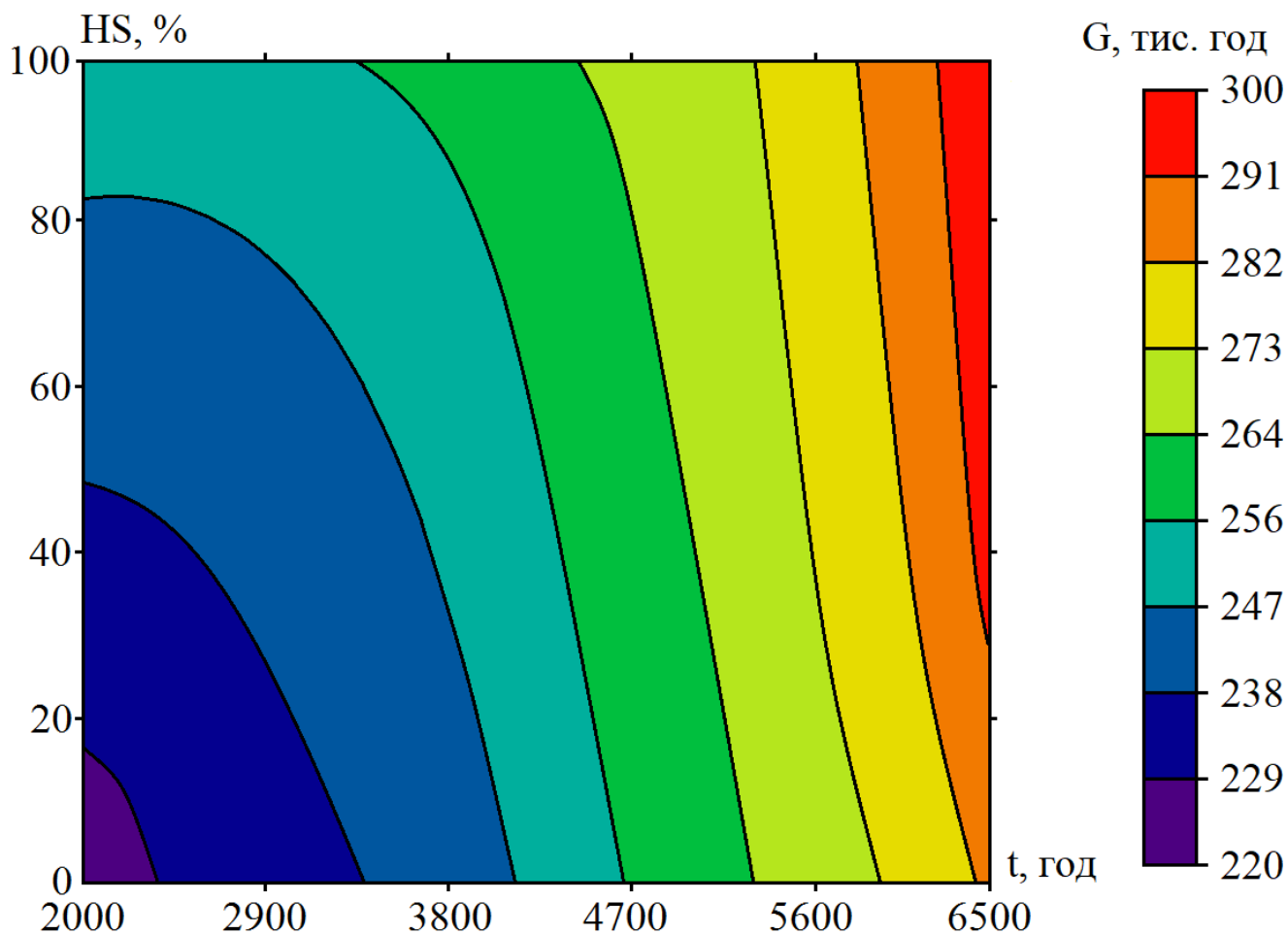


Рис. 4.15 Діаграма індивідуального ресурсу енергоблоку 200 МВт в залежності від його режимних параметрів

Проаналізувавши діаграму індивідуального ресурсу, можна прийти до висновку, що існує безліч варіантів організації процесів роботи енергообладнання, проте не всі вони є ефективними і економічно вигідними.

Зокрема в сьогоденнішніх реаліях на енергооб'єктах організована робота з великою кількістю пусків з гарячого стану та малим середньорічним напрацюванням цим самим відбувається зменшення значення індивідуального ресурсу турбіни. При таких умовах даний параметр дорівнює 220000 год, що відповідає значенню паркового ресурсу даного обладнання.

Найбільш раціональним розподілом режимних параметрів роботи енергоблоку що забезпечує найвищий індивідуальний ресурс є:

- 1) $t_i = 6000-6500$ год/рік;
- 2) $n_i = 20-26$ рік⁻¹;
- 3) $XC_i = 0,74-0,8$, $GC_j = 0,15-0,26$, $HC_{i,j} = 0-0,11$.

Рационалізація режимів пуску парової турбіни К-200-130 є ключовим фактором підвищення її експлуатаційної ефективності та надійності. Аналіз показав, що підтримка напрацювання енергоблоку в межах 6000–6500 годин на рік та обмеження кількості пусків до 20–26 разів дозволяє:

- мінімізувати термічну втому матеріалів та продовжити термін служби основних елементів,
- знизити ризик аварійних зупинок та незапланованих ремонтів,
- забезпечити економію паливно-енергетичних ресурсів та зменшити експлуатаційні витрати.

Враховуючи це індивідуальний ресурс становить 300000 год.

Перехід від режиму частих гарячих пусків та малого середньорічного напрацювання до режиму переважного з використанням холодних пусків і роботі з великим напрацюванням дозволяє збільшити ресурс турбіни на 80000 год, що становить близько 26,7 %.

Отримані результати можуть бути використані для розробки рекомендацій щодо раціоналізації роботи парових турбін на теплових електростанціях, що сприятиме зменшенню експлуатаційних витрат та підвищенню надійності

енергосистеми загалом. Подальше вдосконалення експлуатаційних режимів турбіни може включати впровадження систем прогнозного діагностування стану обладнання та адаптивного керування пусковими процесами. Це дозволить додатково підвищити надійність роботи енергоблоків та зменшити витрати на їх обслуговування.

4.6. Рекомендації щодо режимів роботи енергоблоків 200 МВт для підвищення індивідуального ресурсу та економії палива

Провівши дослідження можна зробити висновки щодо найбільш раціональних режимів роботи енергоблоків потужністю 200 МВт, що забезпечують баланс між економією палива та збереженням ресурсу енергетичного обладнання.

Отримані результати вказують на те, що найбільш ефективні режими роботи досягається при таких умовах:

- Річне напруження: 5500–6500 годин на рік.
- Кількість пусків на рік: 20–32.
- Частка пусків із холодного стану (ХС): 0,6–0,8.
- Частка пусків із гарячого стану (ГС): 0,15–0,25.
- Частка пусків із неостиглого стану (НС): 0,05–0,15.

Дані умови дозволяють мінімізувати витрату умовного палива на рівні до 331–340 г.у.п./кВт·год. Проте виходячи за дані режими можна спостерігати значне зменшення ефективності роботи обладнання і збільшення витрати палива на 20 %, що суттєво впливає на економічну ефективність роботи. Також, при роботі в такому режимі, індивідуальний ресурс енергоблоку 200 МВт встановлюється на рівні 300 тис. год, що на 26,7 % (80 тис. год) перевищує паркове значення.

Надмірна кількість пусків та зупинок енергоблоку призводить до механічних та термічних навантажень, що виникають в основних вузлах турбіни, таких як ротор, лопатки, корпус. Це зменшує загальний ресурс та значно збільшує експлуатаційні витрати на обслуговування. Оптимальні режими роботи,

рекомендовані в даній роботі, дозволяють мінімізувати ці навантаження та продовжити термін служби обладнання.

Хоча дані рекомендації розроблені для енергоблоків потужністю 200 МВт з турбіною К-200-130, та енергетичним котлом ТП-100, проте існує можливість адаптувати дану методику для інших типів енергоблоків.

Це робить результати дослідження універсальними та придатними для застосування в різних галузях енергетики. Зокрема було запропоновано конкретні рекомендації щодо раціоналізації режимів роботи енергоблоків, які можуть бути використані енергетичними компаніями для підвищення ефективності виробництва електроенергії.

Висновки до розділу 4

1. Представлено геометричну модель найбільш навантаженої частини ротора середнього тиску турбіни К-200-130 – від середини шийки валу в зоні опорно-упорного підшипника до диску 5-го ступеня. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора під час пуску з різних теплових станів виконано у двовимірній постановці з використанням методу скінченних елементів. Розрахункова сітка моделі ротора не є рівномірною, вона має більшу щільність від осевого отвору ротора до зовнішньої поверхні. Розмір найбільшого скінченного елемента – 15 мм, найменшого – 1 мм. В результаті чого сітка розбиття має понад 55 тисяч скінчених елементів.

2. Визначення розподілу термічних напружень в роторі середнього тиску, вирішує задача нестационарної теплопровідності. Для вирішення цієї задачі на всіх поверхнях ротора задаються граничні умови теплообміну II і III роду. Граничні умови II роду задаються по тепловому потоку на поверхні ротора. Граничні умови III роду описують закономірності конвективного теплообміну між паровим середовищем та зовнішньою поверхнею металу ротора.

3. При роботі на номінальному режимі розрахунки ТС показують, що максимальна температура металу становить 508 °С в області регулюючого ступеня,

але також слід зазначити, що зменшення температури по ходу пари є плавним по мірі віддалення і на кінці досліджуваної області становить 370 °С, а в напрямку кінцевих ущільнень перепад є різкішим і температура кінцевих ущільнень становить 187 °С. Температура осьового отвору під регулюючим ступенем становить 416 °С. Розрахунки НДС показали, що максимальні напруження спостерігаються при роботі на номінальних параметрах під регулюючим ступенем в зоні осьового отвору і складають $\sigma_i=134\text{МПа}$, даний розподіл пояснюється тим, що регулююча ступінь являється ділянкою значного зосередження маси і під час дії відцентрових сил відбувається їх виникнення. В цілому під час роботи на номінальному режимі всі інші області РСТ знаходяться під не значними напруженнями, що коливаються від 13,4 МПа до 107 МПа.

4. Протягом пусків з різних теплових станів найбільші за модулем напруження спостерігаються в термокомпенсаційній канавці між другим та третім сегментом переднього кінцевого ущільнення область 2 та в галтелі регулюючого ступеня зі сторони наступного ступеня область 5. Так для області 2 напруження під час пуску з ХС становить 458 МПа, при пуску з НС – 280 МПа, ГС – 220 МПа, для області 5 відповідні напруження дорівнюють 472 МПа, 360 МПа і 270 МПа. В цілому зміни напружень для заданих областей у часі мають ряд спільних рис: етап попереднього прогріву ротору характеризується незначними напруженнями, в процесі поштовху турбіни до холостого ходу відбувається стрімке зростання значень напружень та плавне зменшення із завершенням стабілізації теплового поля після пуску.

5. Рационалізація режимів пуску парових турбін є ключовим фактором забезпечення їх ефективної та надійної експлуатації. Проведене дослідження підтвердило, що надмірна кількість пусків та зупинок енергоблоку К-200-130 призводить до суттєвих механічних та термічних навантажень на основні вузли турбіни, що зменшує її ресурс та збільшує експлуатаційні витрати. Рациональними режимами роботи для енергоблоку потужністю 200 МВт визначено: річне напрацювання: 6000–6500 годин, кількість пусків на рік: 20–26, частка пусків із холодного стану: 0,74–0,8, частка пусків із гарячого стану: 0,15–0,26. При даних

умовах роботи індивідуальний ресурс становить 300000 год. При цьому варто зазначити, що при роботі енергоблоків в піковому режимі індивідуальний ресурс наближається до паркового значення і становить 220000 год, що є меншим раціонального значення на 26,7 %.

6. Розроблена методологія враховує різні межі існування факторів раціоналізації, і може бути застосована для енергетичного обладнання різної потужності. Рекомендації щодо системи раціоналізації роботи енергоблоків можуть бути використані енергетичними компаніями для підвищення ефективності виробництва електроенергії, а універсальність розглянутої системи планування дозволяє її адаптувати до різних типів енергоблоків.

ВИСНОВКИ

1. Об'єднана енергетична України на даний момент перебуває у важкому стані. Ключовими причинами цього є значні руйнування енергетичної інфраструктури внаслідок військової агресії РФ, високий ступінь зношеності обладнання, значні втрати енергії під час транспортування та дефіцит власних первинних енергоресурсів. Все це підштовхує до додаткових заходів з раціоналізації використання наявних енергетичних потужностей.

2. Дослідження наукових джерел підтвердило наявність негативного впливу змінних режимів роботи ТЕС на економічність, екологічність та довговічність роботи основного обладнання. Виявлено, що застосування методів математичної оптимізації є ефективним підходом для покращення ресурсоощадності роботи енергоблоків електростанцій.

3. Запропоновано провести раціоналізацію режимів роботи на прикладі енергоблоку потужністю 200 МВт, основним обладнанням якого є пилувугільний котел ТП-100 та парова турбіна К-200-130. Представлено математичну модель розрахунку пускових втрат пилувугільного енергоблоку, що ґрунтується на енергетичних та матеріальних балансах, а також деяких методичних рекомендаціях галузевих нормативних документів. З метою дослідження теплового та напруженого стану елементів енергетичного обладнання, представлено математичну модель нестационарної теплопровідності, силової рівноваги і деформації твердих тіл. Дослідження ресурсних показників пропонується вести у відповідності до гіпотези Пальмгрена-Майнера на основі оцінки темпів накопичення пошкодження в основному металі за статичними та циклічними механізмами.

4. Розрахунково встановлено значення перевитрати енергії на енергоблоці 200 МВт однієї з ТЕС генеруючих компаній України під час пусків з різних теплових станів в еквіваленті умовного палива. Зокрема, при пуску з холодного стану перевитрати палива становлять 90,7 т.у.п., при неостиглому – 77,2 т.у.п., а при гарячому – 59,6 т.у.п. При цьому, середня годинна витрата палива при роботі

енергоблоку на номінальній потужності складає 64,7 т.у.п. Отримані значення було порівняно з даними інших авторів для моноблоків потужністю 200 МВт з барабанними котлами. Встановлено, що величина розбіжності отриманих результатів не перевищує 3 %.

5. Застосовано систему раціоналізації режимів роботи енергоблоків для зменшення середньорічної витрати палива на енергоблоці 200 МВт. Цільовою функцією системи обрано питому витрату умовного палива за рік роботи в певному режимі експлуатації. Режимними факторами обрано річне напрацювання енергоблоку, річна кількість пусків та відсотковий розподіл пусків з холодного, неостиглого та гарячого станів. Особливістю представленої системи є можливість вільного вибору меж існування факторів раціоналізації. Для прийнятих умов експлуатації енергоблоку 200 МВт встановлено, що найменша витрата умовного палива спостерігається при числі годин експлуатації енергоблоку $t_i = 5500-6500$ год/рік; річній кількості пусків $n_i = 20-32$ рік⁻¹; долі пусків з холодного стану металу $XC_i = 0,69-0,8$, з гарячого стану $GC_j = 0,15-0,26$, з неостиглого стану $HC_{i,j} = 0,05-0,11$. При роботі в даному діапазоні витрата умовного палива складає близько 331-340 г.у.п./кВт·год. Відмінність між максимально раціональним та нераціональним режимами складає 20 % (перевитрата 84 г.у.п./кВт·год).

6. Огляд літературних джерел показав, що часто ресурс енергоблоку визначається ресурсом його найбільш навантаженого елементу, яким у випадку енергоблоку 200 МВт є ротор середнього тиску парової турбіни К-200-130. Розроблено геометричний аналог даного ротора у двовимірній постановці з врахуванням основних конструктивних особливостей. Проведено серію розрахункових досліджень теплового та напруженого стану даного ротора при роботі на стаціонарних та змінних режимах експлуатації. Аналіз отриманих градієнтів температур показав значну нерівномірність температурного поля під час пускових режимів роботи. Зокрема, максимум градієнтів температур спостерігається під час поштовху турбогенератора до частоти холостого ходу та синхронізації з енергосистемою, що свідчить про високий рівень температурних напружень в даний момент часу.

7. Розподіл термічних та механічних напружень під час пуску з різних теплових станів показав, що найбільш навантаженими областями ротора середнього тиску турбіни К-200-130 є галтелі регулюючого ступеня, термокомпенсаційні канавки передніх кінцевих ущільнень, осьовий отвір турбіни в області регулюючого ступеня, а також розвантажувальні отвори дисків більшості ступенів. Максимум інтенсивності напружень при всіх пускових режимах спостерігається в області галтелі регулюючого ступеня та складає 447,4 МПа для пуску з холодного стану, 366,3 МПа – з неостиглого стану, 269 МПа – з гарячого стану.

8. Для отриманих розподілів температур та інтенсивності напружень при різних режимах роботи було визначено показники малоциклової втоми. Допустиме число циклів навантаження турбіни складає 2110 для пуску з холодного стану, 3020 – з неостиглого та 3840 – з гарячого. Отримані дані було порівняно з даними інших авторів та встановлено, що для пуску з холодного стану розбіжність у рівні напружень та допустимого числа циклів навантаження не перевищує 8 %.

9. Систему раціоналізації режимів роботи було застосовано у відношенні максимізації індивідуального ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 у раніше представленій постановці з аналогічними межами існування режимних параметрів. Розрахунково встановлено, що найбільший індивідуальний ресурс енергоблоку 200 МВт (300 тис. год) забезпечується при річному напрацюванні $t_i = 6000-6500$ год/рік, кількості пусків $n_i = 20-26$ рік⁻¹, відсотковому розподілі пусків за долями $XC_i = 0,74-0,8$, $ГC_j = 0,15-0,26$, $HC_{ij} = 0-0,11$. Різниця між найбільш та найменш раціональним режимом роботи складає 80 тис. год (26,7 %).

10. Отримані результати доводять ефективність застосування системи раціоналізації режимів роботи теплових електростанцій. На прикладі енергоблоку 200 МВт показано можливість зменшення середньорічної питомої витрати умовного палива до 20 %, а також збільшення індивідуального ресурсу до 26,7 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Геєць, В.М. 2022. Про оцінку економічних втрат України внаслідок збройної агресії РФ: Стенограма доповіді на засіданні Президії НАН України 30 березня 2022 року. *Visnik Nacional noi akademii nauk Ukraini*. 5 (Трав 2022), 30–38.
2. Кириленко, О. В., Снежкін, Ю. Ф., Басок, Б. І., & Базєєв, Є. Т. (2023). Енергетика, наука та інженерія: сучасний стан і виклики розвитку. *Visnik Nacional Noi Akademii Nauk Ukraini*, (4), 3–20.
3. Тесленко О.І., Горський В.В., Малярський О.Є. Аналіз тенденції та напрямів розвитку теплової електроенергетики в Україні, *The problems of general energy - 2020.*- 38–46с.
4. Top Lead, CMS Cameron McKenna Nabarro Olswang — Ukraine, Baker Tilly in Ukraine, *Енергетика України 2021. –2021. – с. 1- 8*
5. Проходження осінньо-зимових періодів 2022-2024 рр. Стан енергосистеми [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані.: Dixigroup, 2024. – Режим доступу: <https://dixigroup.org/analytic/prohodzhennya-osinno-zymovyh-periodiv-2022-2024-rr-stan-energosityemy/> (дата звернення 10.06.2024) – Назва з екрана.
6. Міністерство енергетики Україн [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ : МЕУ, 2020. – Режим доступу: meu.gov.ua (дата звернення 12.07.2021) – Назва з екрана.
7. 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.
8. Енергетична інфраструктура в Україні: чи помічниця їй зелена енергетика [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані.: В. Недашківський, 2023. – Режим доступу: <https://finance.ua/ua/goodtoknow/energytyczna-infrastruktura-v-ukraini> (дата звернення 17.06.2024) – Назва з екрана.

9. Kyrylenko O.V., Snezhkin Y.F., Basok B.I., Baseyev Ye.T. Energy, science and engineering: current state and development challenges. *Visn. Nac. Akad. Nauk Ukr.* 2023. (4): 3—20. <https://doi.org/10.15407/visn2023.04.003>

10. Сябер М.С. Сучасний стан та перспективи функціонування теплових електростанцій України, Енергетика та електрифікація. – 2018. – № 9. – С. 10-13

11. Всеукраїнська енергетична асамблея [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ : Всеукраїнська енергетична асамблея, 2022. – Режим доступу: uaea.com.ua (дата звернення 05.01.2022) – Назва з екрана.

12. Національна енергетична компанія «Укренерго» [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ : НЕК «Укренерго», 2021. – Режим доступу: ua.energy (дата звернення 21.07.2022) – Назва з екрана.

13. Васілевський О. М. Нормування показників надійності технічних засобів: навчальний посібник / О. М. Васілевський, В. О. Поджаренко. — Вінниця: ВНТУ, 2010. — 129 с.

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

15. 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.

16. Коберник В.С. Витрати палива технологій теплової енергетики в маневрених режимах // Проблеми загальної енергетики. - Київ, Інститут загальної енергетики НАН України, 2020. - №4(63). - С. 45–49.

17. ТЕК Energy [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ: Структура електрогенерації в Україні та її зв'язок із тарифами на електроенергію, 2021. – Режим доступу: tek.energy/ (дата звернення 10.08.2024) – Назва з екрана.

18. Dong-Mei Ji, Jia-Qi Sun, Yue Dui, Jian-Xing Ren, The optimization of the start-up scheduling for a 320 MW steam turbine, *Energy*, Volume 125, 15 April 2017, Pages 345-355.
19. P. Eser, N. Chokani, R. Abhari, Operational and financial performance of fossil fuel power plants within a high renewable energy mix, *J. Global Power Propul. Soc.* 1(2017) 16–27.
20. R.M. Montanes, M. Korpås, L.O. Nord, S. Jaehnert, Identifying operational requirements for flexible CCS power plant in future energy systems, *Energy Proc.* 86 (2016) 22–31.
21. H. Kondziella, T. Bruckner, Flexibility requirements of renewable energy based electricity systems—a review of research results and methodologies, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 53 (2016) 10–22.
22. R. Viswanathan, Damage mechanisms and life assessment of high temperature components, ASM International, 1989.
23. R. Viswanathan, J. Stringer, Failure mechanisms of high temperature components in power plants, *J. Eng. Mater. Technol.* 122 (3) (2000) 246–255.
24. T. Kim, D. Lee, S. Ro, Analysis of thermal stress evolution in the steam drum during start-up of a heat recovery steam generator, *Appl. Therm. Eng.* 20 (11) (2000) 977–992.
25. F. Alobaid, R. Postler, J. Strohle, B. Epple, H.-G. Kim, Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plant, *Appl. Energy* 85 (12) (2008) 1173–1189.
26. Wassim Maktouf, Kacem Sai, An investigation of premature fatigue failures of gas turbine blade, *Engineering Failure Analysis* Volume 47, Part A, January 2015, Pages 89-101
27. Dipak K. Sarkar, Chapter 12 - Start-Up and Shut-Down, *Thermal Power Plant Design and Operation*, 2015, Pages 407-448
28. НД МПЕ України. Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011. Методичні вказівки / М. Г. Шульженко. – Офіц. вид., Київ: ГРІФРЕ: М-во

палива та енергетики України, 2011. – 27 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).

29. Ming Kang , Shi-fang Wu , Ying-zheng Liu , Wei-zhe Wang(2023) Viscoplastic model-based analysis of in-service oscillation temperature and thermal stress in a rotating component . International Journal of Thermal Sciences, Volume 188, June 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108246>

30. Dipak K. Sarkar, Chapter 13 - Abnormal Operating Conditions, Thermal Power Plant Design and Operation 2015, Pages 449-477

31. Dowson P., Wang W., Alija A. Remaining life assessment of steam turbine and hot gas expander components // Proc. of the 34th turbomachinery symposium. 2005. <http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T34/t34-09.pdf>

32. Mariusz Banaszkiewicz, Multilevel approach to lifetime assessment of steam turbines, International Journal of Fatigue Volume 73, April 2015, Pages 39-47

33. Mariusz Banaszkiewicz, Anna Rehmus-Forc Stress corrosion cracking of a 60 MW steam turbine rotor, Engineering Failure Analysis, Volume 51, May 2015, Pages 55-68

34. Jing JianPing , Meng Guang , Sun Yi , Xia SongBo, An effective continuum damage mechanics model for creep–fatigue life assessment of a steam turbine rotor, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 80, Issue 6, June 2003, Pages 389-396

35. A. Bovsunovsky, E. Shtefan, V. Peshko (2023) Modeling of the circumferential crack growth under torsional vibrations of steam turbine shafting. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Volume 125, June 2023. <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2023.103881>

36. Y. Zhang, The reliability analysis of the 600 MW steam turbines of the East China electrical net, Elect Power East China (1996)

37. 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

38. 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.

39. W.Z. Wang , P. Buhl , A. Klenk , Y.Z. Liu(2016) The effect of in-service steam temperature transients on the damage behavior of a steam turbine rotor. *International Journal of Fatigue*, Volume 87, June 2016, Pages 471-483.

40. Residual life assessment of 60 MW steam turbine rotor /K. Venkatesh, P. Veera Raju, T. Jayananda Kumar //Intern. J. Scientific and Research Publications, 2012.V. 2. Issue 8.

41. Recent life assessment technology for existing steam turbines [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані.: Saito K., Sakuma A., Fukuda M.– Режим доступу: <http://www.gruppofrattura.it/ocs/index.php/ICF/ICF11/paper/viewFile/10010/9407>. (дата звернення 14.06.2024) – Назва з екрана.

42. ДСТУ 7919-4:2009. Вібрація. Контролювання стану машин за результатами вимірювання вібрації на обертових валах. Газотурбінні агрегати. – [Чинний від 2010-07-01]. – Київ: Держспоживстандарт України, 2009. – 14 с..

43. Aminov R.Z., Garievskii M.V. Effect of Engagement in Power and Frequency Control on the Service Life of Steam-Turbine Power Units //Power Technology and Engineering.- 2019.- Vol. 53, No. 4. - pp. 11 – 16. doi:10.1007/s10749-019-01102-z

44. Yang Liu , Weizhe Wang(2020) Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic thermo-mechanical loading. *Engineering Failure Analysis*, Volume 109, January 2020, 104242. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>

45. Luiz Otávio Amaral Affonso, Predicting uptime of turbomachinery, *Practical Machinery Management for Process Plants*, Volume 5, 2006, Pages 108-134

46. Joanna Wilk, Mass/heat transfer coefficient in the radially rotating circular channels of the rotor of the high-speed heat regenerator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 47, Issues 8–9, April 2004, Pages 1979-1988

47. G. Kenné, T. Ahmed-Ali, F. Lamnabhi, An Improved Rotor Resistance Estimator for Induction Motors, IFAC Proceedings Volumes, Volume 42, Issue 10, 2009, Pages 308-313

48. M. V. Garievskii, “Optimization of CCGT operating modes at variable loads taking into account equivalent operating hours”, Journal of Physics: Conference Series.,1683 (4), 2020.

49. M. V. Garievskii, “Evaluation of the efficiency of thermal power plants in variable modes taking into account equipment wear”, Journal of Physics: Conference Series.,1652(1), 2020.

50. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання / О.Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10 (1182). – С. 6-16.

51. Gerard Kosman, Andrzej u, The influence of the start-ups and cyclic loads of steam turbines conducted according to European standards on the component's life, Energy, Volume 26, Issue 12, December 2001, Pages 1083-1099

52. Журахівський А. В., Яцейко А. Я. Оптимізація режимів електроенергетичних систем, Навчальний посібник. Друге видання, виправлене. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2010. 140 с

53. Falah Alobaid , Ralf Postler , Jochen Ströhle , Bernd Epple , Kim Hyun-Gee, Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plan, Applied Energy, Volume 85, Issue 12, December 2008, Pages 1173-1189

54. A. Tica, H. Gueguen, D. Dumur, D. Faille, F. Davelaar, Hierarchical Model Predictive Control Approach for Start-up Optimization of a Combined Cycle Power Plant, IFAC Proceedings Volumes Volume 45, Issue 21, 2012, Pages 301-306

55. Falah Alobaid , Ralf Postler , Jochen Ströhle , Bernd Epple , Kim Hyun-Gee, Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plan, Applied Energy, Volume 85, Issue 12, December 2008, Pages 1173-1189

56. Falah Alobaid , Ralf Starkloff , Stefan Pfeiffer , Karl Karnera, Bernd Epple, Hyun-Gee Kim, A comparative study of different dynamic process simulation codes for

combined cycle power plants – Part B: Start-up procedure, Fuel Volume 153, 1 August 2015, Pages 707-716

57. Warwick M. Payten, Ken U. Snowden, Philip Bendeich The use of a simplified analytical expression for metastable thermal stress analysis and its application to creep–fatigue damage of a 2.25Cr 1Mo thick walled component, International Journal of Fatigue, Volume 32, Issue 2, February 2010, Pages 368-375

58. Vahid Sadrian , Esmail Lakzian, Davood Hoseinzade, Behrad Haghighi, M.M. Rashidi, Heuy Dong Kim, Optimization of operating conditions in the steam turbine blade cascade using the black-box method, Propulsion and Power Research Volume 12, Issue 4, December 2023, Pages 467-485

59. Heng Liang Zhang, Chu Nie, Yang Heng Xiong, Dan Mei Xie, Yan Zhi Yu, Approximate analytical models of temperature and thermal stresses for 2D axis-symmetry object with temperature-dependent properties, International Journal of Thermal Sciences, Volume 53, March 2012, Pages 100-107

60. Masakazu Shirakawa , Kensuke Kawai , Masao Arakawa , Hirotaka Nakayama, Intelligent start-up schedule optimization system for a thermal power plan, IFAC Proceedings Volumes, Volume 39, Issue 7, 2006, Pages 189-194

61. Ilaria Bertini, Matteo de Felice, Alessandro Pannicelli and Stefano Pizzuti, Optimizing the start-up operations of combined cycle power plants using soft computing methods, Energy, New technologies and sustainable Economic development Agency (ENEA) ‘Casaccia’ R.C. , Via Anguillarese 301, 00123

62. Christoph Koch, Frank Cziesla, George Tsatsaronis, Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, Volume 46, Issue 11, November 2007, Pages 1151-1159

63. Ilaria Bertini, Matteo De Felice, Alessandro Pannicelli, Stefano Pizzuti, Soft computing based optimization of combined cycled power plant start-up operation with fitness approximation methods, Applied Soft Computing, Volume 11, Issue 6, September 2011, Pages 4110-4116

64. F. Belkhir , D. Kraus Cabo , F. Feigner , G. Frey , Optimal Startup Control of a Steam Power Plant Using the JModelica Platform, IFAC-PapersOnLine Volume 48, Issue 1, 2015, Pages 204-209

65. Łukasz Witanowski, Piotr Klonowicz, Piotr Lampart, Piotr Klimaszewski, Tomasz Suchocki, Łukasz Jędrzejewski, Dawid Zaniewski, Paweł Ziółkowski, Impact of rotor geometry optimization on the off-design ORC turbine performance, Energy, Volume 265, 15 February 2023, 126312

66. Marcin Jankowski , Piotr Klonowicz , Aleksandra Borsukiewicz, Multi-objective optimization of an ORC power plant using one-dimensional design of a radial-inflow turbine with backswept rotor blades, Energy Volume 237, 15 December 2021, 121506

67. S. Zucca, D. Botto, M.M. Gola, Faster online calculation of thermal stresses by time integration, International Journal of Pressure Vessels and Piping Volume 81, Issue 5, May 2004, Pages 393-399

68. Hengliang Zhang, Danmei Xie, Yanzhi Yu, Liangying Yu, Online optimal control schemes of inlet steam temperature during startup of steam turbines considering low cycle fatigue, Energy, Volume 117, Part 1, 15 December 2016, Pages 105-115

69. Dong- Mei Ji, Jia-Qi Sun, Yue Dui, Jian-Xing Ren The optimization of the start-up scheduling for a 320 MW steam turbine, Energy, Volume 125, 15 April 2017, Pages 345-355

70. Major overhaul of turbine and generator for unit A3 [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. : Еко Invest, 2024. – Режим доступу: <https://www.ekoinvest.co/myproject/major-overhaul-of-turbine-and-generator-for-unit-a3/> (дата звернення 23.05.2024) – Назва з екрана.

71. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3) Монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика / О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко // К.: НТУУ «КПІ Ім. Ігоря Сікорського», 2020. – 308 с.

72. Оцінка перевитрати палива енергоблоком 200 МВт при пусках з різних теплових станів / В.А. Пешко, О.В. Улітко, С.Р. Ліщук // Modern Knowledge:

Research and Discoveries №155 - Vancouver, Canada, May 19-20, 2023.-
<https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.05.2023.027>

73. ISO 50045:2019, Technical guidelines for the evaluation of energy savings of thermal power plants, 2019-03-23, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland. <https://www.iso.org/standard/67849.html>

74. Зупинка парових турбін енергоблоків ТЕС / Мисак Й. С., Кравець Т. Ю., Дворовенко В. М. – НВФ "Українські технології". – Львів, 2011. – 194 с

75. Пускові режими роботи парових турбін енергоблоків ТЕС / Мисак Й. С., Галянчук І. Р., Дворовенко В. М. – НВФ "Українські технології". – Львів, 2008. – 265 с.

76. Черноусенко О. Ю. Подовження терміну експлуатації парових турбін великої потужності (на прикладі турбін К-200-130) : дис. доктора техн.наук : 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки / Черноусенко Ольга Юріївна ; Інститут проблем машинобудування НАН України ім. А. М. Підгорного. – Харків, 2009.

77. Chernousenko O., Peshko V., Ryndyuk D. (2024). Determination of the Thermal and Stress-Strain State of the Medium-Pressure Rotor of the T-100/120-130 Turbine after Damage to the Blades. *Journal of Mechanical Engineering*, 2(27), 6–17. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.02.006>

78. Chernousenko O., Peshko V., Rindyuk D. (2023) The System for Planning Cost-efficient and Resource-saving Operating Modes of TPP. In: Holm Altenbach, Alexander H. D. Cheng, Xiao-Wei Gao, et al. *Advances in Mechanical and Power Engineering. CAMPE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. pp 88-97. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_9

79. Нікуленкова, Т. В. Комплексне оцінювання залишкового ресурсу роторів парових турбін великої потужності : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки / Нікуленкова Тетяна Володимирівна ; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т". – Київ, 2013.

80. Matsson, J. *An Introduction to SOLIDWORKS Flow Simulation 2015* [Text] / SDC Publications (July 22, 2015) p. 350, ISBN–10: 1585039349.

81. On the operation strategy of steam power plants working at variable 307 load: Technical and economic issues // A. Stoppato, A. Mirandola, G. Meneghetti, E. Lo Casto // Energy, Volume 37, Issue 1, January 2012, Pages 228-236.

82. Дослідження теплового пограничного шару [Електронний ресурс] : методичні вказівки для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика», спеціалізації «Промислова та муніципальна теплоенергетика та енергозбереження» / А. С. Соломаха, В. В. Серeda ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,2 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 26 с

83. Пугачова Т.М. Удосконалення методів підвищення довговічності та шляхи реновації парової турбіни, к.т.н., 05.05.16 - Турбомашини та турбоустановки, Харків, 18.02.2010.

ДОДАТОК А. Список публікацій здобувача за темою дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Пешко В. А, Ліщук С. Р. «Управління витратою палива енергоблока 200 МВт при роботі в режимі частих пусків». Енергетика: економіка, технології, екологія, 2023, 4, с. 128-133. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2023.290940> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

2. Lishchuk S., Peshko V. «Calculation study of thermal stresses in the medium-pressure rotor of the K-200-130 turbine during startup from a cold state». Journal of Mechanical Engineering, 2024, vol. 27, no. 2, pp. 36-42. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.02.036> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

3. Ліщук С. Р., Пешко В. А «Дослідження ресурсних показників ротора середнього тиску турбіни К-200-130». Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, 2024, 1, с. 6–10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2024.01.01> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

4. Пешко В., Улітко О., Ліщук С. (2023). Оцінка перевитрати палива енергоблоком 200 МВт при пусках з різних теплових станів. Scientific Collection «InterConf+», 33(155), 296–304. <https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.05.2023.027>

5. Оцінка перевитрати палива при роботі котла ТП-100 на пускових режимах / Ліщук С.Р., Пешко В.А. // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т. : Матеріали ХХ Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2023. – Т. 1. – С. 169-170.

6. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану металу / Ліщук

С.Р., Пешко В.А. // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XXI Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 23–26 квіт. 2024 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2024. – Т. 1. – С. 108-110.

7. Розрахункове дослідження термічних напружень в роторі середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з гарячого стану / Ліщук С.Р., Пешко В.А. // Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку. Збірка наукових праць XX міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 2024. – С. 60-64.

Додаток Б. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор відокремленого підрозділу
«Бурштинська теплова електрична
станція» АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО»



Валерій ХОМ'ЯКОВ

06.08.2021 р.

Довідка

про використання результатів науково-дослідної роботи

В межах договору № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р. між АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка» виконана науково-дослідна робота на тему **«Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСКА ТЕС»**.

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О. Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Риндюк Д. В., Пешко В. А.;
- 3) виконавці – Беднарська І. С., Мороз О. С., Горяженко В. Ю., Чернов С. О., Шишута А. М., Марисюк Б. О., Ліщук С. Р.

В результаті проведеної науково-дослідної роботи виконавцями надано висновки та рекомендації, щодо допустимості продовження терміну експлуатації ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, а саме:

- розроблено розрахункову модель ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС в тривимірній постановці з використанням скінченно-елементного методу дискретизації та з врахуванням всіх геометричних особливостей об'єкту, в тому числі результатів неруйнівного контролю металу;

- проведені розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової втоми та довготривалої міцності металу ротора середнього тиску для типових режимів роботи на базі графіків пуску та реальних умов роботи характерних для блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС;

- розраховано ресурсні показники ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, встановлено величини пошкодження ротора за статичними та циклічними механізмами руйнування, розраховано залишковий ресурс та надано висновки і рекомендації, щодо допустимого залишкового напрацювання та допустимої кількості пусків.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник лабораторії металів і зварювання
ДТЕК Бурштинська ТЕС

Тарас ПАЛАЩУК

Додаток В. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер
ВП «Хмельницька АЕС»


Руслан КАРИКОВ
«02» 09 2022 р.

**Довідка
про використання результатів науково-дослідної роботи**

В межах договору № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р. між ДП «НАЕК «Енергоатом» Відокремлений підрозділ «Хмельницька АЕС» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка», виконано науково-дослідну роботу на тему «Оцінка можливості продовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після пошкодження ротора ЦВТ (Аналітичні послуги)».

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О.Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Усатий О.П., Пешко В.А.;
- 3) виконавці – Беднарська І.С., Горяченко В. Ю., Шишута А. М., Марисюк Б. О., Ліщук С. Р., Шерфедінов Р. Б., Жирков О. Г.

За результатами науково-дослідних робіт виконавцями проведено оцінку можливості продовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС» після пошкодження ротора ЦВТ, а саме:

- виконано повірочний розрахунок ротору ЦВТ турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС», надано науково-технічні рекомендації щодо подальшої експлуатації без робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ при наявності діафрагм п'ятого ступеня та без них;
- досліджено вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ при наявності діафрагм п'ятого ступеня та без них на газодинамічні характеристики та інтегральні показники якості (потужність, внутрішній відносний ККД) ПЧ ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС» на різних режимах експлуатації;
- оцінено можливість застосування «імітатора (-ів)» діафрагми 5-го ступеня ротора ЦВТ (дросельної шайби), виготовленого Doosan Skoda Power, у разі відсутності можливості встановити заводські діафрагми 5-го ступеня.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник турбінного цеху
ВП «Хмельницька АЕС»



Анатолій КУЦЕНКО



Додаток Г. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 5162-ЗЕ-БуТЕС від 20.09.2024 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер
ДТЕК Бурштинська ТЕС
Максим ШУМЧЕНКО
« 20 » 12 2024 р.

**Довідка
про використання результатів науково-дослідної роботи**

В межах договору № 5162-ЗЕ-БуТЭС від 20.09.2024 р. між АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО» Відокремлений підрозділ «Бурштинська теплова електрична станція» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка», виконано науково-дослідну роботу на тему «Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС».

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О.Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Бовсуновський А.П., Риндюк Д.В., Пешко В.А.;
- 3) виконавці – Баранюк О.В., Рачинський А.Ю., Власенко О.В., Беднарська І.С., Горяженко В.Ю., Лішук С. Р., Носаль О.Ю., Коновалюк О.Л., Сепік А.В., Пешков А.В., Ткаченко М.В., Дацик Є.Ю., Степанченко А.А., Гладенький Д.С.

За результатами науково-дослідних робіт виконавцями надано висновки та рекомендації, щодо допустимості продовження терміну експлуатації ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, а саме:

- розроблено розрахункову модель ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС в тривимірній постановці з використанням скінченно-елементного методу дискретизації та з врахуванням результатів ремонтних відновлень виконаних під час планово-попереджувальних ремонтів у 2021 та 2024 рр.;
- проведено розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової втоми та довготривалої міцності металу ротора середнього тиску для типових режимів роботи на базі графіків пуску та реальних умов роботи характерних для блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС;
- досліджено вплив кручення на розвиток дефектів ротора середнього тиску, розраховано критичну глибину тріщин, оцінено вплив синхронізації турбогенератора з енергомережою на темпи накопичення пошкоджень;
- розраховано ресурсні показники ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, встановлено величини накопиченого пошкодження ротора за статичними та циклічними механізмами руйнування, розраховано залишковий ресурс та надано висновки і рекомендації, щодо допустимого залишкового напруження та допустимої кількості пусків.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Керівник СДКР
ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС



Юрій БРОНІЧ