

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

Інститут проблем машинобудування

ім. А. М. Підгорного

БАХМУТСЬКА ЮЛІЯ ОЛЕГІВНА



УДК 621.165

**ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РОТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН
ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОВОГО ТА
ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ НА ПУСКОВИХ РЕЖИМАХ**

Спеціальність 05.05.16 – Турбомашини та турбоустановки

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у відділі моделювання та ідентифікації теплових процесів Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
АЛЬОХІНА Світлана Вікторівна,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України,
старший науковий співробітник
відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ЧЕРНОУСЕНКО Ольга Юріївна,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»,
завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових
та атомних електростанцій;

кандидат технічних наук, доцент
ФУРСОВА Тетяна Миколаївна,
Українська інженерно-педагогічна академія,
доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих
технологій

Захист відбудеться «8» листопада 2018 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий «4» жовтня 2018 р.

В. о. вченого секретаря спеціалізованої вченої
ради Д 64.180.02 доктор технічних наук,
старший науковий співробітник



Д. Х. Харлампіді

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Проблеми підтримки працездатності, підвищення надійності та збільшення терміну служби турбінного обладнання потребують вирішення задач термоміцності на нестационарних режимах і ресурсу високотемпературних елементів турбоустановки. Використання сучасних підходів до моделювання, розрахунку та оцінки теплового, напруженого станів і ресурсу дозволяє виявити перевантажені елементи та суттєво підвищити надійність і ресурсні показники конструкції. Термін служби турбоустановки, в більшості випадків, визначається ресурсом ротора, як найбільш навантаженого і дорогого елемента. Тому заходи, що застосовуються для зниження термонапружень в конструкції ротора, є найбільш ефективними з точки зору підвищення надійності всієї турбоустановки.

Дисертаційна робота присвячена актуальній задачі дослідження факторів та механізмів, що впливають на тепловий та термонапружений стан роторів турбін великої потужності в період передпускової підготовки та пуску, а також аналізу можливості підвищення ресурсних показників (кількості пусків) турбіни шляхом її модифікації та зміни технології пуску. Удосконалення підходів до дослідження термонапруженого стану і ресурсу роторів парових турбін, яке виконане в цій роботі, також є актуальною задачею в науковому та практичному плані.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота відповідає основним напрямкам наукових досліджень відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів ІПМаш НАН України та виконана в період з 2011 по 2018 рр. у рамках бюджетної теми № ІІІ-66-15 «Моделювання, ідентифікація і оптимізація теплових процесів в об'єктах енергетики з метою вирішення задач енергоресурсозбереження і підвищення надійності їх роботи» (№ ДР 0115U001091); цільової програми наукових досліджень НАН України «Науково-технічні основи енергетичного співробітництва між Україною та Європейським Союзом», проект «Вплив перетоків пари у ступенях циліндрів високого та середнього тиску на ефективність їх роботи» (№ ДР 0116U005053); відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень ІПМаш НАН України – бюджетна тема № ІІІ-63-15 «Розробка розрахунково-експериментальних методів діагностування віброміцності і ресурсу енергетичних машин та ракетно-космічної техніки при нестационарних термосилових навантаженнях» (№ ДР 0115U001088); гранту молодих науковців «Визначення граничних умов теплообміну на поверхнях вихідного патрубка ЦВТ парової турбіни для оцінки його термонапруженого стану» (№ ДР 0111U008566), у яких автор був співвиконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є збільшення допустимого числа пусків парової турбіни великої потужності за рахунок зміни конструкції та умов прогріву роторів високого тиску на етапах підготовки до пуску та пуску, базуючись на дослідженнях нестационарного теплового та термонапруженого стану ротора.

Для досягнення мети були поставлені і розв'язані такі задачі:

1. Розробити методологічний підхід до розрахунку нестационарного теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін, що дозволяє:

- уточнити підхід до визначення коефіцієнтів тепловіддачі (КТВ) на поверхнях ущільнень ступінчатого типу з урахуванням струминного характеру течії, що витікає із зазору між гребенем і поверхнею;
 - уточнити підхід до визначення коефіцієнтів тепловіддачі при плівковій конденсації пари на поверхнях елементів (циліндру високого тиску) ЦВТ;
 - врахувати процес плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора.
2. Виконати розрахункове дослідження нестационарного теплового стану ротора парової турбіни К-325-23,5 на режимах підготовки до пуску, пусків з холодного та гарячого станів, застосовуючи розроблений підхід, приймаючи до уваги технологію пуску турбіни та фізичні процеси, що проходять під час пуску: прогрівання з боку вихлопного патрубку; робота схеми ущільнень в передпусковий період; визначити параметри пари на виході з міжкорпусного простору з урахуванням процесу плівкової конденсації в ньому та пов'язані з цим розподіли параметрів пари в камерах кінцевих ущільнень (КУ).
 3. Виконати розрахункове дослідження термонапруженого стану ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 на режимах передпускової підготовки, пусків з холодного та гарячого станів, визначити рівень напружень в місцях концентрації і вплив процесу плівкової конденсації та струминної течії у впадинах кінцевих ущільнень на загальний рівень напружено-деформованого стану конструкції.
 4. Розробити рекомендації щодо зниження напружень в місцях концентрацій і збільшення ресурсу ротора.
 5. Оцінити можливість появи мікротріщин при циклічному навантаженні (пуск з холодного стану - робота на номінальному режимі - останов) і порівняти ресурсні показники (допустиму кількість пусків з холодного стану) для вихідного і запропонованого варіантів конструкції.

Об'єкт дослідження – термодинамічні процеси, що відбуваються в ЦВТ парових турбін високої потужності та термонапружений стан високотемпературних роторів на нестационарних режимах роботи турбоустановки.

Предмет дослідження – тепловий і термонапружений стан роторів ЦВТ турбін великої потужності в період передпускової підготовки і пусках із холодного та гарячого станів, а також фактори, які впливають на рівень термонапружень в місцях їх концентрації.

Методи дослідження включають в себе чисельне дослідження теплового та термонапруженого стану роторів високого тиску парових турбін з використанням сучасних методів математичного моделювання та методів інженерного аналізу, які базуються на основних положеннях нестационарної теплопровідності та механіки твердого деформованого тіла.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

1. На підставі експериментальних досліджень отримано нову залежність коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні ущільнень ступеневого типу з урахуванням особливостей течії робочого середовища, яка більш точно описує умови теплообміну на кінцевих ущільненнях парових турбін.
2. Вперше запропоновано методологічний підхід до визначення теплового і термонапруженого стану ротора високого тиску (РВТ) на етапах передпускової

підготовки і пуску з урахуванням струминного характеру течії пари і плівкової конденсації пари на поверхні ротора.

3. Вперше на режимі передпускової підготовки на етапі подачі пари з боку вихлопного патрубку визначено параметри пари на виході з міжкорпусного простору з урахуванням часу конденсації в ньому, внаслідок чого визначено область РВТ, яка не прогривається, що зумовлює появу високих термонапружень в момент поштовху ротора, обмежуючи число пусків з холодного стану.
4. Вперше виявлено вплив плівкової конденсації і струминної течії пари у впадинах переднього кінцевого ущільнення на термонапружений стан ротора.

Практичне значення отриманих результатів полягає в такому:

1. Вперше отримані результати нестационарного теплового і термонапруженого стану РВТ турбіни К-325-23,5 при підготовці до пуску і пуску з холодного та гарячого станів з урахуванням процесу плівкової конденсації пари на поверхнях ротора і міжкорпусного простору, струминної течії пари у впадинах кінцевих ущільнень і детального моделювання особливостей пуску турбіни.
2. Створено алгоритм врахування процесу плівкової конденсації на поверхнях елементів парової турбіни, який дозволяє визначити час початку і кінця плівкової конденсації та вибрати і призначити відповідні граничні умови.
3. Розроблено заходи щодо зниження термічних напружень в місцях їх концентрацій за рахунок більш рівномірного прогріву РВТ в передпусковий період. Запропоновано новий варіант конструкції переднього кінцевого ущільнення та умов прогріву ротора, який дозволяє істотно підвищити допустиму кількість пусків турбіни з холодного стану, що підтверджується проведеною оцінкою ресурсу за механізмом малоциклової втоми для вихідного і запропонованого варіантів конструкції.

Результати дисертаційної роботи будуть використані при вдосконаленні конструкції циліндра високого тиску турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом» (довідка про впровадження результатів кандидатської дисертації № ТА-01-652 від 29.11.2017). Результати дисертації застосовуються в навчальному процесі кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності фізико-енергетичного факультету Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна у рамках дисципліни «Термонапружений стан елементів енергетичного обладнання» при підготовці студентів кваліфікаційного рівня магістр. Результати досліджень стали основою для заявки №А201701820 від 27.02.2017 на патент «Переднє кінцеве ущільнення циліндру високого тиску потужних парових турбін».

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Робота [1] виконана здобувачем самостійно. У спільних публікаціях здобувачем виконані такі частини роботи: в [2] запропоновано методологічний підхід для визначення КТВ у впадинах ущільнень ступінчатого типу, який базується на експерименті; в [3] побудований алгоритм визначення параметрів пари в КУ на етапі передпускової підготовки, що дозволяє врахувати витоки пари із камер з дренажами та розраховані КТВ на поверхні РВТ в області переднього (ПКУ) і заднього кінцевого ущільнень (ЗКУ) при однофазній течії та при конденсації пари; в [4] на підставі обробки експерименту отримане

критеріальне рівняння для визначення КТВ, яке враховує струминний характер течії в КУ ступінчатого типу; в [5] запропонована нова конструкція ПКУ та система ущільнень турбіни К-325-23,5, які забезпечують рух пари на ділянці, що не прогрівається для вихідного варіанту конструкції ПКУ, отримані витрати в камерах ущільнень та КТВ на поверхні КУ у період передпускової підготовки при однофазній течії та при конденсації пари; в [6] проведено дослідження теплового та термонапруженого стану РВТ парової турбіни К-325-23,5 в період передпускової підготовки та пуску з холодного стану (ХС) для вихідного та запропонованого варіанту конструкції, яке показало, що напруження для запропонованого варіанту значно менші, ніж у вихідній конструкції ПКУ; в [7] проведено дослідження теплового та термонапруженого стану в пружнопластичній постановці РВТ турбіни К-325-23,5 в період передпускової підготовки, пуску з ХС та гарячого стану (ГС), останову та природнього остигання, розраховано ресурс РВТ по механізму малоциклової втоми (МЦВ), підвищено число пусків для запропонованої конструкції більш ніж в 2 рази в порівнянні з вихідною конструкцією ПКУ; в [8] визначені витрати пари в елементах ступенів проточної частини ЦВТ турбіни К-325-23,5 під час пуску з ХС; в роботах [9 - 17] здобувач брав участь в постановці задач дослідження, підході до вирішення завдання, сформував математичну модель об'єкта дослідження, виконав чисельне дослідження і аналіз результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи доповідались та обговорювались на: конференції молодих учених та спеціалістів. «Сучасні проблеми машинобудування» (Харків, 2012, 2016, 2018); XIX міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 2011); науково-практичній конференції з міжнародною участю «XLI Неділя науки СПбГПУ» (Росія, СПб, 2012); XIV, XV та XVI міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (Харків, 2012, 2015, 2017); III міжгалузевій науково-практичній конференції молодих учених та фахівців «Інноваційні шляхи модернізації базових галузей промисловості, енерго- і ресурсозбереження, охорона навколишнього природного середовища» (Харків, ГП «УкрНТЦ «Енергосталь», 2014); міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» (Харків, 2015); XII, XIII та XIV міжнародних науково-технічних конференціях «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (Харків, 2016, 2017, 2018).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 17 наукових працях: з них 6 – у наукових періодичних фахових виданнях України (3 – у наукових українських виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз); 9 – у матеріалах та тезах конференцій, а також 2 статті – у наукових журналах України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 206 сторінок (141 сторінка основного тексту), серед них 57 рисунків, 6 таблиць, список використаних джерел зі 114 найменувань на 13 сторінках, 7 додатків на 34 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, відзначено її зв'язок з науково-дослідними роботами Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, де виконувалась робота. Сформульовано мету та задачі дослідження. Визначено об'єкт, предмет та методи дослідження, розкрито наукову новизну та практичне значення отриманих результатів. Наведено інформацію про публікації та апробацію викладеного в роботі матеріалу, а також відзначено особистий внесок здобувача.

У першому розділі проведено аналіз стану енергетичного обладнання ТЕС і ТЕЦ України, який свідчить, що більшість енергоблоків (64 %) знаходяться на межі фізичного зносу. Серед основних проблем турбінного устаткування в енергетичному секторі України відмічено використання в маневрених режимах турбін потужністю 200 – 300 МВт, які для цього не пристосовані, що веде до спрацьовування ресурсу по механізму МЦВ і передчасному зносу устаткування.

Обґрунтовано вибір ротора парової турбіни К-325-23,5 у якості прикладу для дослідження теплового та термонапруженого стану. Розглянуто особливості конструкції і пуску турбіни К-325-23,5 (рис. 1).



Рис. 1 – Циліндр високого тиску парової турбіни К-325-23,5

Приведено огляд методів визначення теплових граничних умов (ГУ) та дослідження теплового, термонапруженого стану та ресурсу роторів парових турбін. Відмічено, що вагомий внесок у розв'язання проблеми визначення граничних умов у високотемпературних елементах парових турбін зробили такі вчені: Л. П. Сафонов, Л. М. Зисіна-Моложен, В. М. Капінос, Л. О. Гура, Ю. М. Мацевитий, В. М. Голощанов, Ю. Ф. Косяк, О. Ю. Черноусенко, В. О. Палей, С. В. Альохіна, Uche J., Artal J., Serra L. та інші. Разом з тим зроблено висновок, що вкрай мало результатів отримано по задачі визначення ГУ теплообміну на поверхнях елементів ротора при наявності процесу плівкової конденсації пари. Практичні рекомендації та методики розрахунку КТВ при плівковій конденсації пари на реальних конструкціях недостатньо представлені в літературі.

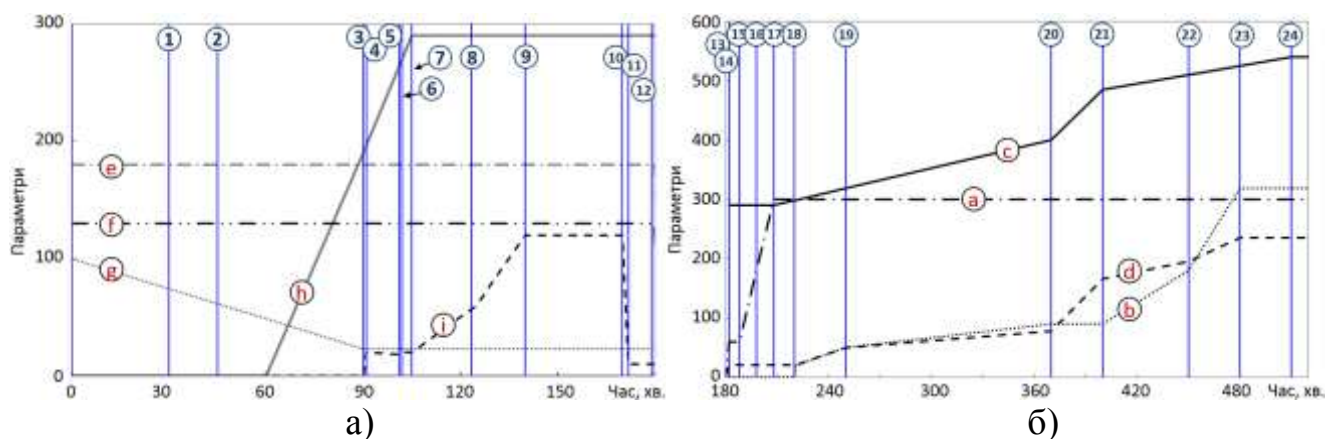
На основі публікацій вітчизняних і зарубіжних авторів проведено аналіз причин вичерпання ресурсу парових турбін та наводяться найбільш небезпечні деталі та зони з точки зору циклічної пошкоджуваності. Визначено методологічні підходи до дослідження термонапруженого стану елементів парових турбін, що дозволяють підвищити точність результатів та потребують подальшого розвитку.

Вагомий внесок у розв'язання задач теплового, термонапруженого стану та ресурсу парових турбін зробили наступні вчені: Л. О. Шубенко-Шубін, Л. П. Сафонов, О. Ш. Лейзерович, Є. Р. Плоткін, В. І. Берлянд, О. Д. Трухній, О. Ю. Черноусенко, М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, А. А. Смирнов, О. О. Івановський, Brilliant N. M., Wang W. Z., Zhang J. H., Liu Y. Z., Chen R., Mukhopadhyay D. та інші.

На базі виконаного аналізу сформульовано мету та проведено постановку нових задач дослідження.

У **другому розділі** розроблено методологічний підхід до визначення ГУ теплообміну, теплового, термонапруженого стану та ресурсу елементів парових турбін, що дозволяє підвищити точність результатів аналізу за рахунок врахування процесу плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора, фізики струминної течії та турбулізації потоку у впадинах кінцевих ущільнень, уточненого підходу до визначення теплових ГУ, покращеної розрахункової моделі ротора та застосування пружнопластичної моделі для аналізу термонапружень і МЦВ.

Відповідно до запропонованого підходу, на першому етапі дослідження, на основі аналізу пускових режимів турбіни, визначені характерні моменти часу (рис. 2), на яких змінюються пускові параметри: температура і тиск пари, частота обертання ротора та ін. У роботі особлива увага приділялась підготовці до пуску (рис. 2 а), пуску з холодного стану (рис. 2 б), гарячого стану та останову.



a – частота обертання ротора ($\times 10^{-1}$ об/хв); **b** – потужність турбіни (МВт); **c, d** – температура ($^{\circ}\text{C}$) та тиск ($\times 10$ кПа) пари, що подається в проточну частину; **e, f** – температура ($^{\circ}\text{C}$) та тиск ($\times 10^{-2}$ кПа) пари, що подається на кінцеві ущільнення; **g** – тиск пари в конденсаторі ($\times 10^{-3}$ кПа); **h, i** – температура ($^{\circ}\text{C}$) та тиск ($\times 10^{-2}$ кПа) пари, що подається через вихлопний патрубок

Рис. 2 – Графіки підготовки до пуску (а), та пуску (б) турбіни К-325-23,5 з ХС

На другому етапі, для кожного характерного моменту часу визначені параметри і характеристики потоку пари для всіх елементів турбіни: проточної частини (ПЧ), кінцевих ущільнень, міжкорпусного простіру (МКП).

Особливістю пуску парової турбіни типу К-325-23,5 є те, що на етапі передпускової підготовки пара подається з боку вихлопного патрубку у проточну частину та за 9-м ступенем частина пари потрапляє в МКП, де конденсується, і після закінчення конденсації надходить в камеру 7 ПКУ. У роботі розроблено підхід, із застосуванням якого обчислено час процесу плівкової конденсації в МКП та визначено параметри пари на виході з МКП з врахуванням наявності повітря в МКП, характеру течії пари та форми струменя відривних зон та конденсації пари.

Для розрахунку параметрів пари в проточній частині на режимах відмінних від номінального використана формула Флюгеля. Схема течії пари для ступенів турбіни представлена на рис. 3. Параметри пари в камерах кінцевих ущільнень визначалися з урахуванням схеми ущільнень, гідравлічного опору елементів системи дренажів, впливу МКП. Встановлено, що під першою обоймою в камерах 5 і 7 (див. рис. 1) на етапі подачі пари через вихлопний патрубок встановлюється однаковий тиск і, відповідно, витрати пари через ці камери дорівнюють нулю.

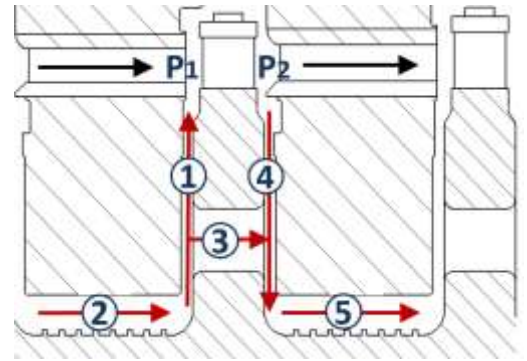


Рис. 3 – Схема течії пари

У якості теплових граничних умов для вирішення задачі теплообміну використовувались ГУ 3-го роду, що розраховувались в проточній частині, кінцевих ущільненнях та підшипнику. Для визначення КТВ на поверхнях елементів ротора використовуються критеріальні рівняння

$$Nu = A \cdot Re^m \cdot Pr^n,$$

де $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_p}$, $Re = \frac{W \cdot d}{\nu}$, $Pr = \frac{\nu}{a}$ – числа Нуссельта, Рейнольдса та Прандтля; A – коефіцієнт, що залежить від геометрії елемента; W – швидкість пари уздовж поверхні елемента; d – геометричний розмір; ν , λ_p , a – коефіцієнти кінематичної в'язкості, теплопровідності та температуропровідності пари; α – КТВ.

ГУ в проточній частині визначалися з урахуванням впливу поверхні лопатки і замкового з'єднання за методикою, розробленою заводом АТ «Турбоатом» і кафедрою «Турбінобудування» НТУ «ХП» під керівництвом Капіноса В.М.

У роботі запропоновано методику уточненого розрахунку теплових ГУ в ущільненнях ступінчатого типу, що враховує структуру течії пари та пульсаційну складову у впадинах кінцевих ущільнень. Розрахунки базувалися на експериментальних дослідженнях теплообміну при натіканні напівобмеженого струменя на стінку, виконаних у відділі «Моделювання та ідентифікація теплових процесів» ІПМаш НАН України.

У впадині ущільнення виділені дві поверхні (рис. 4): уздовж поверхні А спостерігається рух турбулентного напівобмеженого струменя; на поверхню Б струмінь натікає перпендикулярно. При натіканні напівобмеженого струменя на поверхню Б в кутовій зоні виникає область гальмування потоку. На поверхні А з експериментальних даних отримана точка $x_{гр}$, яка розграничує область гальмування і у відносних координатах визначається як

$$\bar{x}_{гр} = 0,72 \cdot \bar{H}, \quad \bar{H} = \frac{H}{S},$$

де $S = 0,85 \cdot S_{щ}$ – розмір струменя на виході із щілини; $S_{щ}$ – відстань від гребеня до поверхні А; H – відстань від зрізу щілини до поверхні Б.



Рис. 4 – Положення граничних точок у впадині ущільнення

Локальні значення КТВ на поверхні А в діапазоні $0 \leq x \leq x_{\text{гр}}$ (див. рис. 4) розраховувалися на підставі формули

$$Nu_x = 0,03 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{cp}}}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0,25},$$

де Pr_{cp} , $Pr_{\text{ст}}$ – числа Прандтля при температурах середовища та поверхні стінки.

В області гальмування струменя КТВ знижується по залежності

$$\alpha_i = \alpha_{x_{\text{гр}}} \cdot (1 - \bar{x}^2),$$

де $\bar{x} = \frac{x - x_{\text{гр}}}{H - x_{\text{гр}}}$ – поточна координата в області гальмування між $x_{\text{гр}} \leq x \leq H$.

На поверхні Б ущільнення ступінчатого типу за результатами експериментального дослідження течії напівобмеженого струменя отримано нову залежність КТВ з урахуванням особливостей течії робочого середовища, яка більш точно описує умови теплообміну на поверхні кінцевих ущільнень парових турбін

$$Nu_{\text{гр}} = 0,37 \cdot (\bar{H})^{-0,5} \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,43},$$

де $Nu_{\text{гр}} = \frac{\alpha_{\text{гр}} \cdot S_{\text{щ}}}{\lambda}$; $Re_{\text{щ}} = \frac{U_0 \cdot S_{\text{щ}}}{\nu}$; $U_0 = \frac{G \cdot \nu}{\pi \cdot d_{\text{в}} \cdot S}$; G – масова витрата пари через щілину ущільнення; ν – питомий об'єм пари на зрізі щілини; $d_{\text{в}}$ – діаметр впадини ущільнення під гребенем; λ , ν – теплопровідність та кінематична в'язкість; $\alpha_{\text{гр}}$ – КТВ в граничній точці $y_{\text{гр}}$; $y_{\text{гр}} = S + H \cdot \text{tg}23^\circ$ (за результатами експерименту).

КТВ в області 1 впливу пульсаційної складової (див. рис. 4) при $0 < y \leq y_{\text{гр}}$

$$\alpha_i = (1,32 - 0,112 \cdot \bar{y} - 0,208 \cdot \bar{y}^2) \cdot \alpha_{y_{\text{гр}}},$$

де $\bar{y} = \frac{y}{y_{\text{гр}}}$ змінюється від 0 до 1,0; $\bar{y}_{\text{гр}} = \frac{y}{S}$ гранична точка у відносних координатах.

КТВ в області сталої течії напівобмеженого струменя уздовж поверхні Б (область 2 на рис. 4) при $y_i > y_{\text{гр}}$ визначається на підставі співвідношення

$$Nu_i = Nu_{\text{гр}} \cdot \left(\frac{\bar{y}_{\text{гр}}}{\bar{y}_i}\right)^{0,245},$$

де $\bar{y}_i = \frac{y_i}{S}$ – поточна відносна координата в області 2.

Для випадку плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора граничні умови теплообміну визначалися як

$$\bar{\alpha}_{\text{конд}} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^2 \cdot r \cdot c_f^{\text{пл.конд}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \left(\frac{1,5 \cdot S_{\text{п.сл}} \cdot l_i^{0,5}}{\nu_{\text{ж}}^{0,5} \cdot \rho_{\text{ж}}}\right)^{\frac{4}{3}}}{6 \cdot \nu_{\text{ж}} \cdot l_i \cdot (T_{\text{н}} - T_{\text{с}})}},$$

де $\lambda_{\text{ж}}$ – коефіцієнт теплопровідності плівки; r – теплота конденсації при заданому тиску; $c_f^{\text{пл.конд}}$ – коефіцієнт тертя на міжфазній поверхні пар-рідина; $\rho_{\text{п}}$ – щільність пари; $\nu_{\text{ж}}$ – кінематична в'язкість сконденсованої пари; l_i – довжина ділянки; $T_{\text{н}}$, $T_{\text{с}}$ – температури насичення пари та стінки; $\rho_{\text{ж}}$ – щільність пари, який сконденсувався.

Наступним етапом роботи є вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності для визначення теплового стану конструкції, що описується рівнянням

$$c(T)\rho(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}[\lambda(T) \text{grad}T(x, y, z, t)],$$

де функція $T = T(x, y, z, t)$ визначає температурне поле в момент часу t ; $\lambda(T)$, $c(T)$, $\rho(T)$ – коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність та щільність середовища.

Для визначення теплового стану ротора, поверхня якого омивається паром, використовувалися ГУ 3-го роду. У цьому випадку зв'язок між градієнтом температури на поверхні і температурою пари описується законом Ньютона-Ріхмана, який визначає теплообмін між поверхнею елемента ротора і паром

$$q = \alpha(T_{\text{п}} - T_{\text{сп}}),$$

де q – щільність теплового потоку; $T_{\text{п}}$, $T_{\text{сп}}$ – температура поверхні та навколишнього середовища; α – КТВ, що характеризує інтенсивність теплообміну і залежить від властивостей навколишнього середовища і умов його руху. На поверхнях ротора виконується рівність $-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} |_{\text{п}} = \alpha(T_{\text{п}} - T_{\text{сп}})$.

В процесі пуску парової турбіни, в залежності від співвідношення температури металу її елементів та температури насичення пари, на поверхнях елементів може проходити процес плівкової конденсації пари, що призводить до різкої зміни ГУ теплообміну. У роботі розроблений методологічний підхід, що дозволяє визначати наявність чи відсутність явища конденсації з високою точністю та автоматично призначати відповідні теплові ГУ у процесі прогрівання, який базується на відстеженні температури поверхні елементів парової турбіни в процесі нагрівання:

1. Початковий тепловий стан конструкції розраховується шляхом вирішення задачі остигання, виходячи з інформації щодо часу простою та режиму останова.

2. У кожній локальній області конструкції відстежується температура металу поверхні ротора в процесі прогріву та порівнюється з температурою насичення пари.

3. Якщо температура металу в локальній області менша за температуру насичення пари, то має місце плівкова конденсація пари. Призначаються відповідні ГУ: температура насичення пари та КТВ обчислені для випадку конденсації.

4. Коли температура поверхні досягає температури насичення пари призначаються теплові граничні умови, обчислені для однофазного середовища (КТВ та температура пари).

Результати вирішення задачі теплообміну використовуються при дослідженні термоміцності конструкції. Для визначення напружено-деформованого стану виконується спільне вирішення повної системи рівнянь теорії пружності: рівнянь рівноваги, сумісності деформацій та закону Гука

$$\{\sigma_{ij}\}_j + \rho X_j = 0; \{\varepsilon_{ij}\} + [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\}; i, j = 1, 2, 3,$$

де σ_{ij} – нормальні та дотичні напруження; X_j – складові сили, що діють на елемент ротора; ρ – густина матеріалу; ε_{ij} – деформації; $[a]$ – матриця коефіцієнтів пружності; β – коефіцієнт об'ємного розширення; ΔT – зміна температури.

Задачі нестационарної теплопровідності та термоміцності розв'язуються за допомогою програмного комплексу, що реалізує метод скінчених елементів (МСЕ).

Заключним етапом дослідження є розрахунок малоциклової втоми та оцінка ресурсу. Аналіз малоциклової втоми виконувався за результатами розрахунку місцевих пружнопластичних деформацій. Для оцінки ресурсу для кожної області зі значною концентрацією напружень визначався ефективний розмах деформацій $\Delta \varepsilon_{ij}^{el/pl} = \varepsilon_{ij\text{ MAX}}^{el/pl} - \varepsilon_{ij\text{ MIN}}^{el/pl}$, де $\varepsilon_{ij\text{ MAX}}^{el/pl}$, $\varepsilon_{ij\text{ MIN}}^{el/pl}$ – максимальне і мінімальне значення пружних і пластичних деформацій, які визначаються на сталому циклі навантаження.

У третьому розділі виконано умовне розбиття РВТ парової турбіни К-325-23,5 на області (рис. 5), у межах яких параметри пари та теплові ГУ змінюються не суттєво в момент часу, що розглядається. За допомогою розробленого підходу обчислені теплові ГУ, як в умовах течії однофазного середовища так і при плівковій конденсації пари на поверхнях елементів ротора для режимів підготовки до пуску, пусків з ХС, ГС та останову. Особливу увагу при дослідженні приділялось детальному моделюванню умов конвективного теплообміну в ущільненнях ступінчатого типу (КТВ на номінальному режимі наведено на рис. 6) для урахування струминного характеру течії пари в ПКУ, що базується на експериментальних та розрахункових даних, отриманих у відділі «Моделювання та ідентифікація теплових процесів» ІПМаш НАН України (рис. 6).

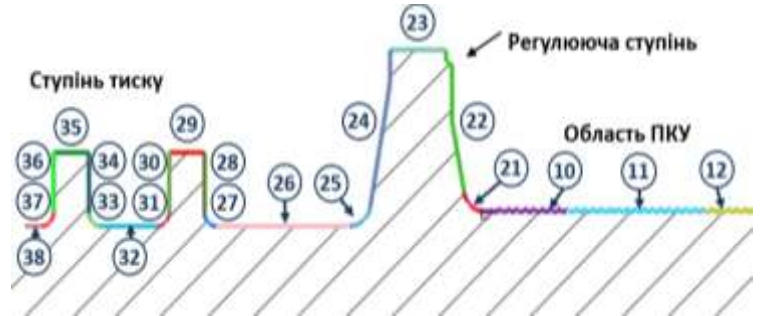


Рис. 5 – Розбиття РВТ на ділянки в області регулюючого та перших ступеней тиску

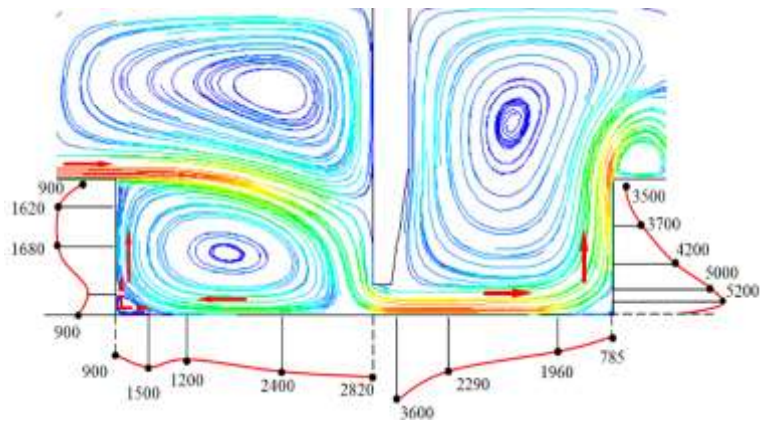


Рис. 6 – Розподілення КТВ (Вт/(м²К) у впадині ступінчатого ущільнення

Побудовано розрахункову модель ротора ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 та проведено дослідження нестационарного температурного та термонапруженого стану при підготовці до пуску, пусках з холодного, гарячого станів та останові. Результати дослідження температурного стану РВТ для передпускової підготовки та пуску з ХС наведено на рис. 7, а термонапруженого – на рис. 8.

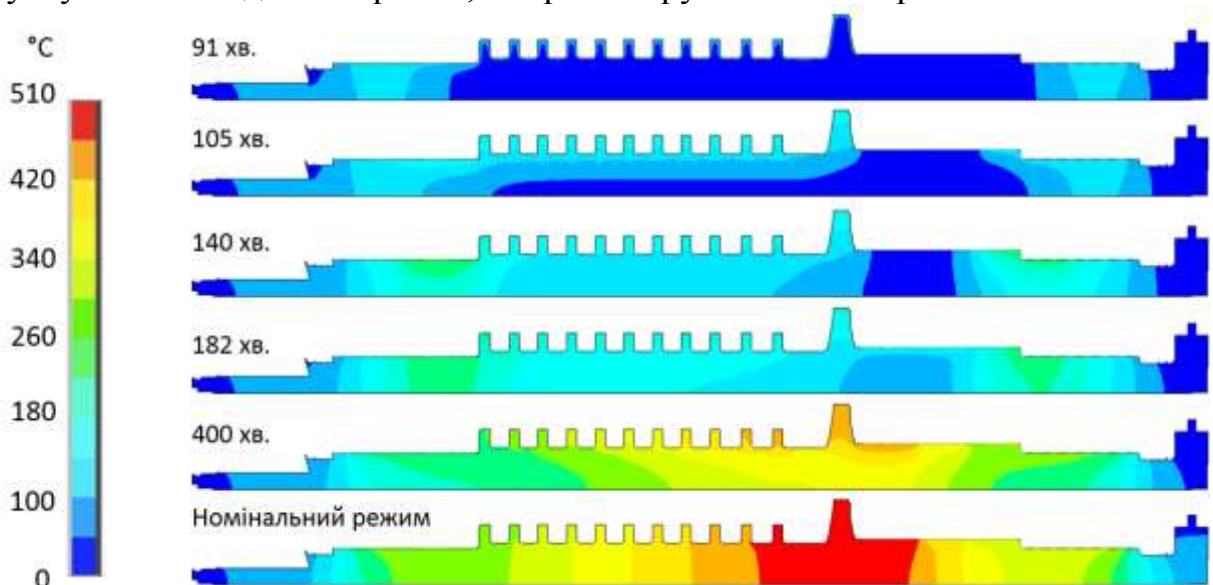


Рис. 7 – Тепловий стан РВТ при підготовці до пуску та пуску з ХС

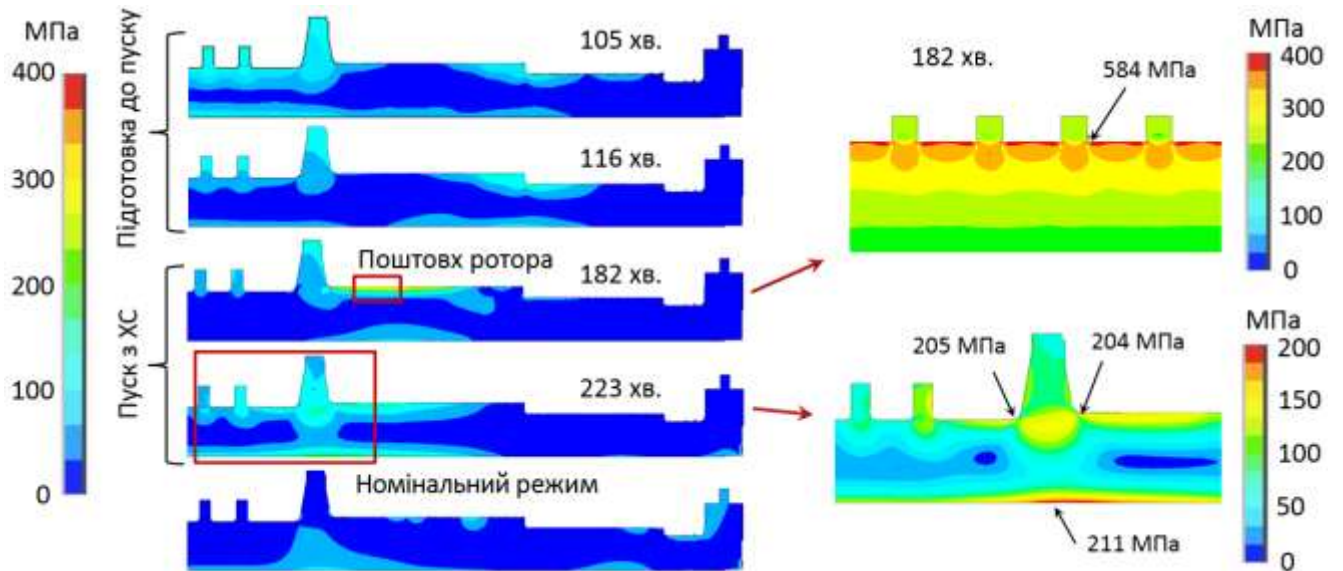


Рис. 8 – Термонапружений стан РВТ при підготовці до пуску та пуску з ХС

Результати дослідження теплового стану РВТ показали, що з початку підготовки турбіни до пуску аж до поштовху ротора області ПКУ під першою обіймою не прогрівається більш ніж до $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тому під час поштовху ротора на 182 хвилині в цій області виникають високі градієнти температур.

Для дослідження теплового та термонапруженого стану РВТ в процесі пуску в місцях концентрації напружень було обрано точки для контролю температур і термонапружень, які показано на рис. 9, а обчислені температури та термонапруження в процесі підготовки до пуску та пуску з ХС наведено на рис. 10.

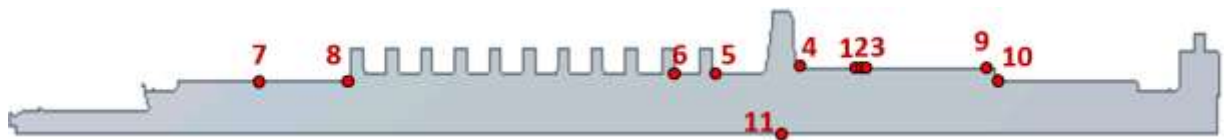


Рис. 9 – Точки для контролю температур і термонапружень

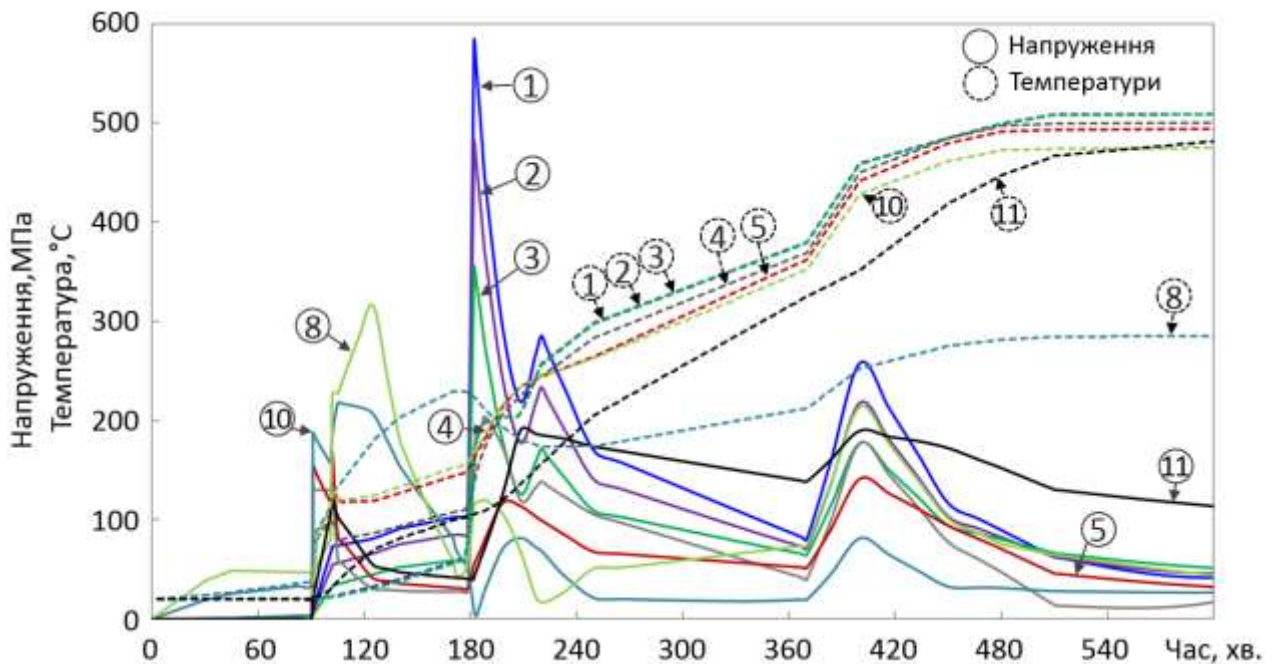


Рис. 10 – Температури та еквівалентні напруження в контрольних точках ротора в залежності від часу при підготовці до пуску та пуску з ХС

Стрімке зростання температур при пуску з ХС в області ротора під першою обоймою ПКУ (точки 1 – 3, рис. 10) спостерігається на 180 хвилині у момент поштовху ротора та надходження пари з температурою 290 °С в область ПКУ. Менше ніж за 10 хвилин температура ротора в області під першою обоймою ПКУ зростає з 60 до, майже, 200 °С. Таке зростання температури металу можна пояснити тим, що перегріта пара попадає на непрогріту ділянку ротора з параметрами, що призводять до появи процесу плівкової конденсації на поверхні ротора та значної інтенсифікації теплообміну. Стрімке зростання температур призводить до виникнення температурних градієнтів та термонапружень. Із рис. 10 видно, що максимальні термонапруження формуються в точці 1, що відповідає впадині ущільнення на роторі в області під першою обоймою ПКУ, на 182 хвилині та досягають 584 МПа, що перевищує умовну межу текучості матеріалу ротора при робочій температурі. Результати аналізу свідчать про те, що в області ПКУ існує ймовірність утворення тріщин внаслідок малоциклової втоми матеріалу ротора.

При пуску з ГС максимальні еквівалентні напруження спостерігаються на розточці ротора та досягають 126 МПа. Напруження РВТ в області під першою обоймою ПКУ досягають 110 МПа, що значно нижче границі текучості матеріалу.

В роботі показано, що нехтування фізичними явищами конденсації і струминного характеру течії в камерах ПКУ веде до суттєвого заниження значень максимальних еквівалентних напружень. Для розглянутого варіанту конструкції різниця між результатами, отриманими з урахуванням процесу плівкової конденсації та струминного характеру течії в камерах ПКУ та без урахування, становить 30 % та 18 % відповідно.

У четвертому розділі запропоновано зміни в конструкції ПКУ та в схемі роботи ущільнень, які дозволяють зробити прогрів ротора більш рівномірним на етапі від подачі пари на ущільнення до поштовху ротора при пуску з холодного стану та значно знизити термічні напруження в області переднього кінцевого ущільнення. Вихідний варіант конструкції ПКУ РВТ парової турбіни К-325-23,5 наведено на рис. 11а, змінена конструкція ПКУ представлена на рис. 11в.

У внутрішній обоймі А пропонується виконати три обойми і організувати додаткові камери 12-14 (рис. 11в), які підключаються до джерел підвищеного і зниженого тисків (рис. 11г). При цьому зберігається графік пуску турбіни, а також кількість гребенів в кінцевих ущільненнях. При такому підключенні камер за рахунок циркуляції пари під першою обоймою ПКУ (деталь А, на рис. 11в) ротор прогривається по всій довжині ПКУ, що підтверджують результати проведеного в роботі розрахункового дослідження розподілу витрат пари в секціях ПКУ.

Для аналізу впливу нової конструкції ПКУ та запропонованих умов прогріву на тепловий і термонапружений стан РВТ було проведено розрахункове дослідження у відповідності з методикою, представленою в розділі 2. Результати розрахункового дослідження температурного поля РВТ в області ПКУ та регулюючого ступеня при пуску з ХС для вихідного і запропонованого варіантів конструкції ПКУ наведено на рис. 12, з якого видно, що участок ротору під обоймою А ПКУ (рис. 11а) не прогріт до поштовху ротора на 180 хвилині, тоді як для запропонованого варіанту конструкції ця область прогривається досить

рівномірно та відсутні високі температурні градієнти в процесі прогріву. У момент поштовху ротора пара з температурою 290 °С потрапляє на вже прогрітий участок, що не призводить до термоудару.

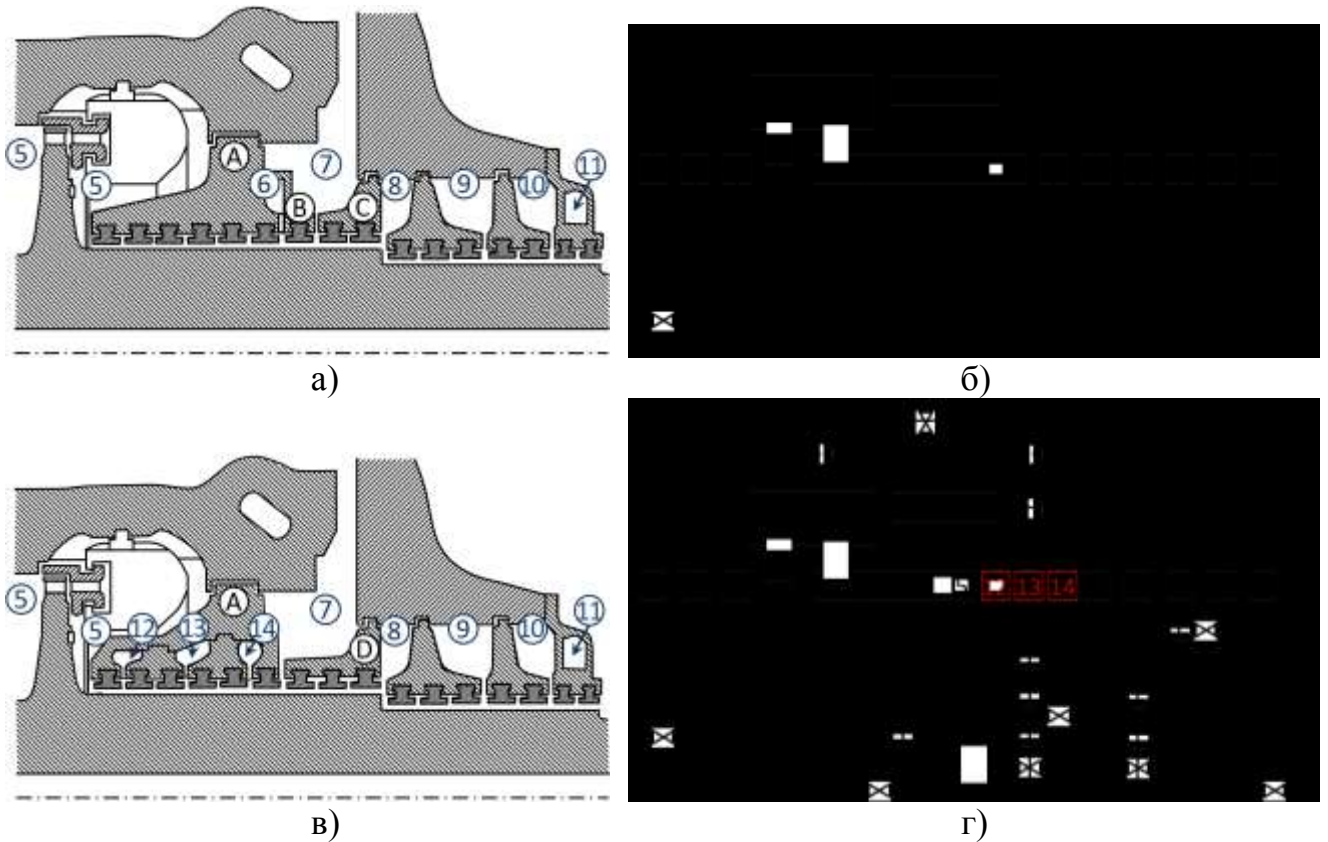


Рис. 11 – Варіант конструкції ПКУ та схеми ущільнень: а),б) вихідний; в),г) запропонований

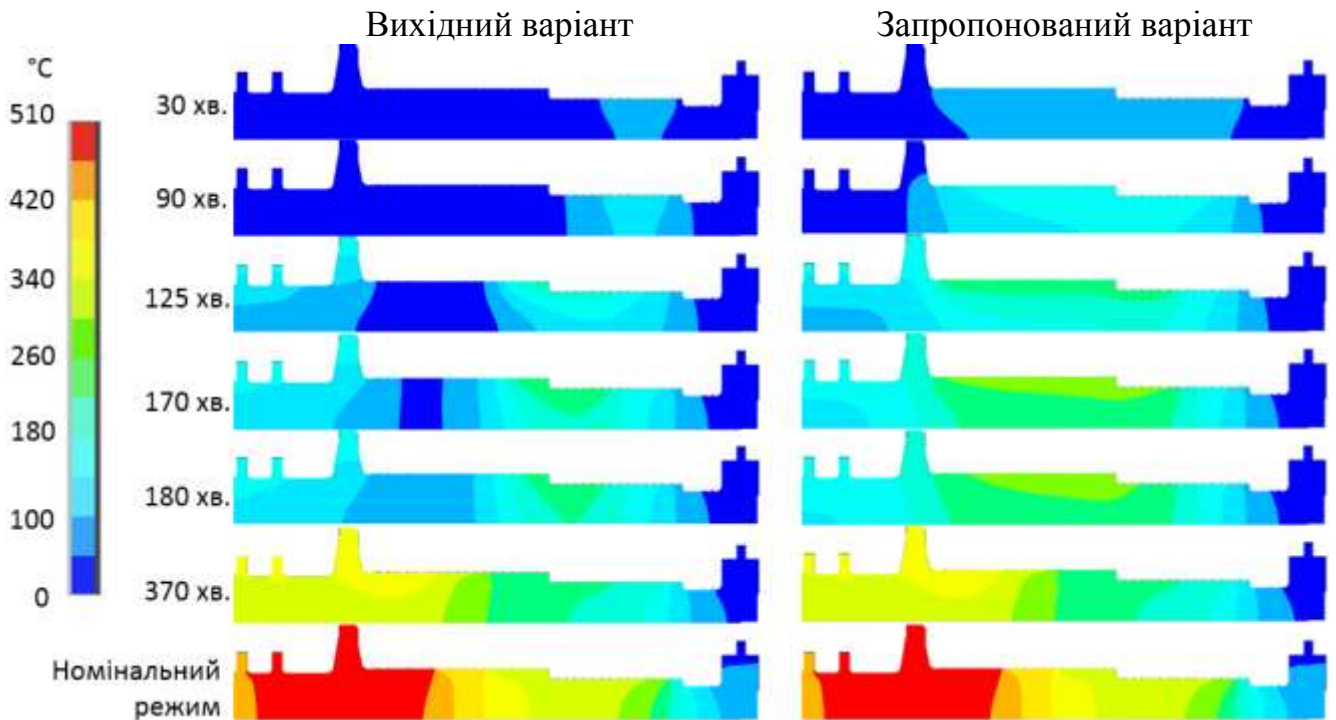


Рис. 12 – Температурне поле РВТ при пуску з ХС

Розрахункове дослідження напружено-деформованого стану РВТ було проведено в пружній та пружно-пластичній (нелінійній) постановках. Розрахунок

в пружній постановці дозволив встановити місця, в яких спостерігається максимальний рівень термонапружень, і визначити моменти часу з максимальними градієнтами температур та напруженнями на нестационарних режимах, а також оцінити ефективність запропонованої конструкції з точки зору зниження напружень. Нелінійний розрахунок дозволяє визначити істинні напруження і пластичні деформації з високою точністю, та отримати дані, які будуть використані для аналізу МЦВ конструкції. Для вирішення нелінійної задачі використана модель полілінійного кінематичного зміцнення, що враховує ефект Баушингера. Пластичні властивості матеріалу ротора моделювались на основі експериментальних кривих пружно-пластичного деформування сталі 20Х3МВФА для діапазону робочих температур, матеріал приймався циклічно зміцнюючимся.

Напруження та температури в контрольній точці 1 РВТ в залежності від часу пуску з ХС наведено на рис. 13, а на рис. 14 наведено розподіл еквівалентних напружень, отриманих в результаті пружно-пластичного розрахунку для вихідного та запропонованого варіантів конструкції.

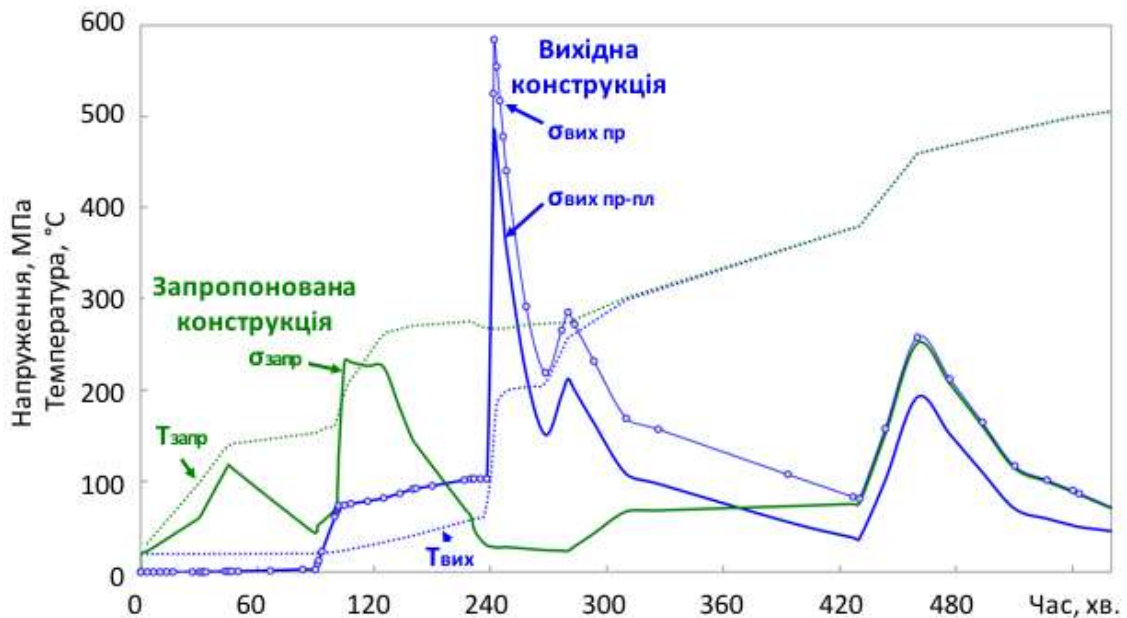


Рис. 13 – Еквівалентні напруження та температури РВТ у точці 1 при пуску з ХС

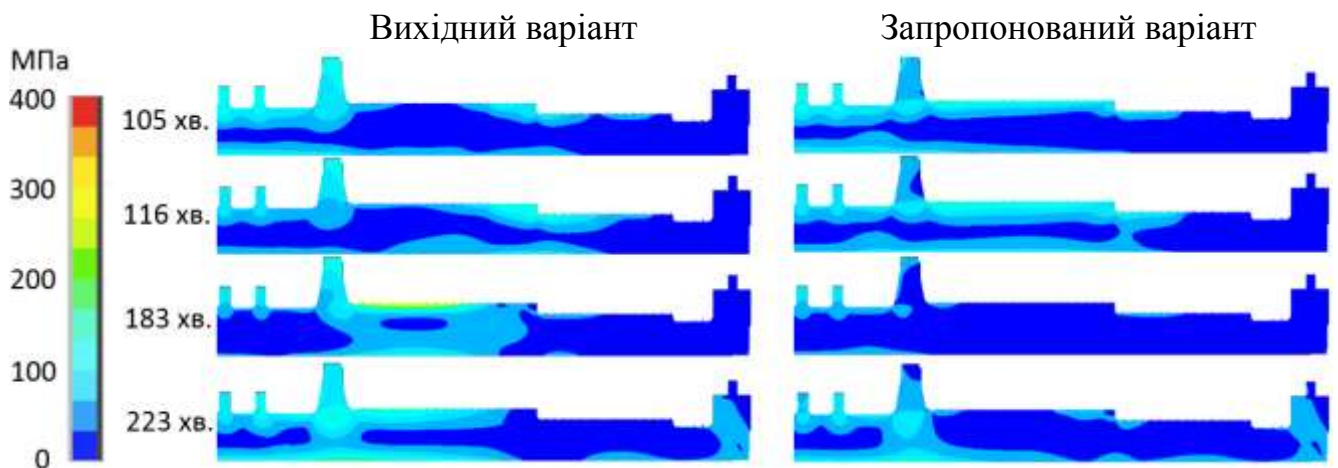


Рис. 14 – Еквівалентні напруження, отримані в результаті пружно-пластичного розрахунку для вихідного та запропонованого варіантів конструкції

Максимальні напруження для вихідного варіанту конструкції ПКУ виникають на 208 хвилині та складають $\sigma_{\text{вих пр}} = 584$ МПа для розрахунку в пружній постановці, тоді як з урахуванням пластичності напруження становлять $\sigma_{\text{вих пр-пл}} = 551$ МПа. Максимальні напруження при пружно-пластичному розрахунку для запропонованої конструкції становлять $\sigma_{\text{запр}} = 234$ МПа та 256 МПа і спостерігаються на 116-й та 400-й хвилинах від початку пуску. Таким чином, дослідження показало, що рівень максимальних термонапружень вдалося знизити більш ніж у 2,5 рази у разі застосування запропонованої конструкції.

Слід зазначити, що максимальні термонапруження і деформації матеріалу ротора, а, отже, і пошкодження за механізмом МЦВ, спостерігаються при пуску турбіни з ХС. Крім цього, запропоновані конструктивні зміни і умови прогріву РВД вносять максимальний вплив на температурне поле ротора саме на режимі передпускової підготовки і пуску з ХС. Тому порівняльний аналіз ресурсу РВД проведено для циклічного навантаження: пуск з ХС – робота на номінальному режимі – останів зі зривом вакууму – природне охолодження.

Допустима кількість циклів навантаження $[N]$ до появи тріщини втоми (табл. 1) визначалася для кожної критичної зони ротора (див. рис. 9) за значеннями приведених амплітуд деформацій (ε_a) і експериментальним кривим малоциклової втоми для сталі 20Х3МВФА. Приймалися коефіцієнти запасу по числу циклів $K_N=5$ і деформації $K_\varepsilon = 1,5$.

Таблиця 1

Допустиме число циклів для вихідного і запропонованого варіантів конструкції

Точка №	Вихідний варіант		Запропонований варіант	
	$\varepsilon_a, \%$	$[N]$	$\varepsilon_a, \%$	$[N]$
1	0,2558	320	0,0719	>10000
2	0,1967	1200	0,0606	>10000
3	0,1285	2400	0,0491	>10000
4	0,0508	>10000	0,0498	>10000
5	0,0395	>10000	0,0425	>10000
11	0,0650	>10000	0,0644	>10000

Високі значення ефективного приведенного розмаху деформацій ε_a спостерігаються в контрольних точках 1, 2, 3. Для вихідного варіанта конструкції максимальна амплітуда деформацій спостерігається в точці 1 і становить $\sim 0,26$ %, що відповідає мінімальному допустимому числу пусків з ХС, рівному 320, і обмежено потенційною небезпекою зародження тріщин. Завдяки змінам в умовах прогріву ротора в області під першою обіймою ПКУ, ефективний приведений розмах деформацій для найнебезпечнішої області ротора (точка 1) вдалося знизити з 0,26 до 0,07 %. Відповідно, допустиме число пусків з холодного стану для РВД у разі застосування запропонованого варіанта конструкції, згідно з експериментальними кривими втоми сталі 20Х3МВФА, перевищує 10000. Аналогічна ситуація спостерігається на всій області під першою обіймою ПКУ (точки 2, 3). Для інших відзначених в табл. 1 точок, розмах деформацій для вихідного і запропонованого варіантів відрізняються несуттєво, однак в цих точках накопичення пошкоджень за механізмом МЦВ відбувається значно повільніше.

ВИСНОВКИ

Дисертаційну роботу присвячено дослідженню факторів та механізмів, що впливають на тепловий та термонапружений стан роторів парових турбін великої потужності в процесі пуску з різних теплових станів, а також аналізу можливості підвищення ресурсних показників (допустимої кількості пусків) турбіни шляхом її модифікації і зміни технології пуску. Найбільш важливими результатами роботи є такі:

1. Розроблено методологічний підхід до розрахунку нестационарного теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін, що дозволяє підвищити точність результатів аналізу за рахунок застосування отриманого у дисертаційній роботі нового критеріального рівняння для визначення КТВ, що враховує струминний характер течії пари у впадинах ПКУ; врахування процесу плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора із застосуванням розробленого алгоритму, що базується на відстеженні температури поверхні ротора у процесі пуску та дозволяє достовірно призначати ГУ теплообміну; покращеної розрахункової моделі ротора та застосування пружно-пластичної постановки для аналізу термонапружень і МЦВ.

2. Застосовуючи розроблений підхід, проведено дослідження нестационарного теплового стану РВТ парової турбіни К-325-23,5 на режимах підготовки до пуску, пусків з ХС і ГС, результати якого показали, що у процесі пуску з ХС, частина ротора під першою обоймою ПКУ лишається непрогрітою аж до поштовху ротора.

3. За допомогою розробленого підходу досліджено термонапружений стан РВТ турбіни К-325-23,5 на режимах передпускової підготовки, пусків з холодного і гарячого станів, основні результати якого полягають у наступному:

- максимальні напруження спостерігаються при пуску турбіни з ХС в області непрогрітої секції ПКУ під час поштовху ротора та досягають 584 МПа, що перевищує умовну границю текучості на 7 %; при пуску з ГС рівень термонапружень не перевищує границю пружності;
- показано, що плівкова конденсація пари на поверхні ротора істотно впливає на тепловий та термонапружений стан конструкції: напруження, отримані при врахуванні процесу плівкової конденсації на 18 % більші у порівнянні з розрахунком без його урахування;
- показано вплив структури струминної течії у впадинах кінцевих ущільнень: напруження, отримані з урахуванням струминної течії на 12 % більші у порівнянні з розрахунком без урахування.

4. Запропоновано новий підхід для забезпечення рівномірного прогріву ротора в області ПКУ РВТ та зниження рівня термічних напружень, що виникають при підготовці до пуску та пуску з ХС, який базується на зміні в конструкції обойми ПКУ та технології прогріву ротора на етапі підготовки до пуску.

5. Розрахункове дослідження термонапруженого стану, яке проведено в пружно-пластичній постановці для вихідного і запропонованого варіантів конструкції, показало, що рівень максимальних термонапружень вдалось знизити з 584 МПа до 250 МПа. Аналіз МЦВ РВТ показав, що для запропонованого варіанту конструкції амплітуду деформації в області ПКУ вдалось знизити з 0,256 % до 0,072 %, що дозволяє збільшити допустиме число пусків з ХС більше ніж у 2 рази.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бахмутская Ю. О. Исследование термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5 // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2013. № 1 (31). С. 23-27.
2. Голощапов В. Н., Котульская О. В., Бахмутская Ю. О. Методологический подход к определению коэффициентов теплопередачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2015. № 3 (41). С. 32-36.
3. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума // Вісник НТУ «ХПІ». «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». 2016. № 8 (1180). С. 122-128.
4. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Граничные условия теплообмена во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2016. № 3 (45). С. 21-24.
5. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 10 (1232). С. 38-43.
6. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния ротора высокого давления турбины К-325-23,5 при пуске из холодного состояния // Проблемы машинобудоування. 2017. Вып. 20, № 2. С. 3-11.
7. Bakhmutska Ju. O., Goloshchapov V. M., Kochurov R. Rotor heating conditions influence on the thermostructural state and lifetime of the 325 MW steam turbine during start-ups // Bulletin of NTU "KhPI". Dynamics and strength of machines. 2017. № 39 (1261). P. 89-94.
8. Бахмутська Ю. О., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Підхід до визначення розподілу пари в ступенях парових турбін при змінних режимах роботи // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 2-25.
9. Бахмутська Ю. О., Голощапов В. М., Альохіна С. В. Термічна міцність канавки ступеневого ущільнення циліндра високого тиску теплофікаційної турбіни К-250/300-240-3 // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. ХІХ міжнар. наук.-практ. конф. Х.: НТУ «ХПІ». 2011. С. 214.
10. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В., Голощапов В. Н. Влияние газодинамики парового потока на напряженное состояние выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23,5 в широком диапазоне изменения режимов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы ХІV междунар. научн.-техн. конф. Х.: ИПМаш. 2012. 12 с.
11. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Температурное и термонапряженное состояние выходного патрубка цилиндра высокого давления турбины К-325-23,5 при стационарных режимах работы // ХLI Неделя науки СПбГПУ: научн.-практ. конф. с междунар. участием. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 61-63.

12. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Подготовка к пуску турбины К-325-23,5 из холодного и горячего состояний // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: сб. трудов III Межотраслевой научн.-практ. конф. молодых ученых и специалистов / ГП «УкрНТЦ «Энергосталь». Х.: НТМТ. 2014. С. 43-46.
13. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Граничные условия для оценки теплового состояния зоны концевых уплотнений роторов ЦВД и ЦСД в предтолчковый период // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XV междунар. науч.-техн. конф. Х.: ИПМаш. 2015. 9 с.
14. Бахмутская Ю. О. Причины техногенной опасности паровых турбин при подготовке к пуску // Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф. Х.: НУЦЗУ. 2015. С. 67-68.
15. Бахмутская Ю. О. Методика определения давления в межкорпусном пространстве для оценки работы переднего концевого уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5 в предтолчковый период // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Х.: ИПМаш. 2016. С. 39.
16. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния РВД турбины К-325-23,5 при пуско-остановочных режимах // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XVII междунар. научн.-техн. конф. Х.: ИПМаш. 2017. 2 с.
17. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В. Влияние конструкции и условий прогрева переднего концевого уплотнения ротора высокого давления на маневренные характеристики мощных паровых турбин // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Х.: ИПМаш. 2018. С. 21.

АНОТАЦІЯ

Бахмутська Ю. О. Збільшення терміну експлуатації роторів парових турбін за рахунок удосконалення теплового та термонапруженого стану на пускових режимах. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки» (142 – енергетичне машинобудування) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2018.

Дисертаційну роботу присвячено дослідженню факторів та механізмів, що впливають на тепловий та термонапружений стан роторів парових турбін великої потужності в процесі пуску з різних теплових станів, а також аналізу можливості підвищення ресурсних показників (допустимої кількості пусків) турбіни шляхом її модифікації і зміни технології пуску.

Розроблено методологічний підхід до розрахунку нестационарного теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін великої потужності, що дозволяє підвищити точність результатів аналізу за рахунок врахування процесу плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора, фізики струминної течії пари та турбулізації потоку у впадинах кінцевих ущільнень, уточненого підходу до визначення теплових граничних умов, покращеної розрахункової моделі ротора та

застосування пружно-пластичної постановки для аналізу термонапружень і малоциклової втоми.

За допомогою розробленого підходу визначено теплові граничні умови та проведено дослідження нестационарного теплового та термонапруженого стану при підготовці до пуску, пусках з холодного, гарячого станів та останові РВТ парової турбіни К-325-23,5. Проведено аналіз впливу плівкової конденсації та врахування струминного характеру течії в ущільненнях на тепловий та термонапружений стан ротора. Результати аналізу термонапруженого стану дозволили визначити перевантажені зони ротора з високими напруженнями та ризиком розвитку тріщин малоциклової втоми. Запропоновано нову конструкцію обойми переднього кінцевого ущільнення та технологію прогріву ротора на етапі підготовки до пуску, що забезпечує рівномірний прогрів в області переднього кінцевого ущільнення РВТ, що призводить до зниження рівня термічних напружень та збільшенню допустимого числа пусків турбіни.

Ключові слова: парова турбіна, ротор високого тиску, кінцеві ущільнення, коефіцієнти тепловіддачі, конденсація, термонапруження, малоциклова втома.

АННОТАЦІЯ

Бахмутская Ю. О. Увеличение срока эксплуатации роторов паровых турбин за счет усовершенствования теплового и термонапряженного состояния на пусковых режимах. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.16 - «Турбомашини и турбоустановки» (142 – энергетическое машиностроение) – Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, 2018.

Диссертационная работа посвящена исследованию факторов и механизмов, влияющих на тепловое и термонапряженное состояние роторов паровых турбин большой мощности в процессе пуска из разных тепловых состояний, а также анализу возможности повышения ресурсных показателей (допустимого числа пусков) турбины путем ее модификации и изменения технологии пуска.

Разработан методологический подход к расчету нестационарного теплового и термонапряженного состояния роторов паровых турбин большой мощности, позволяющий повысить точность результатов анализа за счет учета процесса пленочной конденсации пара на поверхностях элементов ротора, физики струйного течения пара и турбулизации потока во впадинах концевых уплотнений, уточненного подхода к определению тепловых граничных условий, улучшенной расчетной модели ротора и применения упругопластической постановки для анализа термонапряжений и малоцикловой усталости.

С помощью разработанного подхода определены тепловые граничные условия и проведено исследование нестационарного теплового и термонапряженного состояния при подготовке к пуску, пусках из холодного, горячего состояний и останове РВД паровой турбины К-325-23,5. Проведен анализ влияния пленочной конденсации и учета струйного характера течения в уплотнениях на тепловое и

термонапряженное состояние ротора. Результаты анализа термонапряженного состояния позволили определить перегруженные зоны ротора с высокими напряжениями и риском развития трещин малоциклового усталости. Предложена новая конструкция обоймы переднего концевое уплотнения и технология прогрева ротора на этапе подготовки к пуску, обеспечивающие равномерный прогрев в области переднего концевое уплотнения РВД, что приводит к снижению уровня термических напряжений и увеличению допустимого числа пусков турбины.

Ключевые слова: паровая турбина, ротор высокого давления, концевые уплотнения, коэффициенты теплоотдачи, конденсация, термонапряжения, малоцикловая усталость.

ABSTRACT

Bakhmutska, Yu. Steam Turbine Rotors Lifetime Increase by Improving Thermal and Thermo-stress-strain State during Start-up Events. - Manuscript.

The thesis for a Candidate of Technical Engineering Sciences degree in specialty 05.05.16 – «Turbomachines and turbines» (142 – power engineering) – A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The thesis is devoted to the study of factors and mechanisms that influence the thermal and thermal stress state of rotors of high power steam turbines during start-ups from different thermal states, as well as the analysis of the possibility of increasing the turbine lifetime (number of allowable start-ups) by design modification and start-up technology change.

The methodological approach for the transient thermal and thermo-stress-strain state of steam turbine rotors have been developed. The approach allows to increase the accuracy of the analysis results by taking into account the process of steam film condensation on the rotor elements and the physics of the jet stream of steam and turbulization of the flow in the cavities of the end seals, use of the refined approach for the definition of thermal boundary conditions, improved calculation model of the rotor and elastoplastic statement for the thermo-structural task, which is beneficial for the rotor material low cycle fatigue estimation.

Thermal boundary conditions were determined and the transient thermal and thermo-stressed states at pre-heating phase, cold and hot start-ups and shut down were studied, applying the developed approach to the K-325-23.5 steam turbine high-pressure rotor. The analysis of film condensation and jet nature of the flow in the seals accounting influence on the thermal and thermo-stress state of the rotor is performed. The results of the thermo-stress state analysis showed overloaded rotor zones in terms of high stresses and the risk of low cycle fatigue cracks initiation.

The new design of front-end seal carrier and technology for rotor heating at the pre-heating phase was proposed. The proposed actions result in the decrease of the level of thermos-stresses and the decrease in an allowable number of start-ups for the steam turbine.

Keywords: steam turbine, high-pressure rotor, end seals, heat transfer coefficients, condensation, thermal stresses, lifetime, low cycle fatigue.

Підписано до друку 14.06.2018. Формат 60x84/16.
Папір офсетний. Гарнітур Times ET. Друк ризографічний.
Умов.-друк. арк. 0,9. Тираж 100 пр. Зам. № 0614/1 - 18. Ціна договірна.

Надруковано з готових оригінал-макетів у друкарні ФОП Петров В. В.
Єдиний державний реєстр юридичних осіб та фізичних осіб-підприємців.
Запис № 240000000106167 від 08.01.2009 р.
61144, м. Харків, вул. Гв. Широнінців, 79в, к. 137, тел. (057) 78-17-137.
e-mail:bookfabrik@mail.ua