Національна академія наук України Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Пальков Сергій Андрійович

УДК 621.165

# УДОСКОНАЛЕННЯ ВНУТРІШНІХ КОРПУСІВ ПАРОВИХ ТУРБІН СЕРІЇ К-500-240 ШЛЯХОМ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ТЕРМОМІЦНІСТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Спеціальність 05.05.16 - турбомашини та турбоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Харків - 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків.

Науковий керівник	доктор технічних наук, доцент член-кореспондент НАН України <b>Костіков Андрій Олегович,</b> Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України,				
					заступник директора
					Офіційні опоненти
	Черноусенко Ольга Юріївна,				
	Національний технічний університет України				
	"Київський політехнічний інститут імені Ігоря				
	Сікорського".				
	в. о. завідувача кафедри теплоенергетичних установок				
	теплових та атомних електростанцій				
	кандидат технічних наук, доцент				
	Юдін Юрій Олексійович,				
	Національний технічний університет				

«Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування

Захист відбудеться «28» квітня 2021р. о 11:00 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. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10 та на веб - сайті інституту за адресою: http://ipmach.kharkov.ua/ спеціалізована-вчена-рада-д-64-180-02/

Автореферат розісланий « 25» березня 2021 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 доктор технічних наук, с. н. с.

С.В. Альохіна

### ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Однією Актуальність теми. 3 найважливіших задач сучасного турбобудування є створення високо економічних і надійних агрегатів. Важливість цієї проблеми зростає ще й у зв'язку з тим, що на ТЕС і АЕС України та ближнього зарубіжжя працює велика кількість турбін, які відпрацювали свій розрахунковий ресурс. Подальша експлуатація цих агрегатів, які становлять енергоустаткування,в частину всього парку умовах зростаючої значну нерівномірності графіка енергоспоживання повинна базуватися на рішеннях, які забезпечують підвищення експлуатаційних показників, і в першу чергу, надійність корпусних елементів турбоагрегату, які впливають на його маневреність.

Для оцінки міцності литого корпусу циліндру високого тиску (ЦВТ), який є одним з найбільш відповідальних і дорогих елементів парової турбіни, лімітуючим її ресурс, необхідно з урахуванням умов експлуатації досліджувати його напружено-деформований стан (НДС), який обумовлений неоднорідними температурними полями і внутрішнім тиском парового потоку.

У зв'язку з цим зростає значення правильної оцінки термонапруженого стану корпусів турбін. Оскільки в більшості механізмів передача зусиль між деталями здійснюється за допомогою контакту, а їх температура і міцність визначається характером розподілу контактного тиску, стає актуальною побудова уточнених моделей і методів розрахунку НДС конструкцій в термоконтактній постановці.

Серед різноманітних постановок і результатів дослідження задач взаємодії, термоконтактні задачі є одними з найбільш складних і найменш вивчених, а тому очевидна необхідність створення ефективних методів їх розв'язання. Основна складність розрахунків полягає в тому, що задача теплопровідності пов'язана з задачаю механіки через невідомі умови контакту, оскільки НДС деталей і характер їх взаємодії залежать від розподілу температур, а температурне поле, в свою чергу, визначається умовами контакту. Додаткові труднощі вносять фізична і геометрична нелінійність, а також нестаціонарність контактних задач зі змінними областями контакту і ковзання.

Таким чином, подальший розвиток розрахункового інструментарію для отримання адекватної картини НДС корпусів потужних парових турбін і розробка на основі аналізу результатів розрахунку рекомендацій щодо вдосконалення конструкцій корпусів з метою підвищення їх термоміцністних характеристик є актуальною проблемою.

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

Робота є частиною комплексу досліджень, які проводилися відповідно до планів ІПМаш HAH України у відділі вібраційних тематичних термоміцністних досліджень і відділі когенераційних систем, в тому числі під час виконання держбюджетних тем «Розроблення теплових схем енергоблоків на суперкритичних параметрах пари для використання на діючих ТЕС України маневреності, підвищення надійності, економічності метою ïχ та 3 «Розробка екологічності» 0119U101781, методів підвищення N⁰ ЛP ефективності енергоблоків ТЕЦ за рахунок впровадження парогазових технологій», № ДР 0120U100883, де автор був виконавцем окремих розділів, а також відповідно до меморандуму про співпрацю між ІПМаш НАН України та АТ «Турбоатом».

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розвиток підходів до розрахунку напружено-деформованого стану високо напружених внутрішніх корпусів парових турбін, працюючих при високих параметрах пари, що дозволяє на підставі результатів розрахунку виявити причини, які негативно впливають на надійність і ефективність експлуатації парових турбін, та виробити рекомендації щодо їх усунення.

Для досягнення цієї мети необхідно розглянути вплив максимальної кількості діючих факторів і вирішити наступні задачі:

– удосконалити методики тривимірних розрахунків НДС корпусу, з урахуванням термоконтактної взаємодії елементів конструкції, повзучості і пластичності матеріалів;

– провести експериментальне дослідження НДС на фізичній моделі і шляхом співставлення експериментальних і розрахункових даних здійснити верифікацію методик чисельного розв'язання контактної задачі і визначення загального НДС;

– проаналізувати напружений стан елементів внутрішнього корпусу в пружній постановці, провести порівняльний аналіз результатів НДС з використанням різних моделей з метою виявлення недоліків застосовуваних раніше методик;

– виконати пружний аналіз контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин корпусу;

– проаналізувати НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240 в тривимірній нелінійній постановці з урахуванням пластичності, повзучості та термоконтактної взаємодії фланців корпусу з метою визначення ступеня впливу різних чинників на його термонапружений стан;

– на основі отриманих результатів розробити рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни серії К-500-240.

*Об'єкт дослідження* – напружено-деформований стан внутрішнього корпусу потужної парової турбіни з фланцем горизонтального роз'єму.

Предмет дослідження – НДС внутрішнього корпусу циліндра високого тиску турбіни К-500-240-2 з урахуванням впливу контактної взаємодії, температурного поля, деформацій пластичності і повзучості.

**Методи дослідження** – розрахунково-експериментальні методи об'ємного НДС на основі положень теорій пружності, термопружності, контактної взаємодії, пластичності, повзучості, тензометрії з використанням програмних комплексів на базі методу скінченних елементів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Отримала подальший розвиток методологія розрахунку термонапруженого стану внутрішнього корпусу парової турбіни в тривимірній пружно-пластичній постановці з урахуванням повзучості і термоконтактної взаємодії елементів конструкції, що дозволило в порівнянні з існуючими підходами більш точно отримувати розподіл контактного тиску на взаємодіючих

поверхнях.

2. За рахунок застосування приведеного коефіцієнта лінійного розширення матеріалу отримав подальший розвиток підхід до трьохвимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу, що дозволило більш точніше врахувати зміну геометрії елементів корпусу в наслідок теплових навантажень.

3. Запропоновано новий підхід до експериментального визначення контактного тиску, в якому використовуються непрямі вимірювання прогину ущільнювача в залежності від прикладеного зусилля в кріпленні, що дозволяє отримати локальні чисельні характеристики контактної взаємодії.

4. В результаті узагальнення розрахункових даних НДС внутрішнього корпусу парової турбіни отримані нові результати впливу геометричних параметрів елементів корпусу на концентрацію напружень в елементах конструкції, що дозволяє розробити рекомендації щодо вдосконалення конструкції корпусу.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

1. Розроблено алгоритм розрахунку контактної взаємодії фланців горизонтального роз'єму корпусу з урахуванням теплообміну між дотичними поверхнями.

2. Розроблено рекомендації щодо зниження термічних напружень у внутрішньому корпусі турбіни за рахунок зміни його геометрії.

3. Результати дисертаційної роботи використані для удосконалення конструкції внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5 виробництва АТ «Турбоатом».

Особистий внесок здобувача. Всі основні наукові результати дисертаційної роботи, що подані до захисту, отримані здобувачем самостійно в період з 2010 по 2020 роки. Опубліковані матеріали повністю відповідають змісту дисертаційної роботи. У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному. В роботах [1, 5] здобувачем створено розрахункові моделі внутрішнього корпусу по різним методикам, розраховано мінімально-необхідні зусилля затяжки шпильок та виконано оцінку напружено-деформованого стану елементів внутрішнього корпусу парової турбіни в пружній постановці з використанням різних моделей, проведено аналіз картини контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин корпусу з урахуванням впливу об низки. В обробку результатів роботі здобувачем виконано тензометричного [2] експерименту. В роботі [3] здобувачем розраховано інтенсивності напружень для різних режимів експлуатації та видано рекомендації щодо покращення показників міцності корпусних елементів турбіни ще на етапі проектування. В роботі [4] здобувачем отримано розподіл контактного тиску внутрішнього корпусу з урахуванням впливу повзучості матеріалу на номінальному режимі роботи турбоагрегату в діапазоні від введення в експлуатацію до напрацювання 300 т. год, представлена методика обробки та апроксимації експериментальних кривих повзучості та результати апроксимації для сталей корпусу та його кріплення. В роботі [6] здобувачем отримано розподіл еквівалентних напружень напружено-деформованого стану корпусу парової турбіни в термопластичній постановці. В роботі [7] здобувачем виконано верифікацію запропонованого розрахункового підходу до визначення НДС та контактної взаємодії елементів корпусу шляхом проведення експерименту на фізичній моделі вузла ущільнення. Для отримання експериментальних даних розроблена методика непрямого визначення контактного тиску на підставі результатів тензометрії. Проведено зіставлення розрахункові дані вузла ущільнення з експериментальними, що отримані на фізичній моделі. В роботі [12] здобувачем проведено аналіз НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 в тривимірній нелінійній постановці з урахуванням пластичності, повзучості і термоконтактної взаємодії фланців горизонтального роз'єму, розраховано деформації повзучості корпусу на стаціонарному режимі роботи в неоднорідному тепловому полі та представлено підхід до трьохвимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу, що дозволило більш точніше врахувати зміну геометрії елементів корпусу в наслідок теплових навантажень. Роботи [8– 11, 13– 16, 18] виконано самостійно.

Апробація результатів досліджень. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на:Конференціях молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2010–2014 рр.); XIV та XVII міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення методами математичного та турбоустановок фізичного моделювання» (м. Харків, 2012, 2019 рр.), Міжнародній науково-практичній конференції «Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС» (м. Київ, 2012 р.), на 11-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013р.), XII Міжнародних молодіжних науково-технічних читаннях ім. А. Ф. Можайського (м. Запоріжжя, 2019 р.); II Міжнародній "Динаміка, міцність і моделювання науково-технічній конференції в машинобудуванні" (м. Харків, 2020 р.).

**Публікації.** За темою роботи опубліковано 18 наукових праць, серед яких 7 статей, в тому числі 6 – в журналах і збірках, внесених в перелік спеціалізованих видань України, де можуть публікуватися результати дисертаційних робіт, 1 – в журналі, індексованому в наукометричній базі Scopus, 11 робіт – тези та матеріали доповідей наукових конференцій (включаючи міжнародні).

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Повний обсяг дисертаційної роботи складає 205 сторінок, з них 147 сторінок основного тексту, включаючи 50 рисунків та 6 таблиць, додатки на 10 сторінках та список використаних джерел із 209 найменувань на 19 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність обраної теми дисертації, сформульовано мету і основні задачі дослідження, визначено наукову новизну і практичне значення отриманих дисертантом результатів, надана інформація щодо публікації та апробації результатів роботи, а також визначено особистий вклад здобувача.

Перший розділ містить аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку

підходів к розрахунку та проектуванню корпусів турбін високої потужності. Особлива увага приділяється класичним та сучасним дослідженням із розрахунку міцності елементів конструкцій в термопружній постановці, з урахуванням контактної взаємодії елементів конструкції, типам граничних умов для реальних процесів конвективного теплообміну, напружено-деформованому стану конструктивних елементів в умовах повзучості.

Описано основні досягнення, отримані в загальнотеоретичних і прикладних роботах, присвячених отриманню точних аналітичних рішень для різних задач термопружності. Розглянуто особливості чотирьох найбільш широко поширених чисельних методів: методу скінченних різниць, варіаційно - різницевого методу, методу скінченних елементів (МСЕ), методу граничних інтегральних рівнянь. Відзначено основні напрямки сучасного розвитку МСЕ в задачах розрахунку міцності конструкцій; показано, що широке інженерне застосування МСЕ придбав завдяки створенню багатоцільових і спеціалізованих обчислювальних комплексів і систем, орієнтованих на повну автоматизацію розв'язання задач на ПК.

Поштовхом для якісного перегляду конструкцій стали методики оцінки контактної взаємодії між елементами конструкцій. Закон розподілу контактного тиску істотно впливає на НДС взаємодіючої пари в більшості реальних конструкцій, а іноді, наприклад у фланцях горизонтального роз'єму корпусів турбомашин, визначає працездатність конструкції в цілому. У таких випадках виникає необхідність розв'язання контактних задач, де конфігурація і розміри зон контакту, умови взаємодії на них нелінійно залежать від характеру і величини прикладеного навантаження. Різним питаннями в області вивчення контактної взаємодії тіл присвячені роботи Галіна Л. А., Мусхелішвілі Н. І., Штаермана Н. Я., Міхліна С. Г., Каттанео К., Миндлина Р. Д., Синьорини А., Зайцева Б. П., Каландія А. І., Ковнерістова Г. Б., Кравчука А. С., Губера Н., Рвачева В. Л. та ін.

Лля розв'язання задачі однозначного термонапруженого стану високонапряженного корпусу турбіни необхідне адекватне завдання початкових і граничних умов теплового впливу. Найбільш детально цю проблему розглянуто в роботах Зисіна-Моложен Л. М., Зисіна Л. В., Поляка М. П., Ликова А. В., Михеєва М. А., Шорина С. М., Страдомского М. В., Максимова Е. А., Важеніна О. Н., Тємкіна А. Г.

Подальший розвиток енергомашинобудування і перш за все турбобудування пов'язано з істотним підвищенням питомих показників. Основним напрямком у розвитку паротурбінних установок є підвищення параметрів пари перед турбіною. При цьому спостерігається інтенсивне зростання теплової та механічної напруженості. В першу чергу це відноситься до корпусних деталей. Руйнування цих конструкційних елементів може мати найважчі наслідки. Одним з факторів, що визначають працездатність конструкції, є високотемпературна повзучість. При розв'язанні за допомогою МСЕ крайових задач механіки деформованого твердого тіла з урахуванням деформацій повзучості досить часто використовують схеми Ейлера – явну або неявну. Залежно від особливостей даної задачі алгоритм розв'язання будується або відповідно до методу початкових напружень, або методом початкових деформацій. Найбільше уваги даному питанню присвячено в

роботах Манукяна К. М., Сапунова В. Т., Тейлора Р. Л. та ін.

Питанням проектування потужних парових турбін присвячено роботи Л. О. Шубенко-Шубіна, Б. Ф. Шора, В. И. Берлянда, Г.Б.Иоселевича, Ю. Ф. Косяка, В. П. Сухініна, В. І. Гнєсіна, А. В. Русанова, А. О. Тареліна, О. П. Усатого, О. Л. Шубенка, А. В. Пожидаева, В. М. Голощапова, Ю. О. Юдіна, та ін. На підставі огляду літературних джерел показано сучасний стан проблеми НДС корпусів турбомашин та методів їх дослідження. Дослідженням термонапруженого стану, міцності та ресурсу корпусів турбомашин присвячені Работнова Ю. М., Підгорного А. М., Шубенко-Шубіна Л. О., роботи Черноусенко О. Ю., Берлянда В. І., Гонтаровського П. П., Шульженка М. Г., Зіньковського А. П., Львова Г. І., Малініна М. М., Морачковського О. К., Філіппова А. П., Зарубіна В. С., Жиріцького Г. С., Стрункіна В. А., Біргера І. А., Шора Б. Ф., Иоселевича Г. Б. та ін.

Відзначено, що окремим задачам теплопровідності, термопружності та термопластичності, задачам контактної взаємодії в літературі приділяється багато уваги, в той же час бракує робіт, де було б приділено увагу комплексному впливу перерахованих факторів на міцність корпусів турбін з урахуванням температурних навантажень, явищ пластичності і повзучості, термоконтактної взаємодії фланців горизонтального роз'єму в розрахунках. Тому, для вирішення цих проблем необхідна розробка нових інженерних методів і підходів.

Вивчення зазначених питань дозволило виконати постановку задачі та визначити найбільш пріоритетні напрямки дослідження.

Другий розділ присвячено удосконаленню методики тривимірних розрахунків НДС корпусу за допомогою МСЕ з урахуванням контактної взаємодії елементів конструкції та її верифікації на тестовій фізичній моделі вузла ущільнення трубопроводу.

В основі математичної моделі лежать трьохвимірні рівняння НДС. Постановка крайової контактної задачі про напружено-деформований стан тіл відрізняється від постановки неконтактної задачі наявністю додаткових граничних умов і обмежень на поверхні контакту, які накладаються на напруження та переміщення в тілах, що контактують на цій поверхні. Для розв'язання такої задачі за допомогою МСЕ запропоновано будувати скінчено-елементну модель, використовуючи для просторових тіл двадцятивузлові тривимірні гексагональні скінчені елементи (СЕ), а

для контактуючих поверхонь восьмивузлові контактні СЕ (рис. 1), які враховують контакт і ковзання між «цільовими» поверхнями та поверхнею що деформується.

У зонах контакту, головним чином що впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки зі зменшенням



Рис. 1. Геометрія восьмивузлового контактного СЕ

розміру СЕ, що підвищує точність розрахунку.

З огляду на необхідність оперативного вирішення задач, що виникають в ході виробництва і експлуатації енергетичного обладнання, для розв'язання прийнятий метод штрафних функцій. У контактних задачах штрафний член включає в себе матрицю жорсткості контактної поверхні. Матриця випливає з концепції, згідно з якою одне уявна тіло проникає в інше.

Механічні властивості контактного шару характеризуються контактною жорсткістю

$$C_n = f \cdot E \cdot h,$$

де f - коефіцієнт контактної жорсткості, 0.0001 < f < 100; E — модуль Юнга; h - характерний лінійний розмір зони контакту.

Запропонована СЕ-модель була реалізована в пакеті ANSYS.



a)



б)

Рис. 2. Фізична модель вузла ущільнення трубопроводу: а) в зборі з наклеєними тензодатчиками; б) вимірювання прогину

Для адекватності доведення запропонованої моделі та методики було проведено співставлення розрахункових результатів результатами 3 експериментального дослідження НДС на фізичній моделі вузла ущільнення трубопроводу, яка представлена на рис. 2, 3.

Експериментальне дослідження НДС вузла ущільнення трубопроводу виконувалося методом тензометрирования на моделі, виконаній з органічного скла в масштабі 1:2.5 з дотриманням повного геометричної подібності. Основна труба охоплюється кожухом з відведенням.



Рис. 3. 3D модель вузла ущільнення: схема вимірювання прогину

Кожух складається з двох половин, для з'єднання яких є фланці горизонтального роз'єму. Дві половини кожуха стягувалися металевими болтами. Простір між кожухом і основним трубопроводом заповнювався товстою м'якою листовою гумою, що сприяє більш рівномірної передачі зусилля на поверхню основного трубопроводу при стисненні кожухом. При цьому співвідношення жорсткостей (модулів пружності) органічного скла і гуми таке ж, як і в натурної

конструкції.

Дослідження НДС основного трубопроводу проводилося під впливом тиску, створюваного кожухом-ущільнювачем на трубопровід. Це тиск створюється зусиллям затяжки шпильок, що стягають фланці горизонтального роз'єму кожуха. Для вимірювання контактного тиску був розроблений спосіб, що полягає в тому, що товщина системи кожух – прокладка – труба вимірювалася двічі: у вільному стані і після обтиску. Оскільки жорсткість органічного скла у багато разів більше гуми, яка є прокладкою, передбачається, що зміна товщини системи в результаті обтиску відбувається за рахунок прокладки. При цьому співвідношення між твердостями (модулями пружності) органічного скла і гумовою прокладкою в моделі відповідає Рыктом<sup>2</sup> Р.

моделі відповідає співвідношенню між металом і паронітом в натурі. Таким чином, зі зміни товщини гумової прокладки можна судити про величину контактного



Рис. 4. Таріровка гумової прокладки

тиску. Виміри проводилися за схемою, наведеною на рис. 3. Величина стиснення гуми визначалася, як різниця між переміщеннями, вимірюваними індикаторами А і Б. Для переходу від величини стиснення гуми до значення контактного тиску попередньо була проведена калібровка. Для цього зразок гуми [20x20x8] мм піддавався рівномірному обтисненню. Вимірювали переміщення в залежності від прикладеного зусилля. Результати вимірювань наносилися у вигляді точок на графік напруження – переміщення. Вимірювання повторювалися кілька разів. Експериментальні точки були апроксимовані кривою (рис. 4). Вимірювання проводилися в зоні, прилеглій до отвору. Для виконання вимірювань в кожусітрійнику і в гумовому шарі було прорізано вузьку щілину в кільцевому напрямку. Це давало можливість розташувати обидва індикатора з боку зовнішньої поверхні: голка одного впиралася в трубу, іншого – в кожух-трійник.

Навантаження створювалася за допомогою затягування шпильок. При цьому дотримувалося правило, при якому фланці, зближуючись на 5 мм, повинні були залишатися паралельними між собою.

Тензодатчики використовувалися на паперовій основі з базою 5 мм. Напруження вимірювалися, головним чином, в окружному перетині в площині, що проходить через центр отвору перпендикулярно осі труби, тобто у напрямку, уздовж якого вимірювався і контактний тиск. Для того, щоб відокремити напруження вигину і розтягування, тензометри наклеювалися на внутрішній і зовнішній поверхнях. При цьому дотримувалася сувора відповідність: кожному датчику на одній поверхні відповідав датчик на інший.

Передбачається, що при затяжці шпильок контактний тиск між гумовою прокладкою і трубою основного трубопроводу розподіляється по синусоїдальному закону в поперечному перерізі, перпендикулярно осі основного трубопроводу. Це припущення спирається на відомі теорії і побічно підтверджується вимірами зміни товщини системи кожух – прокладка – основний

трубопровід. При випробуваннях величина затяжки шпильок вимірювалася

величиною зазору між фланцями. Тому знаходилась також залежність між вказаною величиною зазору δ величиною контактного тиску. Ця залежність між амплітудним значенням  $P_k$  $(P_k = f(\delta))$ i δ визначалася Для експериментально. цього встановлювалися, показано ЯК на рис. 3, два індикатори.

Розроблено методику визначення залежності між зусиллям затяжки шпильок і величиною контактного тиску. Вона заснована на тому що сума проекцій на вертикальну вісь елементарних сил, що викликаються контактним тиском і діючих на трубу, дорівнює сумарній величині зусилля затяжки шпильок.

Зв'язок між контактним тиском і зусиллям затяжки шпильок представлено як:



Рис. 5. Теоретичне креслення вузла ущільнення

$$P_{3aT} = P_1 - P_2;$$

$$P_1 = P_k R l \int_{-\varphi_1}^{+\varphi_1} \cos^2 \varphi \, d\varphi = P_k R l \left(\frac{1}{2}\varphi + \frac{1}{4}\sin 2\varphi\right) \Big|_{-\varphi_1}^{+\varphi_1} = P_k R l (\varphi_1 + \frac{1}{2}\sin 2\varphi_1);$$

$$P_2 = \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \int_{-\sqrt{r^2 - R^2}\sin^2\varphi}^{\sqrt{r^2 - R^2}\sin^2\varphi} P_k \cos \varphi \cos \varphi dF =$$

$$= \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} P_k \cos^2 \varphi \, R d\varphi \int_{-\sqrt{r^2 - R^2}\sin^2\varphi}^{\sqrt{r^2 - R^2}\sin^2\varphi} dx = 2P_k R \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \sqrt{r^2 - R^2}\sin^2\varphi \cos^2 \varphi \, d\varphi$$

де  $P_k$ -значення контактного тиску (в площині, перпендикулярній роз'єму); R-радіус серединної поверхні оболонки; l-довжина прокладки (в осьовому напрямку);  $\varphi_1$ -половина дуги, яка охоплюється прокладкою (рис. 5); r-радіус отвору;  $\varphi_2$ -кут, знаходиться як r/R.

Зіставлення результатів Табл. 1. Результати дослідження контактної задачі

фізичного експерименту і чисельного розрахунку вузла ущільнення трубопроводу показало, що величини прогину (абсолютної деформації гумової прокладки в напрямку дії тиску

N⁰	Експеримент		Розрахунок	
точки	прогин	контактний	прогин	контактний
		тиск		тиск
1,4	1.43 мм	0.062 МПа	1.61 мм	0.065 МПа
2,5	1.38 мм	0.05 МПа	1.62 мм	0.053 МПа
3, 6	1.44 мм	0.045 МПа	1.61 мм	0.047 МПа

від кожуха-ущільнювача і контактного тиску на контактуючій поверхні трубопроводу під верхньою половиною кожуха, як і величини осьових і окружних напружень розтягнення і згинання, в досліджуваних перерізах мають дуже гарний

збіг (табл. 1),що підтверджує адекватність запропонованого підходу до розв'язання контактної задачі і знаходження НДС технічних конструкцій, що складаються з конструктивних елементів складної форми.

*Третій розділ* присвячено порівняльному аналізу запропонованої методики розрахунку і розрахункових методик, що затверджені нормативними документами підприємств-виробників турбінного обладнання і використовуються ними у повсякденній роботі. Це порівняння було виконано на прикладі пружнонапруженого стану елементів внутрішнього корпусу турбіни К-500-240-23 урахуванням тих проблем, які виникли в процесі експлуатації даних турбін. Зазначені внутрішні корпуси ЦВТ виготовляються за допомогою лиття з жароміцної легованої сталі і складаються з двох половин. Обидві половини корпусу з'єднані по горизонтальному роз'єму за допомогою спеціальних шпильок. Для центрування по відношенню до зовнішнього корпусу внутрішній має виступи і опори, розташовані відповідно виступам і опорам зовнішнього корпусу.

3 урахуванням можливостей методик, що використовуються на підприємствах-виробниках турбінного обладнання задача про НДС внутрішнього корпусу пружній розглядалась В постановці. без врахування впливу температурних напружень і деформацій. При цьому було враховано:

 розподілене навантаження на розточки для установки діафрагм в корпусі;

 різний по поздовжній осі перепад тиску на стінки корпусу;

 затяжка кріплення фланцевого з'єднання;

 діюче на корпус турбіни гравітаційне поле Землі.

Граничними умовами, що описують закріплення корпусу в розрахункових 3D моделях є: жорстке закріплення в частині

В

Рис. 6. Розрахункові моделі внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2: а –розрахункова модель по методиці тонкостінних оболонок обертання з розгалуженим меридіаном на осесиметричне навантаження (методика 1); б – двовимірна СЕ модель корпусу (методика 2); в - тривимірна СЕ модель корпусу (методика 3)

обпирання нижньої половини корпусу на лапах і обмеження переміщень по площині роз'єму в області упирання лап корпусу в пази зовнішнього корпусу (рис. 6). У розрахункових двовимірних моделях корпус закріплюється на торцях з забороною осьових переміщень.

З метою оцінки впливу ряду факторів, що визначають особливість напруженого стану корпусу, які не можна встановити на основі застосовуваних раніше моделей через їх неповноту, наближеність формувань граничних умов та використання фізикомеханічних властивостей матеріалів у роботі, за різними методиками, проведено уточнене розрахункове дослідження НДС

внутрішнього корпусу ЦВД, що має складну просторову форму та експлуатується в умовах складного силового та теплового навантажень (рис. 6). Загальним недоліком використання розрахункових плоских моделей (рис. 6 а, б) є відсутність можливості врахування патрубків і фланців горизонтального роз'єму.

У тривимірній моделі для моделювання через значну криволінійних складність поверхонь корпусу, а також з метою спрощення розмірності ітераційного розрахунку прийнято елемент тетраедричної форми. При створенні СЕ-сітки використовувався елемент об'ємного НДС з десятьма вузлами і трьома ступенями свободи в кожному вузлі: переміщення в напрямку осей X, Y i Z вузлової системи координат (рис. 7).

З огляду на те, що даний корпус знаходиться умовах В складного напруженого стану, оцінка його міцності здійснювалася аналізу на підставі головних напружень по теорії граничного стану Мізеса-Генки, також відомої як теорія енергії формозміни або четверта теорія міцності. При цьому встановлено:

– напружений стан внутрішнього корпусу є



Рис. 7. Геометрія десятивузлового СЕ



Рис. 8. Графік порівняння еквівалентних напружень, отриманих в результаті розрахунку по методикам 1, 2 та 3



б

Рис. 9. Розподіл еквівалентних напружень (методика 3): а – в меридіональному перерізі корпусу; б – в перерізах А-А и Б-Б із зазначенням місць появи тріщин, що виникали в ході експлуатації турбін

тривимірним і спостерігається складна деформаційна картина, внаслідок чого результати розрахунку НДС по двовимірним моделям можуть бути достовірними лише на деякому віддаленні від зони перетину торцевої частини корпусу з патрубками і фланцями, де їх і слід порівнювати з даними чисельного дослідження за тривимірними моделями (рис. 8);

– в цілому рівень напружень в стінках корпусу невеликий, але є зони підвищення напружень на зовнішній поверхні в районі сполучення тороідальної частини корпусу з фланцем горизонтального роз'єму і на внутрішньої поверхні – в районі сполучення паровпускного патрубка з циліндричної частиною корпусу;

– найбільші деформації відчуває тороідальна частина корпусу в районі перемички між паропідвідними патрубками в радіальному напрямку;

– зони підвищених розрахункових напружень відповідають місцям концентрації дефектів, які виявлялися при експлуатації турбін, що побічно вказує на причину появи цих дефектів (рис. 9).

Четвертий розділ присвячено дослідженню контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин внутрішнього корпусу турбіни К-500-240-2 в пружній постановці, як найбільш схильного до впливу явищ релаксації кріплення горизонтального роз'єму. Під час експлуатації даних турбін спостерігалися випадки втрати щільності фланцевого з'єднання (рис. 10), собою ЩО тягло за «пропарювання» втратою 3 економічності (в районі паровпуску спостерігалося порушення щільності). Цe вимагає проведення уточнених теоретичних досліджень НДС фланцевого з'єднання. оскільки розв'язок, отриманий за допомогою

Рис. 10. Дзеркало фланцевого роз'єму



Рис. 11. СЕ модель корпусу, адаптована для розв'язання контактної задачі

спрощених інженерних методів на стадії проектування, як показала практика експлуатації турбін із збільшеними термінами служби між ремонтами до 4–5 років, не завжди дає достовірні результати. У зв'язку з вищесказаним, для оцінки контактної взаємодії фланцевого з'єднання корпусу на основі сучасних підходів, які базуються на МСЕ, створена розрахункова модель (рис. 11), згідно підходу до врахування контактної взаємодії, який було представлено в другому розділі. Однією з особливостей данного дослідження є врахування впливу обнизки на величину контактного тиску.

З метою аналізу контактної взаємодії фланців при впливі процесів знеміцнення при високих температурах, розрахунки виконано при різних зусиллях затяжки згідно ГОСТ 20700-75– зусиллях, які відповідають початковій затяжці 300 МПа та зміненим в процесі релаксації напружень в кріпленні – 240 МПа та 180 МПа в кінці міжремонтного періоду.

Розрахункова модель корпусу для визначення параметрів контактної взаємодії фланцевого з'єднання, матеріал корпусу і кріплення, а також чинники, що роблять визначальний на них вплив такі ж як і в розділі 3 дисертації. Додатково, при дослідженні даної задачі, врахована контактна взаємодія у фланцевому з'єднанні в місці горизонтального роз'єму. При використанні описаної в другому розділі методики розрахунку контактної взаємодії для побудови матриці жорсткості контактної поверхні було прийнято величину взаємного проникнення на ущільнюючій поверхні фланців близькою до висоти шорсткості, а саме 0,0025 мм.

порівняння Рк, МПа метою 3 отриманих розрахункових результатів результатами, 3 одержуваними по застосовуваних методиками раніше ЛЛЯ проектування фланцевих з'єднань горизонтальних роз'ємів корпусів, які регламентовані нормативними документами, оцінка контактного тиску також виконана згідно ОСТ 108.021.110-84.

Відповідно ДО прийнятих документів, нормативних величина контактного тиску на внутрішньому паску на ущільнювальної поверхні роз'єму фланця обнизкою ДЛЯ 3 обчислюються за формулою:

$$P_{k} = \frac{f\sigma^{\theta}}{tc_{1}} \frac{(b-c_{2}+2m)}{(2b-c_{2}-c_{1})},$$

де*f* – площа перерізу шпильки  $\sigma^{\theta}$ мінімальна.  $cm^2$ : максимальне середнє напруження розтягування В шпильці, МПа; *t*-відстань між осями шпильок, см; *b*- ширина фланця. *с*<sub>1</sub>-ширина CM: внутрішнього ущільнюючого паска. см; *с*<sub>2</sub>-ширина зовнішнього ущільнювача паска, см; *m*- відстань від осі шпильки до середини фланця, CM.

В результаті розв'язання статичної контактної задачі визначено області контакту на рознімних поверхнях фланцевого



Рис. 12. Рівень контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланця, отриманий по МСЕ при напруженнях в кріпленні:а) 300 МПа; б) 240 МПа; в) 180 МПа.



Рис. 13. Рівень контактного тиску на внутрішньому пояску ущільнюючої поверхні фланця, отриманий по МСЕ та методиці згідно ОСТ 108.021.110-84 при напруженнях в кріпленні: а) 300 МПа; б) 240 МПа; в) 180 МПа.

з'єднання внутрішнього корпусу. Також отримано розподіл контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланців корпусу. Характер розподілу тиску, отриманий за допомогою МСЕ, при різних зусиллях затяжки, що відповідають початковій затяжці (а) і зміненим в процесі релаксації напружень в кріпленні – 240 МПа (б) та 180 МПа (в) в кінці міжремонтного періоду, представлений на рис. 12, а, б, в. Криві, що характеризують відмінність результатів розрахунку контактного тиску по ущільнюючій поверхні фланця, отримані за допомогою МСЕ і за допомогою методики викладеної в нормативному документі, представлені на рис. 13.

Як видно з результатів наведених на рис. 12, 13:

 тиск на ущільнюючій поверхні внутрішнього корпусу, отриманий за двома методиками відрізняються, при цьому значення тиску отримані відповідно до методики викладеної в ОСТ 108.021.110-84 перевищують ті, що отримані за допомогою запропонованої розрахункової методики;

– порушення щільності фланцевого з'єднання, згідно результатів отриманих за допомогою запропонованої розрахункової методики, відбувається в районі 5-ї та 6-ї шпильок і збільшується зі зменшенням зусилля затяжки, яке відбувається в результаті релаксації матеріалу шпильок(рис. 12). При зусиллі затяжки, що відповідає напруженням в шпильках рівним 180 МПа, розкриття досягає обнизки, внаслідок чого може статися пропарювання фланців корпусу;

– максимальна відмінність результатів спостерігається в районі 5-ї шпильки (рис. 13). Так, відповідно до ОСТ 108.021.110-84, величина контактного тиску максимальна, що не відповідає дійсності досвіду експлуатації турбін К-500-240-2, а по МСЕ - мінімальна.

**П'ятий розділ** присвячено аналізу НДС внутрішнього корпусу з урахуванням температурних і пластичних деформацій та термоконтактної взаємодії фланців корпусу. В розділі виконано оцінку міцності і деформації корпусу турбіни при температурних впливах в термопружній та термопластичних постановках.

В попередніх розділах під час використання запропонованої розрахункової методики як вихідні данні задавалися навантаження від кріплення горизонтального

роз'єму на опорні поверхні гайок для турбін, що експлуатуються теперішнього ДО часу. Цe дозволило визначити в пружній постановці НДС корпусу і кріплення з точністю що повністю задовольняє вимогам інженерних розрахунків. Однак розв'язання задачі термонапруженого стану корпусу урахуванням температурних 3 деформацій термоконтактної пластичних та взаємодії фланців корпусу, де зв'язок температурної задачі із задачею механіки здійснюється через заздалегідь невідомі граничні умови в контакті, оскільки НДС і характер контактної взаємодії



Рис. 14. Розрахункова модель корпусу в термоконтактній постановці

залежать від розподілу температурних полів, а температурне поле визначається умовами взаємодії, вимагає дещо інших, удосконалених підходів.

Так як задача про розподіл сил та температур між кріпленням і фланцем статично невизначена, то вона розв'язується за умови спільності деформацій. При

дії на з'єднання зовнішньої сили до розкриття роз'єму стиснення з'єднуваних кріпленням деталей зменшується на стільки, на скільки шпилька розтягується.



Рис. 15. Розподіл температур в корпусі на номінальному режимі роботи турбіни



Рис. 16. Термопружний стан корпусу <sub>бекв. МПа</sub>



Рис. 17. Термопластичний стан корпусу

викладеного В силу вище для можливості врахування змін навантаження віл кріплення в процесі спільної деформації кріплення i корпусу запропоновано напруження початкової затяжки шпильок моделювати шляхом завдання фіктивного зміни (зменшення) коефіцієнта лінійного розширення шпильки, заданої як окреме тіло в розрахунковій схемі (рис. 14).

За рахунок застосування приведеного коефіцієнта лінійного розширення матеріалу тривимірного під час моделювання кріплення термозатяжки горизонтального роз'єму корпусу вдалося більш точно врахувати зміну геометрії елементів корпусу в наслідок теплових навантажень. Величина зазначеної зміни коефіцієнта лінійного розширення визначена із залежності між напруженням початкової затяжки в шпильці і необхідним лля його створення видовженням, реалізованим розрахунковій В схемі наявністю різних величин лінійного розширення шпильки і корпусу.

Запропонована даному В розділі методика розв'язання термоконтактної задачі базується на застосуванні МСЕ і моделі контактного шару, що дозволяє враховувати залежність термічної провідності контакту від контактного тиску з урахуванням теплообміну. При цьому вважається, границі зіткнення що на елементів фланцевого з'єднання має місце ідеальний тепловий контакт. тобто виконується рівність температур і теплових потоків

Температурні граничні умови було задано виходячи з результатів розрахунку теплового стану турбіни, який було проведено згідно методикам, затвердженим нормативними методиками АТ «Турбоатом», що дозволило отримати розподіл температур в корпусі (рис. 15).

Відзначимо, що в районі фланця перепад температур по товщині корпусу є максимальним і досягає 60°С, в той час як в найбільш нагрітій верхній частині корпусу він не перевищує 10°С.

Для обґрунтування необхідності врахування пластичних явищ було виконано розрахунок НДС внутрішнього корпусу як термопружній (рис. 16) так і в термопластичній (рис. 17) постановках. Чисельне моделювання високотемпературної пластичності здійснювалось за допомогою теорії пластичної течії при ізотропному зміцненні.

Представлені в даному розділі результати розв'язання задачі термопластичного корпусу (рис. 17) дозволили охарактеризувати ступінь релаксації НДС перерозподілу напружень в конструкції в порівнянні з результатами, отриманими при розв'язанні задачі термопружності (рис. 16). Можна зробити висновок, що основною причиною викривлення корпусу є перепад температур по товщині стінки, що викликає нерівномірність розподілу напружень. Розв'язок задачі НДС фланцевого з'єднання в розглянутій постановці дозволив оцінити зміну характеру розподілу контактних напружень з'єднанні. Отримані результати В продемонстрували істотну відміну рівнем контактних за напружень на ущільнюючій поверхні фланця. Так, значення контактного тиску у переднього краю корпусу, в районі установки обойми переднього кінцевого ущільнення, практично повністю негативні на відміну від результатів, які були отримані в пружній постановці, що свідчить про необхідність врахування пластичних явищ під час дослідження НДС внутрішнього корпусу турбіни.

Шостий розділ присвячено аналізу НДС внутрішнього корпусу за запропонованою раніше методикою термоконтактної взаємодії фланців корпусу з додатковим урахуванням деформацій повзучості. При цьому використовувалася явна схема Ейлера. Повзучість корпусу обчислювалася з використанням модифікованої часової моделі неявної повзучості зі зміцненням.

Еквівалентна деформація повзучості знаходилась як скалярна величина з рівняння

$$\varepsilon^{\rm cr} = \frac{C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3 + 1} e^{-C_4/T}}{C_3 + 1},\tag{1}$$

де  $C_1 \dots C_4$  – константи моделі повзучості;  $\sigma_e$  – еквівалентні пружні напруження, Па;*t* – час, с; *T* – температура, °С.

Міра збільшення деформації повзучості в заданій точці інтегрування знаходилась з рівняння

$$C_S = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}}.$$

 ${
m ge}\Delta \varepsilon^{cr}$ — збільшення компонент деформації повзучості;  $\varepsilon_{et}$ -загальна еквівалентна деформація.

Збільшення компонент деформації повзучості можна представити у вигляді повного тензора деформацій

$$\Delta \varepsilon_{x}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon_{x}' - \varepsilon_{y}' - \varepsilon_{z}')}{2(1+\nu)}; \qquad \Delta \varepsilon_{y}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon_{y}' - \varepsilon_{z}' - \varepsilon_{x}')}{2(1+\nu)};$$

$$\Delta \varepsilon_{z}^{cr} = -\Delta \varepsilon_{x}^{cr} - \Delta \varepsilon_{y}^{cr}; \qquad \Delta \varepsilon_{xy}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xy};$$
$$\Delta \varepsilon_{yz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{yz}; \qquad \Delta \varepsilon_{xz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xz}.$$

Пружні деформації і сумарні деформації повзучості обчислювалась по залежностям

$$(\varepsilon_x^{el})_n = (\varepsilon_x')_n - \Delta \varepsilon_x^{cr}; \qquad (\varepsilon_y^{el})_n = (\varepsilon_y')_n - \Delta \varepsilon_y^{cr}; (\varepsilon_z^{el})_n = (\varepsilon_z')_n - \Delta \varepsilon_z^{cr}; \qquad (\varepsilon_x^{el})_n = (\varepsilon_x')_{n-1} + \Delta \varepsilon_x^{cr}; (\varepsilon_y^{el})_n = (\varepsilon_y')_{n-1} + \Delta \varepsilon_y^{cr}; \qquad (\varepsilon_z^{el})_n = (\varepsilon_z')_{n-1} + \Delta \varepsilon_z^{cr}.$$

Невідомі коефіцієнти в рівнянні (1), які фактично характеризують застосовуваний матеріал, розраховувались шляхом апроксимації експериментальних даних за допомогою методу найменших квадратів. Слід зазначити, що набір коефіцієнтів для всієї області експериментальних даних залежить не тільки від температури, але і від рівня напружень і тривалості випробування. У зв'язку з цим виникає необхідність проведення двовимірної апроксимації. При її проведенні як експериментальні дані використовувалися чотири криві повзучості відповідні температур 550°C і 500°C: дві для сталі15Х1М1ФЛ (корпус) та дві для сталі 20Х1М1Ф1ТР (кріплення), які були отримані в центральній заводській лабораторії АТ «Турбоатом».

В результаті розв'язання задачі повзучості корпусу визначено напруженодеформований стан різні моменти на досліджуваному проміжку часу. Детальний аналіз кінетики релаксації залишкових напружень в корпусі показав, що процес релаксації значно залежить від концентрації напружень.



Рис. 18. Розподіл еквівалентних напружень при повзучості внутрішнього корпусу ЦВТ в діапазоні терміну експлуатації від введення в експлуатацію до напрацювання 300 тис. год.

З представлених результатів випливає, що напружений стан носить тривимірний характер і складним чином перерозподіляється в часі. За 300 тис.

год. напрацювання турбіни напруження в значній мірі релаксують і вирівнюються по товщині корпусу, при цьому падіння напружень в найбільш нагрітих зонах корпусу становить 70-90% (рис. 18).



Рис. 19. Розподіл деформацій повзучості внутрішнього корпусу ЦВТ в діапазоні терміну експлуатації від введення в експлуатацію до напрацювання 300 тис. год.



Рис. 20. Зміна контактного тиску при повзучості у фланцевому з'єднанні внутрішнього корпусу ЦВТ в діапазоні терміну експлуатації від введення в експлуатацію до напрацювання 300 тис. год.

Як показали розрахунки, процес повзучості і пошкоджуваності матеріалу найбільш активно протікає в тороідальній частині корпусу, в місцях з'єднання з паропідвідними патрубками 3 фланцями горизонтального роз'єму. i За 300 тис. год. значення деформації повзучості є<sup>ст</sup> в тороідальній частині корпусу досягла 1.1 %, що вище межі допустимих деформацій, яка становить близько 1%. Видно, що в результаті повзучості корпус витягується в осьовому напрямку, одночасно стискаючись в вертикальному напрямку. При цьому площина роз'єму стає складною поверхнею. Так, викривлення площини на ділянці переходу його тороідальної частини до циліндричної досягає свого максимального значення в 1 % вже за 50 тис. год. напрацювання турбіни (рис. 19). Таке викривлення корпусу може викликати технічні складності при його збірці під час проведення ремонту.

Аналіз розподілу контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланцевого роз'єму корпусу в різні моменти часу показав, що вже при напрацюванні 300 год. напрацювання турбіни відбувається значний перерозподіл контактного тиску і, в першу чергу, на внутрішньому ущільнюючому паску горизонтального роз'єму, що не відбивається в сучасних документах, регламентуючих забезпечення щільності горизонтального роз'єму і що вимагає додаткового обліку. При цьому, починаючи з напрацювання 50 тис. год. картина розподілу контактного тиску не змінюється (рис. 20).

Згідно ГОСТ 24278-91 гарантована щільність фланцевого з'єднання повинна забезпечуватися з моменту затягування до планового ремонту через 40 тис. год., а останнім часом замовник вимагає 50 тис. год. Даний факт є в певному сенсі позитивним, оскільки з'являється можливість під час планового ремонту корпусу турбіни відшабрити ущільнюючі поверхні вже остаточно сдеформованих фланців корпусу і вибрати зазор. Таким чином, більш висока, в порівнянні з фланцем, податливість шпильок і практично остаточно сдеформовані фланці забезпечують порівняно стабільне навантаження при деформації корпусу і задовільну ущільнювальну здатність.

Проведені дослідження показують, аналізі напруженошо при деформованого відповідальних елементів конструкцій об'єктів стану енергомашинобудування нестаціонарним схильних інтенсивним термомеханічним впливам необхідно враховувати деформацію повзучості.

## ВИСНОВКИ

В ході виконання дисертаційної роботи вирішена важлива науково-практична задача підвищення термоміцністних характеристик внутрішніх корпусів парових турбін за рахунок розвитку підходів до розрахунку їх напружено-деформованого стану.

Основні результати дисертаційної роботи полягають в наступному.

1. Удосконалена методика тривимірних розрахунків НДС корпусу парової турбіни, з урахуванням термоконтактної взаємодії елементів конструкції, повзучості і пластичності матеріалів. Запропонований підхід спільно враховує температурні навантаження, деформації пластичності і повзучості, термоконтактну взаємодію фланців і кріплення корпусу. В порівнянні з існуючими, запропонований підхід дозволяє більш точно врахувати вплив

різноманітних факторів на НДС внутрішнього корпусу високотемпературної парової турбіни.

2. Для верифікації запропонованого розрахункового підходу до визначення НДС та контактної взаємодії елементів корпусу було створено фізичну модель та проведено експериментальні дослідження. Для отримання експериментальних даних розроблена методика непрямого визначення контактного тиску на підставі результатів тензометрії. Зіставлення розрахункових даних вузла ущільнення з експериментальними, що отримані на фізичній моделі, показали задовільне співпадіння результатів.

3. Проведено аналіз напруженого стану елементів внутрішнього корпусу парової турбіни в пружній постановці з використанням різних моделей, що дозволило виявити недоліки застосовуваних раніше методик і оцінити ступінь впливу різних геометричних концентраторів напружень, таких як паропідвідні патрубки і фланці горизонтального роз'єму. Показано, що використання спрощених двовимірних методик знаходження НДС корпусу, які затверджені нормативними документами і використовуються на підприємствах-виробниках парових турбін, може призвести до проектування парових турбін зі зниженими термоміцністними характеристиками.

4. Проведено чисельне дослідження контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин корпуса в пружній постановці з урахуванням впливу обнизки. Показано, що гарантована щільність фланцевого з'єднання до планового ремонту через 40 тис. год. роботи турбіни згідно ГОСТ 24278-91 не підтверджується результатами розрахунку з використанням запропонованої вдосконаленої методики – відбувається розкриття фланцевого з'єднання з боку внутрішнього пояска. Для забезпечення щільності горизонтального роз'єму з терміном служби 5 років між ремонтами рекомендовано перевірку щільності горизонтального роз'єму виконувати розрахунковим методом моделювання НДС фланцевого з'єднання на основі 3D моделі з урахуванням процесів знеміцнення при високих температурах.

5. Проведено чисельний аналіз НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 в тривимірній нелінійній постановці з урахуванням пластичності, повзучості і термоконтактної взаємодії фланців горизонтального роз'єму. Отримані результати дозволили оцінити кінетику і загальний рівень деформації повзучості і релаксації напружень на номінальному режимі роботи турбоагрегату в діапазоні від введення в експлуатацію до напрацювання 300 т. год., а також встановити перелік небезпечних зон конструкції корпусу, в яких можлива поява і розвиток ушкоджень. Аналіз розподілу контактного тиску, отриманого в ході розв'язання термоконтактної задачі у зазначеній постановці, показав, що з часом щільність ущільнювальної поверхні фланців корпусу знижується, що в підсумку призведе до «пропарюванню» фланців.

6. На основі отриманих результатів розроблені рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5, які дозволяють позбутися низки запобігання негативних явищ, викликаних підвищеними напруженнями в конструкції. Вони полягають в збільшенні радіусу спряження внутрішньої поверхні тороідальної частини корпусу з пропідвідними патрубками з 500 до 700 мм; збільшенні радіусу спряження зовнішньої поверхні тороідальної

частини корпусу з фланцем горизонтального роз'єму з 100 до 200 мм; введенні обов'язкової операції шабрення ущільнюючої поверхні фланців горизонтального роз'єму під час першого планового капітального ремонту.

7. Запропоновані в роботі підходи та методики розрахунку впроваджені в розрахункову практику АТ «Турбоатом» і використані в ході заходів, що проводяться по фонду розвитку підприємства в рамках НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари Po =  $260 \div 300$  ата і To = 600 °C потужністю  $600 \div 700$  MBT ".

## СПИСОК ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2012. №7. С. 70 – 75.

2. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток / В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 31 – 36. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash\_2012\_15\_2\_5.

3. Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ С РУ СВБР-100 / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №11. С. 5 – 15.

4. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженнодеформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №12. С. 98 – 103.

5. Serhii A. Palkov., Mykola H. Shulzhenko. Elastic stress strain state of elements of the internal high-pressure casing for steam turbines //Journal of Mechanical Engineering. 2019. vol. 22, no. 4.P. 32–40.

6. Palkov, I.;Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. // Ядерна та радіаційна безпека. 2020. no. 4(88). P. 14–17.

7. Andrii O. Kostikov, Serhii A. Palkov. Contact deformation of the pipeline sealing unit // Journal of Mechanical Engineering. 2020.Vol. 23, no. 4. P. 52–60. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.052

8. Пальков С. А. О расчетах прочности охлаждаемой лопатки газовой турбины / С. А. Пальков // Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 8–11 листопада 2010 р. С. 20.

9. Пальков С. А. Прочность фланцевого соединения внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 85-річчю з дня народження академіка НАН України Рвачова Володимира Логвиновича. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 7–11 листопада 2011 р. С. 20.

10. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды международной научно-технической конференции. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 24–28 сентября 2012 г. Электрон. опт. диск (CD–ROM); цв., 12 см. Системн. требования: Pentium; 32 Mb RAM, Windows 95, 98, 200, XP.

11. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 80-річчю академіка НАН України А.М. Підгорного. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 5–8 листопада 2012 р. С. 17.

12. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / М. Г. Шульженко, В. Л. Швецов, С. А. Пальков // Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС: тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції. Київ: Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, 2–5 жовтня 2012 р. С. 252–253.

13. Пальков С. А. Міцність внутрішнього корпусу парової турбіни/ С. Пальков // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 15–17 травня 2013 р. С. 82.

14. Пальков С. А. Напряженное состояние внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 95-річному ювілею Національної академії наук України. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 11–13 листопада 2013 р. С. 13.

15. Пальков С. А. Ползучесть внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 115-річчю з дня народження НАН України А. П Філіпова. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 17–20 листопада 2014 р. С. 15.

16. Пальков С. А. Расчетная оценка напряжений в статорных элементах цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання («УЕ-2019»): тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції, присвяченій 85-річчю АТ «Турбоатом». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 8–10 жовтня 2019 р. С. 2.

17. Пальков С. А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины / И. А. Пальков, С. А. Пальков // тезисы докладов XII Международных молодежных научно-технических чтений им. А. Ф. Можайского, г. Запорожье: АО «Мотор Сич», 20–23 мая 2019 р. С. 29 – 30.

18. Пальков С. А. Исследование контактной задачи на модели узла уплотнения трубопровода / С. А. Пальков // Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей ІІ міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 5–8 жовтня 2020 р. С. 106.

### АНОТАЦІЯ

Пальков С.А. Удосконалення внутрішніх корпусів парових турбін серії К-500-240 шляхом підвищення їх термоміцністних характеристик. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, 2021.

Дисертаційну роботу присвячено дослідженням напружено-деформованого внутрішнього корпусу турбіни К-500-240-2. стану (НДС) Розвинено методологію розрахунку термонапруженого стану внутрішнього корпусу парової турбіни в тривимірній пружно-пластичній постановці з урахуванням повзучості і термоконтактної взаємодії елементів конструкції, що дозволило в порівнянні з існуючими підходами більш точно врахувати вплив різноманітних факторів на НДС внутрішнього корпусу та отримувати розподіл контактного тиску на взаємодіючих поверхнях. Для верифікації вдосконаленої методики розрахунку виконано експериментальне дослідження НДС та контактної конструкцій. Запропоновано взаємодії елементів новий підхід ЛО експериментального визначення контактного тиску, в якому використовуються непрямі вимірювання прогину ущільнювача в залежності від прикладеного зусилля в кріпленні, що дозволяє отримати локальні чисельні характеристики контактної взаємодії. Оцінено кінетику і загальний рівень деформації повзучості релаксації напружень на номінальному режимі i роботи турбоагрегату в діапазоні від введення в експлуатацію до напрацювання 300 т. год., та встановлено перелік небезпечних зон конструкції корпусу, в яких можлива поява і розвиток ушкоджень. На основі отриманих результатів розроблені рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5, які дозволяють позбутися низки запобігання негативних явищ, викликаних підвищеними напруженнями в конструкції.

*Ключові слова:* внутрішній корпус, фланцеве з'єднання, контактна взаємодія, контактний тиск, термоміцність, метод скінченних елементів.

### SUMMARY

**Palkov S. A. Improvement of inner shells of K-500-240 series steam turbines by increasing their heat-resistant characteristics.** – As a manuscript.

Thesis for the scientific degree of the Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) by specialty 05.05.16 - Turbo-Machines and Turbine Installations (142 - Power Machine Building), A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the study of the stress-strain state (SSS) of the inner shell of K-500-240-2 turbine. There has been developed the methodology of calculating the thermal stress state of the inner shell of the steam turbine in threedimensional elastic-plastic setting taking into account the creep and thermo contact interaction of the structural elements, which allowed in comparison with the existing approaches to more accurately take into account the influence of the various factors on SSS of the inner shell and to obtain the distribution of the contact pressure on the interacting surfaces. To verify the improved calculation method, an experimental study of SSS and contact interaction of the structural elements has been performed. A new approach to the experimental determination of the contact pressure is proposed, which uses the indirect measurements of the deflection of the seal depending on the applied force in the fastening, which allows obtaining the local numerical characteristics of the contact interaction. There have been estimated the kinetics and the general level of creep deformation and stress relaxation at the nominal mode of operation of the turbine unit in the range from commissioning up to operating of 300 thousands of hours as well as there has been established the list of the dangerous zones of the design of the case in which the emergence and development of the internal body of HPC of K-540-23.5 turbine have been developed, which allow to get rid of a number of prevention of the negative phenomena caused by the high stresses in the structure.

*Key words:* inner shell, flange connection, contact interaction, contact pressure, thermal strength, finite element method.

Формат 60х84/16. Ум. друк. арк. 0,9. Тир. 100 прим. Зам. № 178-21 Підписано до друку 12.02.2021 р. Папір офсетний.

Надруковано з макету замовника у ФОП Бровін О. В. 61022, м. Харків, вул. Трінклера, 2, корп. 1, к. 19. Т. (057) 758-01-08, (066) 822-71-30 Свідоцтво про внесення суб'єкта до Державного реєстру Видавців та виготовників видавничої продукції серія ДК 3587 від 23.09.2009 р.

