НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ
ім. А.М.ПІДГОРНОГО

Пальков Ігор Андрійович

УДК 621.165

ТЕРМОМІЦНІСТЬ ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

05.02.09 – динаміка та міцність машин

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 та в АТ «Турбоатом», м. Харків.

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
Шульженко Микола Григорович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України,
пров. науковий співробітник
відділу надійності та динамічної міцності

Офіційні опоненти доктор технічних наук, професор
Бреславський Дмитро Васильович,
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут",
завідувач кафедри систем та процесів управління

кандидат технічних наук, доцент
Гусєв Юрій Олексійович,
Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»,
професор кафедри конструкції авіаційних двигунів

Захист відбудеться « 29 » квітня 2021 р. о 16:00 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. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий « 25 » березня 2021 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради
д.т.н., проф. О.О. Стрельнікова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми дослідження. Історія розвитку енергетики - це історія підвищення параметрів пари. З початку 60-х років XX ст. в СРСР почався швидкий перехід від докритичних параметрів (13 МПа, 540 ^{0}С / 540 ^{0}С) до надкритичних (24 МПа, 540 ^{0}С / 540 ^{0}С). В даний час світова теплоенергетика вже зробила реальні кроки до масового переходу до енергоблоків супер-надкритичних параметрів: 30 МПа, 600 ^{0}С, а потім 35 МПа, 650 ^{0}С. У зарубіжній пресі є повідомлення про роботу над енергоблоком на початкову температуру 720 ^{0}С.

При створенні турбоагрегатів великої одиничної потужності особливо важливим стає питання забезпечення їх експлуатаційної надійності. У зв'язку з цим серйозна увага має приділятися вивченню працездатності найбільш відповідальних деталей і вузлів турбін.

Елементи проточної частини парових турбоагрегатів, особливо одиничної потужності на надкритичні параметри пари, працюють в умовах високих питомих навантажень. Тривала безаварійна робота агрегатів значною мірою залежить від довговічності лопаткового апарату. До найбільш відповідальних і напружених вузлів проточної частини відносяться хвостові з'єднання робочих лопаток з ротором в районі замка.

Замкове з'єднання є конструкцією, що працює в умовах складного напруженого стану. Основними факторами, що впливають на напружено-деформований стан (НДС) замкового з'єднання, є такі:

- розтягувальна відцентрова сила, що розвивається при обертанні ротора лопаткою, бандажем і власною масою хвостовика;
- контактна взаємодія елементів у з'єднанні;
- нерівномірне по радіусу і по довжині ротора температурне поле;
- відмінність коефіцієнтів лінійного температурного розширення матеріалів у з'єднанні;
- наявність явищ пластичності і повзучості в процесі тривалої експлуатації при високих температурах.

Раніше, при проектуванні турбін меншої потужності, наближеність результатів розрахунку замкових з'єднань і експериментального аналізу їх НДС враховувалася призначенням завищеного запасу міцності. Значне збільшення навантажень, що діють на дане з'єднання потужних турбін, і складні умови їх роботи призвели до значного підвищення напруженості з'єднань. Оскільки вимоги по надійності енергетичного обладнання зростають, то важливу роль відіграє уточнена оцінка міцності елементів турбін за новими методиками.

Незважаючи на тривалий досвід застосування замкових з'єднань грибовидного типу, не можна вважати достатньо повними проведені дослідження з вивчення їх НДС. Існуючі методи розрахунку, включаючи і метод скінченних елементів (МСЕ) для розв’язання плоскої задачі, не відображає в достатній мірі всю повноту НДС цих конструкцій, оскільки в даному випадку мова йде про розв’язання задачі просторового напруженого стану (НС).

В даний час на АТ "Турбоатом" здійснюється розробка типового ряду турбін

нового покоління потужністю 500 - 750 МВт з тиском пари перед турбіною до 29 МПа і температурою до 600 ^{0}С. Прототипом при створенні таких турбін служить існуюча турбіна К-500-240, при тривалій експлуатації якої виявлено порушення геометрії і поломка хвостового з'єднання замкових лопаток перших ступенів циліндрів високого та середнього тисків[1].

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

Робота є частиною комплексу досліджень, які проводилися відповідно до тематичних планів ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України:

- за договором 2-86/ІІ-14-20 від 02.01.2020 р., додатковою угодою від 07.09.2020 р. №1 «Розробка методів підвищення ефективності енергоблоків ТЕЦ за рахунок впровадження парогазових технологій» за І етапом «Вибір раціональних варіантів впровадження газотурбінних надбудов на ТЕЦ» (Термін виконання: початок «2» січня 2020 р., закінчення «31» грудня 2020 р., № держреєстрації 0120U100883);

- за договором № Н. Е. 4.2 – 2020/ІІ-9-19 від 02.03.2020 р. наукового завдання «Розроблення теплових схем енергоблоків на суперкритичних параметрах пари для використання на діючих ТЕС України з метою підвищення їх маневреності, надійності, економічності та екологічності» за ІІ етапом «Комплексні розрахункові дослідження обраних варіантів теплових схем» (Термін виконання: початок «2» березня 2020 р., закінчення «31» грудня 2020 р., № держреєстрації 0119U101781).

Крім того, тема дисертації безпосередньо пов’язана з роботами, що виконувались на АТ «Турбоатом» в рамках НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари P_o = 260 ÷ 300 ата і T_o = 600 ^{o}С потужністю 600 ÷ 700 МВт ".

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка методики дослідження та оцінки термоміцності замкового з’єднання робочих лопаток і диска першого ступеню парової турбіни К-500-240 для підвищення експлуатаційної надійності з’єднання.

Для досягнення вказаної мети в роботі сформульовано і вирішено такі завдання:

- розробка методики та моделей замкового з’єднання для числового дослідження напруженості його елементів в пружній постановці;
- розрахункове визначення впливу нагрівання на температурний та термонапружений стани елементів з’єднання в пружній постановці;
- розрахункова оцінка напружено-деформованого стану елементів замкового з’єднання в пружно-пластичній постановці та при повзучості його елементів;
- розробка пропозицій щодо прогнозування термоміцності елементів замкового з’єднання на етапах проектування.

Об’єкт дослідження – термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток з диском парової турбіни.

Предмет дослідження – замкове з'єднання робочих лопаток з диском 1-го

[1] Методические указания по расследованию причин повреждений деталей роторов паровых турбин электростанций: РД 153-34.1-17.424-2001. – М.: ОАО "ВТИ", 2002. – 82 с.

ступеню циліндра середнього тиску (ЦСД) парової турбіни К-500-240, під час експлуатації якого мали місце поломки.

Методи дослідження – розрахунково - експериментальні методи дослідження просторового НДС на основі положень теорій пружності, термопружності, контактної взаємодії, пластичності, повзучості, методу тензометрування і програмних комплексів на базі методу скінченних елементів.

Наукова новизна одержаних результатів:

– Удосконалено методику визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання грибкового типу лопаток першого ступеню парової турбіни з урахуванням контактної взаємодії його елементів, впливу нерівномірного нагріву, деформацій пластичності і повзучості в тривимірній постановці.

– Вперше установлено залежність розподілу еквівалентних напружень в елементах з'єднання від взаємного розташування лопаток и фіксуючих штифтів та його вплив на нерівномірність розподілу напружень по опорних поверхнях передзамкових лопаток.

– Вперше виявлено рівень впливу неоднаковості температурного розширення матеріалів елементів з'єднання на їх термонапруженість при пружному та пружнопластичному деформуванні.

Практичне значення результатів роботи полягає у визначенні найбільш напружених елементів замкового з'єднання лопаток; у визначенні зон можливого перевищення нормативного значення напружень; в пропозиціях щодо використання розробленої методики при проектуванні.

Результати дисертаційної роботи впроваджено в практику проектування турбомашин згідно з НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари P_o = 260 ÷ 300 ата і T_o = 600 ^oC потужністю 600 ÷ 700 МВт " (Акт впровадження №02-112 від 03.03.2021 р.).

Публікації. За темою роботи опубліковано 20 наукових праць, серед яких 8 статей у наукових журналах та збірниках наукових праць, в тому числі 1 стаття в SCOPUS, 12 публікацій – тези та матеріали конференцій.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, що викладено в дисертації, належать автору. У роботах, що виконано у співавторстві, здобувачеві належать такі результати: [1] – створення геометричної моделі замкового з'єднання та виконання оцінки напружено-деформованого стану; [2] – верифікація отриманих результатів шляхом порівняння з даними натурного експерименту; [3] – створення ряду скінченно-елементних моделей для визначення оптимального розміру елементу, аналіз результатів дослідження; [4] – обробка експериментальних кривих повзучості, аналіз впливу повзучості матеріалу на загальний напружено-деформований стан замкового з'єднання від введення в експлуатацію турбоагрегату до напрацювання 250 000 год.; [5] – створення розрахункової моделі для оцінки впливу температурного поля на напружений стан замкового з'єднання, аналіз результатів розподілу контактних напружень по опорним площадкам в з'єднанні; [6] – обчислення напруженого стану елементів ротора турбіни; [7] - аналіз розподілу еквівалентних напружень в замковому

з’єднанні в термопластичній постановці; [8] – створення розрахункової моделі, аналіз отриманих результатів при використанні різних типів апроксимації кривих деформування матеріалів; [12] – створення розрахункових моделей, аналіз отриманих результатів; [18] – аналіз картини контактної взаємодії елементів замкового з’єднання робочих лопаток з урахуванням впливу деформацій повзучості; [19] – проведення аналізу напружено-деформованого стану зварнокованого ротора в умовах термосилового навантаження. Роботи [9, 10, 11, 13, 14, 15, 16, 17, 20] – виконано самостійно.

Апробація результатів досліджень. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на конференціях молодих учених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2010–2014 рр.), на міжнародній науково-технічній конференції "Конструктивна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС" Ресурс-2012 "(м. Київ, 2012 р.), міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2012, 2017, 2019 рр.), на 11-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013 р.), на міжнародній конференції "Низьковуглецева електроенергетика: тренди, проблеми та перспективи" (м. Київ, 2017 р.), на міжнародних науково-технічних конференціях "Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні" (м. Харків, 2018 р., 2020 р.), на XIV міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та спеціалістів ХФТІ НАН України (м. Харків, 2018 г.), на міжнародних науково-технічних конференціях "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування" ХПІ (м. Харків, 2012 р., 2019 р.), на XII молодіжних науково-технічних читаннях ім. А. Ф. Можайського (м. Запоріжжя, 2019 р.), на міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та прогресивна освіта» (м. Херсон, 2019 р.).

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел (із 105 найменувань на 12 стор.) та 3 додатків на 8 стор. Загальний обсяг роботи становить 131 стор., з них 111 сторінок основного тексту, містить 39 рисунків, 5 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У ***вступі*** обґрунтовано актуальність та важливість вибраного напряму досліджень, його наукову та практичну цінність, сформульовано мету і задачі роботи. Наведено загальну характеристику дисертаційної роботи.

У ***першому розділі*** на підставі огляду літературних джерел показано сучасний стан розвитку методів аналізу напружено-деформованого стану замкового з’єднання при врахуванні умов експлуатації. До найбільш значущих робіт в цій області належать дослідження радянських, російських, вітчизняних та закордонних учених: Л. О. Шубенка-Шубіна, А. П. Філіппова, А. В. Левіна, А. Г. Костюка, Ю. М. Работнова, В. П. Рабіновича, В. П. Сухініна, А. М. Підгорного, Г. А. Марченка, Ю. С. Воробйова, М. Г. Шульженка,

П. П. Гонтаровського, Ю. І. Матюхіна, А. П. Зіньковського, Б. П. Зайцева, Д. В. Бреславського, Ю. О. Гусєва, В. О. Кострикіна, А. М. Грубіна, А. С. Лєйкіна, А. А. Нігіна, А. Г. Угодчікова, А. М. Кузнєцова, Н. С. Бунькова, Р. Р. Мавлютова та ін.

В даний час на світовому енергетичному ринку має місце зацікавленість щодо розробки нового покоління парових турбін потужністю 500 ... 750 МВт з параметрами пари перед турбіною близько 29 МПа / 600 ^{0}С. Прототипом при створенні такого ряду турбін на АТ "Турбоатом" є існуюча серійна турбіна К-500-240, при тривалій експлуатації якої мали місце порушення цілісності замкового з'єднання робочих лопаток (рис. 1).

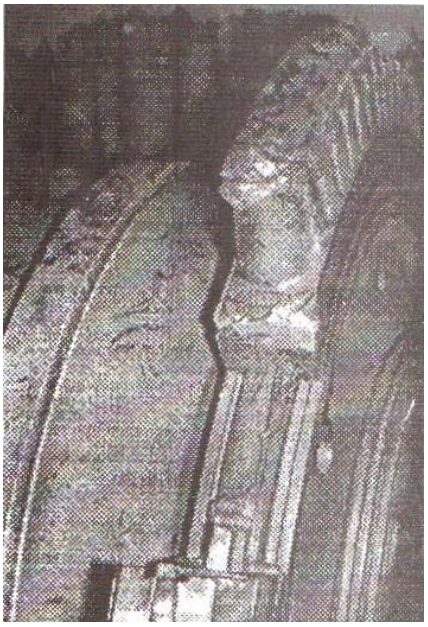


Рис. 1. Стан диска 1-го ступеню в районі замкового з'єднання після поломки робочих лопаток

Поданий на рис. 1 фрагмент пошкодженого диска дає уявлення про характер ушкодження. Так, має місце відрив частини диска в районі замкового з'єднання робочих лопаток. Попередній аналіз поверхні пошкодження свідчить про недостатню несучу здатність даного вузла під дією тих чи інших силових навантажень. Це, в першу чергу, пов'язано з недосконалістю розрахункової бази того часу і складністю врахування максимальної кількості чинників, таких як складне геометричне виконання, високі робочі температури - близько 535 ^{0}С, наявність градієнта температур по ширині диска, просторове навантаження від відцентрових сил, контактна взаємодія елементів в з'єднанні, робота за межами пружної області, відмінність у фізико-механічних властивостях матеріалу елементів у з’єднанні.

Для виявлення причин таких поломок і розробки рекомендацій щодо їх запобігання необхідне проведення більш точних розрахункових досліджень напружено-деформованого стану замкового з'єднання робочих лопаток. Послідовне врахування зазначених факторів при вирішенні задачі визначення та аналізу напруженого стану замкового з'єднання дозволить визначити ступінь впливу різних факторів на його міцність. Зазначені висновки дозволили сформулювати основну мету і задачі дисертаційної роботи.

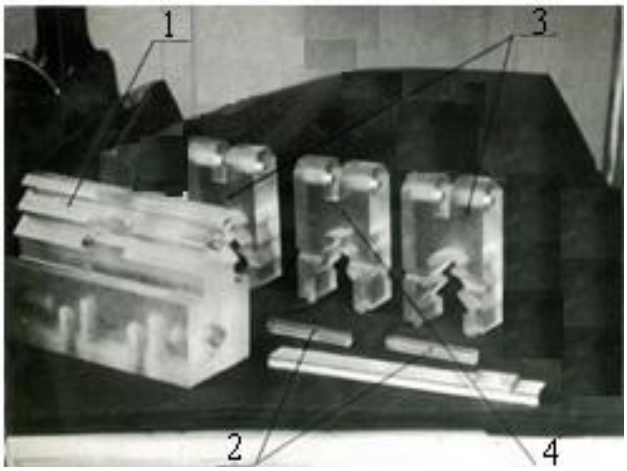


Рис. 2. Деталі моделі замкового з'єднання 2-го ступеню середнього тиску турбіни К-500-240: 1 - диск; 2 - штифти; 3 - передзамкові лопатки; 4 - замкова лопатка

У ***другому розділі*** подано порівняння результатів розподілу

напружень по замковому з'єднанню в модельному та чисельному експериментах. В даному випадку результати натурної тензометрії (крім свого самостійного значення) дозволяють перевірити надійність обраної розрахункової методики, оцінити її точність і скорегувати розрахункову схему. Для проведення тензометричних випробувань використовується модель замкового з'єднання з органічного скла в масштабі 1:1 (рис. 2). Моделі замкової лопатки (рис. 2, поз. 4) і двох передзамкових лопаток (рис. 2, поз. 3) являють собою лише моделі хвостовиків лопаток, які по висоті виконано більшими від натурної висоти хвоста лопатки. Це зроблено для того, щоб мати можливість прикладати навантаження до моделі. Профілі хвостів лопаток виконано в натуральну величину. Крім замкової і передзамкових лопаток, на яких вимірювалися напруження, дві робочі лопатки додані для того, щоб наблизити умови випробувань до натурних умов.

При випробуванні моделі навантаження прикладалася до замкової лопатки і до двох передзамкових лопаток. Для рівномірного розподілу розтягуючого зусилля між замковою і двома передзамковими лопатками застосовується спеціальний пристрій, що складається з двох захватів, системи важелів і шарнірів (рис. 3).

Випробування моделі замкового з'єднання проводяться на 30-ти тонній розривній машині в центральній заводській лабораторії АТ "Турбоатом".

Робоче навантаження, яка припадає на три лопатки замкового з'єднання, обчислюється за формулою

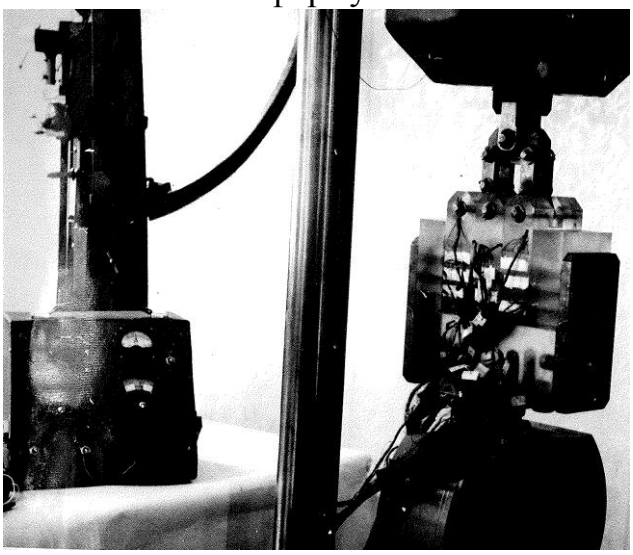


Рис. 3. Модель замкового з'єднання на випробувальному стенді

$$P_{мод} = \frac{1}{\alpha^2}\frac{[\sigma_{мод}]}{[\sigma_{дет}]}P_{дет},$$

де $P_{мод}$ – навантаження на модель;

$P_{дет} = 7924$ кг – робоче навантаження на деталь. Це зусилля моделює відцентрові сили, що припадають на одну лопатку;

$[\sigma_{мод}] = 60$ кг/см^2 - допустимі напруження для органічного скла;

$[\sigma_{дет}] = 4400$ кг/см^2 - допустимі напруження для матеріалу лопаток сталь 15Х12ВНМФ при робочій температурі 500^{0}С;

$\alpha = l_{дет} / l_{мод} = 1$ - коефіцієнт геометричної подібності;

$l_{дет}$ і $l_{мод}$ - розміри деталі і моделі відповідно.

Для розв’язання задачі про напружений стан за допомогою числового експерименту використовувався метод скінченних елементів. Розбиття на скінченні елементи здійснювалося в напівавтоматичному режимі. Конструкція розбивалась на 127 000 елементів. У зонах, де відбувається контакт елементів в з'єднанні, що впливає на передачу зусиль між елементами, задавалося згущення

сітки.

Отримані результати (рис. 4) свідчать про таке:

- розподіл напружень по конструкції замкового з'єднання має складний просторовий характер;
- найбільші напруження в верхніх перерізах передзамкових лопаток, а також в перерізах штифтів свідчать про більшу навантаженість даних площадок в порівнянні з іншими;
- відмінність результатів, отриманих за МСЕ і в ході експерименту, складає не більше 7%. Отримані в даному розділі результати показують допустимість розгляду МСЕ для аналізу напруженого стану замкових з'єднань подібного типу як альтернативу до коштовного натурного експерименту.

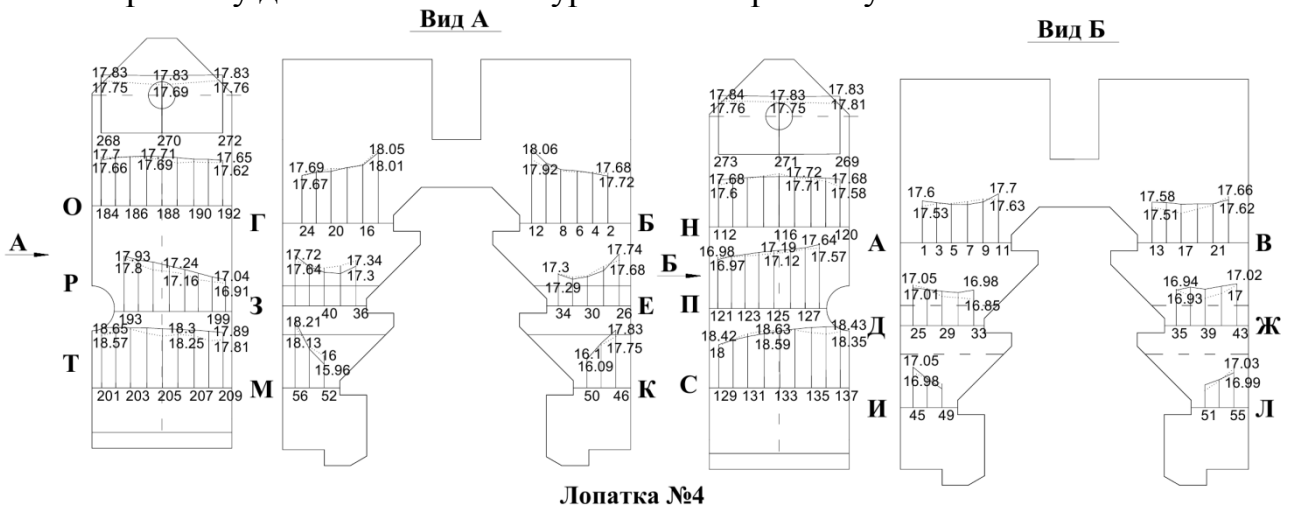


Рис. 4. Епюри напружень σ_y (суцільними лініями показані напруження, що отримані МСЕ, пунктиром - методом тензометрування)

У ***третьому розділі*** розв’язується задача про напружений стан замкового з’єднання 1-го ступеню ротора середнього тиску (рис. 5) в пружній постановці без урахування впливу температури парового середовища.

Розглянутий вузол, крім відцентрових сил, зазнає впливу розтягувального навантаження, що дорівнює величині напружень від відцентрової сили пера лопатки з бандажем інтенсивністю 27,863 МПа на частоті обертання 50 Гц.

Методика розв'язання контактних задач за допомогою методу скінченних елементів, яка використовується в даній роботі, заснована на застосуванні моделі контактного шару.

Механічні властивості контактного шару в даному випадку характеризуються контактною жорсткістю

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

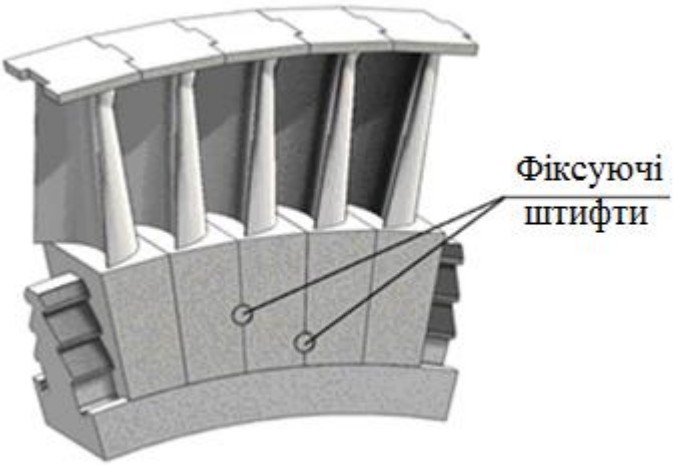


Рис. 5. Модель замкового з’єднання 1-го ступеня ротора середнього тиску турбіни К-500-240

де f – коефіцієнт контактної жорсткості, $0.0001 < f < 100$;

E – модуль Юнга;

h – характерний лінійний розмір зони контакту.

Величина контактної жорсткості в даній задачі вибиралась із міркувань, що величина взаємного проникнення на площадках контакту не перевищуватиме висоти шорсткостей (2,5 мікрона).

При розв’язанні даної задачі про напружений стан тіл в замковому з'єднанні враховуються граничні умови і обмеження на поверхні контакту. На загальній поверхні з умовними номерами 1 і 2 повинно бути виконано такі умови взаємодії:

- силові

$$(\sigma_{(1)}^{mn} - \sigma_{(2)}^{mn}) \cdot \nu_{m(j)} = 0; \quad m, n = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2,$$

де σ^{mn} – компоненти тензора напружень;

- кінематичні при зчепленні (переміщення в тому ж базисі, що і координати)

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m = 0; \quad m = 1, 2, 3,$$

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \tau_m = 0; \quad m = 1, 2, 3,$$

де ν_m, τ_m - компоненти векторів відповідно зовнішньої нормалі до поверхні контакту і дотичній до цієї поверхні;

x_m – координати точки тіла на поверхні контакту в напрямку m = 1, 2, 3;

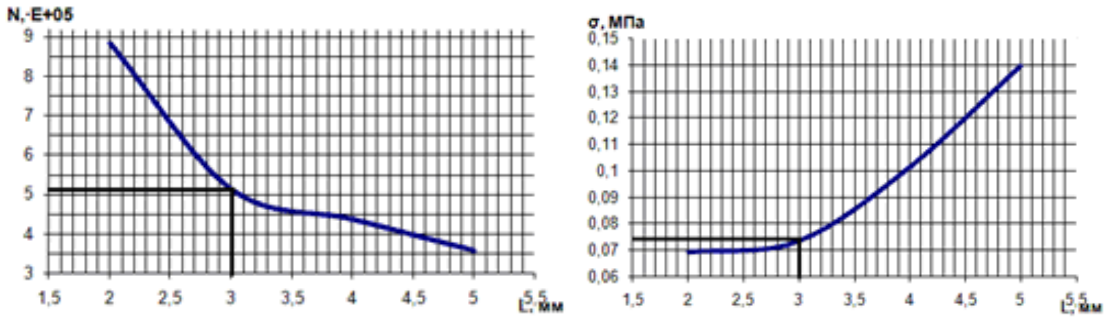
U_m – переміщення точки тіла в напрямку m = 1, 2, 3.

- взаємного непроникнення тіл

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m \le 0.$$

При побудові скінченноелементної моделі використовувався ізопараметричний 10-вузловий елемент.

В результаті аналізу визначено, що оптимальний розмір скінченного елемента дорівнює 3 мм. Показано, що при подальшому зменшенні розміру елемента точність розрахунку мало змінюється, при цьому кількість елементів стрімко зростає (рис. 6).



а) б)

Рис. 6. Залежність кількості скінченних елементів (а) і еквівалентних напружень (б) від розмірів елементів

Отримані в ході розв’язання задачі результати виявили зони з найбільшими розтягувальними напруженнями. Найбільш напруженим

елементом є грибок обода диска, де значення радіальних напружень досягають 530-555 МПа (рис. 7).

Важливою особливістю такого типу хвостових з'єднань є наявність бурту диска, необхідного для запобігання вигинистих деформацій хвостів робочих лопаток в меридіональній площині. За отриманими результатами відзначено наявність зони стиснення з зовнішньої сторони і зони розтягування з внутрішньої сторони робочої лопатки (рис. 7, поз. а, б, в). Що стосується замкової лопатки, то в ній подібних згинальних деформацій практично не спостерігається.

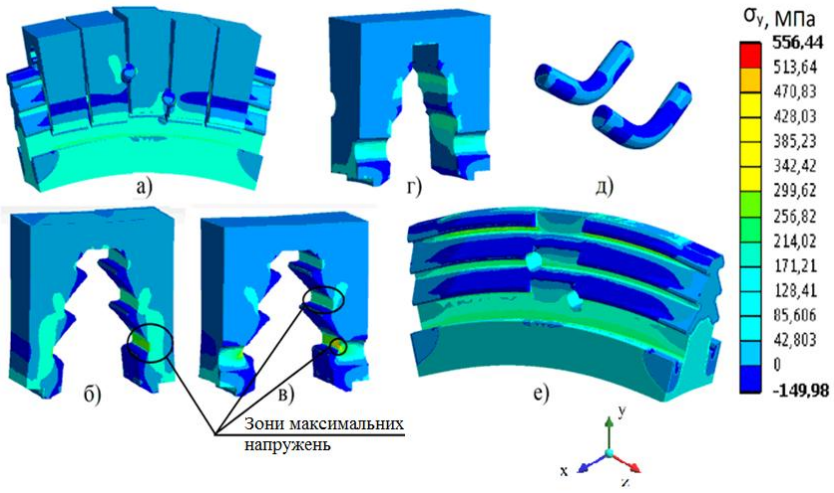


Рис. 7. Розподіл радіальних напружень в замковому з'єднанні: а) - замкове з'єднання; б) - робоча лопатка; в) - передзамкова лопатка; г) - замкова лопатка; д) - штифти; е) – диск

Отриманий в ході розв’язання задачі розподіл контактних напружень по опорних поверхнях замкового з'єднання подано в табл. 1.

Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях замкового з'єднання

Таблиця 1

Найменування	верхня пара		середня пара		нижня пара	
	МПа	% від загального рівня	МПа	% від загального рівня	МПа	% від загального рівня
призамковая лопатка (з верхнім штифтом)	42,67	34	43,15	34	40,88	32
призамковая лопатка (с нижнім штифтом)	41,94	34	42,78	34	40,17	32
робоча лопатка 3D	40,5	33,5	41,31	34	39,23	32
робоча лопатка 2D[2]		37		30		33

Відзначену відмінність у величинах контактних напружень по опорних поверхнях передзамкових лопаток обумовлено різним розташуванням штифтів по радіусу. При порівнянні результатів розподілу контактних напружень по опорних поверхнях звичайної робочої лопатки і наявних в літературі даних відзначено відмінність у результатах. Згідно з літературними даними найбільш напруженою є верхня пара опорних поверхонь, а за результатами розрахунку - найбільш напруженою виявилася середня пара опорних поверхонь. Це

[2] Подгорный А. Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач. – К.: Наукова думка, 1989. – 232 с.

пояснюється впливом таких чинників як розв’язання задачі в різних постановках (тривимірній і двовимірній), а також впливом замкової лопатки.

У ***четвертому розділі*** розглянуто вплив теплообміну між елементами на загальний напружено-деформований стан замкового з’єднання робочих лопаток 1-го ступеню циліндра середнього тиску. Врахування впливу теплообміну на передачу зусиль в замковому з'єднанні здійснювалось в термоконтактній постановці. В даному випадку задача контактної взаємодії є суттєво нелінійною, оскільки взаємний вплив температурної і силової складових деформацій здійснюється через заздалегідь невідомі граничні умови в контакті. НДС і характер контактної взаємодії залежать від розподілу температурних полів, а температурне поле залежить від контактної взаємодії елементів[3].

При розв’язанні термоконтактної задачі вважалося, що на границі зіткнення елементів замкового з'єднання має місце ідеальний тепловий контакт, виконується рівність температур і теплових потоків

$$T_1(x_k, y_k, z_k, t) = T_2(x_k, y_k, z_k, t),$$

$$\lambda_1 (\frac{\partial T}{\partial n})_k = \lambda_2 (\frac{\partial T}{\partial n})_k,$$

де $\lambda_1(T)$, $\lambda_2(T)$ – коефіцієнти теплопровідності контактуючих тіл, що залежать від температури T.

При розв’язанні задачі термоконтактної взаємодії елементів в замковому з'єднанні задача теплопровідності передує задачі термомеханіки. Значення контактних напружень уточнюються в процесі ітераційного процесу (процесі ітерацій). При створенні сітки скінченних елементів використовувався двадцятивузловий *Solid226*. Даний елемент відрізняється від використовуваного раніше *Solid186* тим, що має ступені свободи по переміщенням і температурі і дозволяє отримати розв’язок сумісної термоконтактної задачі.

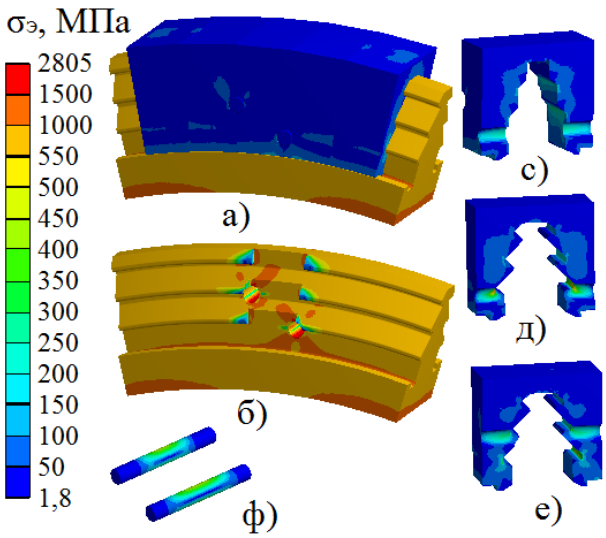


Рис. 8. Розподіл еквівалентних напружень в замковому з'єднанні: а) замкове з'єднання; б) передзамкова лопатка; в) робоча лопатка; г) замкова лопатка; д) фіксуючі штифти; е) диск

Отримані результати (рис. 8) свідчать про значний вплив температурної складової на загальний напружено-деформований стан. Значний приріст напружень викликаний не стільки градієнтом температур, скільки різними за величиною коефіцієнтами температурного розширення матеріалів[4], що застосовуються в замковому з’єднанні.

[3] Александров В. М. Введение в механику контактных взаимодействий / В.М. Александров, М.И. Чебаков.– М.: Ростов-на-Дону:ООО «ЦВВР», 2007 г. – 116 с.

[4] Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении: справочник. Исполнители: Л. Я. Либерман, М. И.; Пейсихис. Т. 1–3. – Л.: НПО ЦКТИ, 1966.

Найбільший за величиною коефіцієнт температурного розширення має сплав ХН70ВМЮТ (штифти), а найменший - сталь ЕІ-415 (диск). Температурне розширення при нагріванні одних елементів в з'єднанні перевершує по своїй величині розширення інших, що, в результаті, стає причиною появи додаткових температурних напружень. Максимальний рівень еквівалентних напружень по Мізесу перевищує 2800 МПа, що свідчить про появу пластичних деформацій (рис. 9).

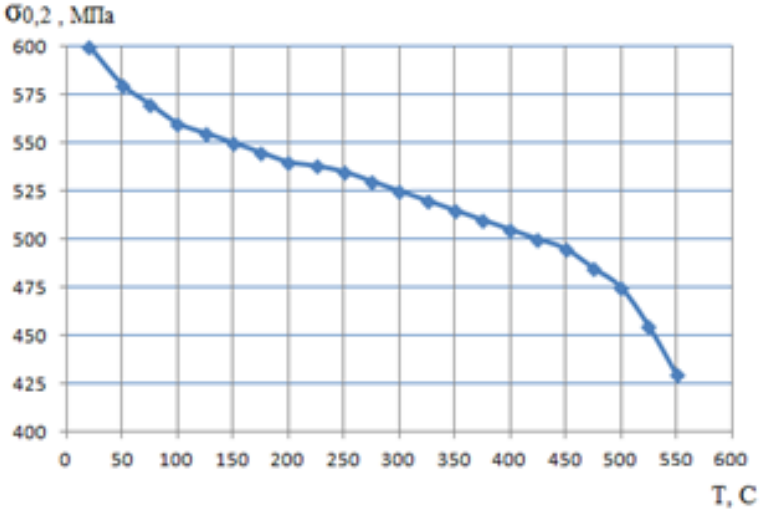


Рис. 9. Залежність границі текучості матеріалу сталь ЕІ-415 від температури

Результати розподілу контактних напружень по опорних поверхнях лопаток в замковому з'єднанні, як і у випадку розв’язання задачі в пружній постановці без урахування впливу температурних напружень, характеризуються нерівномірністю розподілу напружень по поверхнях. Однак, при розв’язанні задачі з урахуванням впливу температурних деформацій найбільш навантаженою виявилася 3-тя пара опорних площадок. Так, загальна картина розподілу навантажень по опорних поверхнях передзамкової лопатки (з верхнім штифтом) така: верхня пара - 23% (від загального рівня), середня пара - 34%, нижня пара - 43%, що має явні відмінності від результатів розрахунку без урахування впливу температурних деформацій, де найбільш навантаженої парою опорних площадок була середня. Як і при розв’язанні задачі без урахування впливу температурних напружень, має місце відмінність у величинах контактних тисків по опорних поверхнях передзамкових лопаток з різним розташуванням штифтів по радіусу.

П’ятий розділ присвячується дослідженню напружено-деформованого стану замкового з’єднання робочих лопаток з урахуванням впливу пластичного деформування елементів в з’єднанні. Для опису напружено-деформованого стану з урахуванням впливу пластичного деформування елементів в з'єднанні використовувалася теорія пластичної течії. Має місце складний напружений стан, при якому теорія пластичної течії добре узгоджується з експериментальними даними[5]. При цьому повна деформація матеріалів в з'єднанні є сумою пружної, пластичної та температурної деформацій

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p + \varepsilon_t,$$

де ε_e – пружна складова повної деформації;

ε_p – пластична складова повної деформації;

[5] Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. – М.: Машиностроение, 1968. – 372 с.

ε_t – температурна складова повної деформації.

Для опису кривих деформування матеріалів в замковому з'єднанні використовувалися два типи апроксимації:

- мультилінійна апроксимація;
- білінійна апроксимація.

При використанні білінійної апроксимації нахил першої ділянки кривої деформування визначався на основі пружних характеристик матеріалів[6]

$$tg\alpha = E,$$

де E – модуль Юнга.

Нахил другої ділянки визначався шляхом використання границі текучості матеріалу σ_T і дотичного модуля E_T

$$E_T = tg\alpha_T = 0.35mE,$$

де m – показник зміцнення

$$m = 0{,}75\frac{\ln(S_k/\sigma_T)}{\ln(\frac{1}{0.2\cdot 10^{-2}+\sigma_T/E}\ln\frac{100}{100-\psi})},$$

при цьому S_k – дійсний опір розриву

$$S_k = \sigma_в(1+1{,}4(\psi/100)),$$

де ψ – відносне звуження;

$\sigma_в$ – границя міцності матеріалу.

У таблиці 2 подано механічні властивості матеріалів, що використані в даному замковому з'єднанні.

Механічні властивості матеріалів у замковому з'єднанні

Таблиця 2

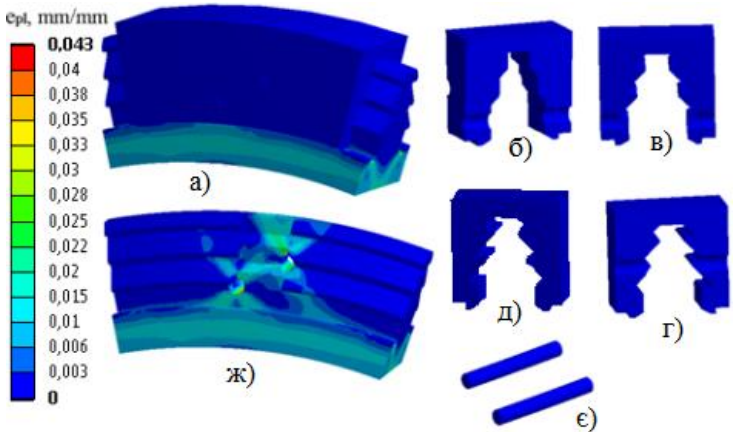
Матеріал	E, МПа		σ_T, МПа	$\sigma_в$, МПа	Ψ, %	$S_к$, МПа	m	E_T, МПа
15Х12ВНМФ	Т=500С^0	1,84Е5	470	520	57	934,96	0,0988	6360
	Т=600С^0	1,75Е5	350	370	48,5	621,23	0,0844	5020
20Х3МФА	Т=500С^0	1,8Е5	520	540	68,3	1007, 44	0,0962	5860
	Т=550С^0	1,74Е5	500	515	58,1	976,24	0,0916	5770
ХН70ВМЮТ	Т=500С^0	1,965Е5	640	1020	29	1434,12	0,1449	9960
	Т=600С^0	1,9Е5	600	985	23	1302,17	0,148	9850

Отримані при розв'язанні задачі результати дозволили виявити зони з наявними пластичними деформаціями (рис.10). Відзначено, що характер розподілу сумарних пластичних деформацій при використанні двох типів апроксимацій є близькими і однаково відображаєють зони з максимальним рівнем деформацій. При цьому верхній рівень деформацій дещо відрізняється. У разі використання мультилінійної апроксимації верхній рівень становить

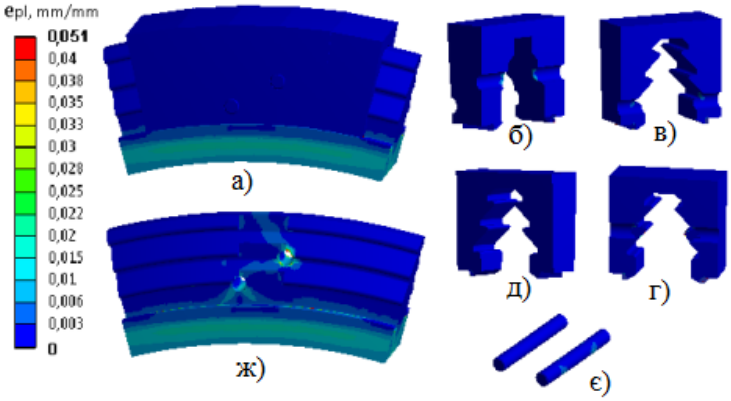
[6] Mary Kathryn Thompson PhD, John M. Thompson PhD, PE, in ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis, 2017

0,051 мм/мм, а при білінійній апроксимації - 0,043 мм/мм. В обох випадках максимальний рівень залишкових пластичних деформацій спостерігається біля отворів в диску під установку штифтів, які фіксують замкову лопатку (рис. 10, поз. в).

Відзначено істотне зниження еквівалентних напружень, отриманих при розв’язанні задачі термопружності, з рівня 2800 МПа до рівня 770 МПа. Перевищення рівня еквівалентних напружень деформованої частини диска в замковому з'єднанні по відношенню до границі текучості в підсумку склало 300 МПа, а неможливість подальшого деформування пов'язана зі стисканням деформацій розглянутої конструкції замкового з'єднання робочих лопаток. Це, ймовірно, могло стати причиною руйнування зазначеної області диска.



З використанням білінійної апроксимації



З використанням мультилінійної апроксимації

Рис. 10. Розподіл сумарних пластичних деформацій, мм / мм: а) - замкове з'єднання; б) - замкова лопатка; в) - передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта; г) - передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; д) - робоча лопатка; є) - штифти; ж) - диск.

У ***шостому розділі*** описано результати дослідження впливу повзучості на напружено-деформований стан замкового з’єднання. Для опису явищ повзучості в даній роботі використано модифіковану часову модель зі зміцненням

$$\varepsilon_{cr} = f(t, \sigma, T, C_1, C_2, C_3, C_4),$$

де C_1, C_2, C_3, C_4- коефіцієнти, що характеризують матеріал.

Модель повзучості зі зміцненням належить до методів неявної повзучості. Для опису кривих повзучості матеріалів, що залежать від температури, напружень і часу випробувань в роботі знадобилось проведення двовимірної апроксимації.

Важливою частиною отриманих при розв’язанні задачі повзучості результатів є розподіл сумарних відносних деформацій (рис. 11). Як показали розрахунки , процес повзучості матеріалу найбільш активно протікає в місцях радіусних переходів лопаток, диска, а також у отворів під установку штифтів. Надані результати дають змогу відзначити, що найбільший приріст деформацій повзучості відбувся протягом перших 50 тис. годин. За перші 50 тис. год значення деформації повзучості у радіусних переходів ε становить *4,1 %*, що

значно перевищує межі допустимих деформацій - близько 1%. Подальший приріст є незначним. Слід зазначити, що саме при напрацюванні 50 тис. годин і спостерігалось пошкодження конструкції замкового з’єднання при

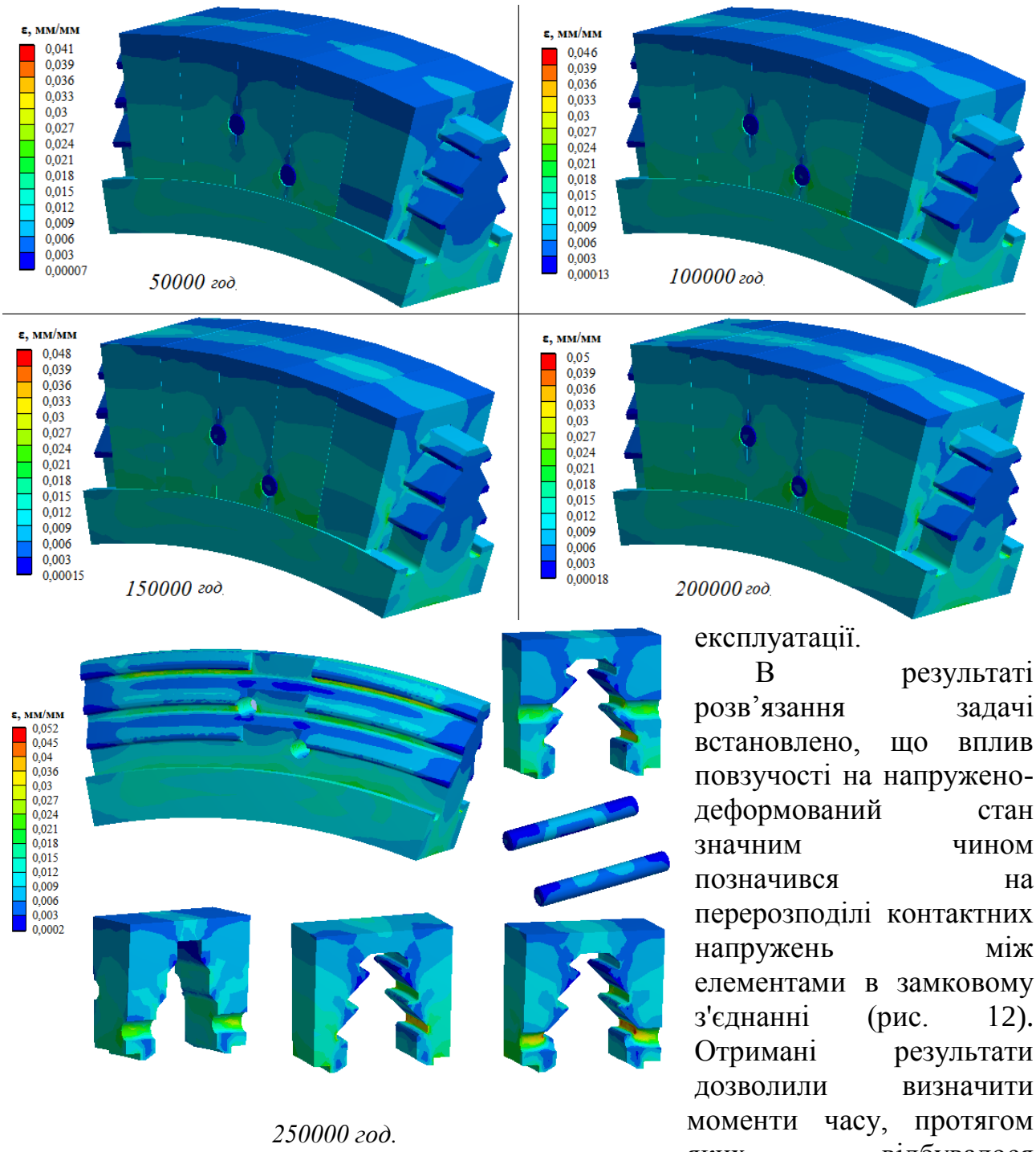


Рис. 11. Розподіл сумарних відносних деформацій повзучості, мм/мм

експлуатації.

В результаті розв’язання задачі встановлено, що вплив повзучості на напружено-деформований стан значним чином позначився на перерозподілі контактних напружень між елементами в замковому з'єднанні (рис. 12). Отримані результати дозволили визначити моменти часу, протягом яких відбувалося ослаблення контакту і поява зон відриву на деяких площадках. Наведена структура контакту суттєво впливає не тільки на локальне розподілення деформацій та напружень на контактних поверхнях, а й на глобальну форму деформування елементів з'єднання в цілому.

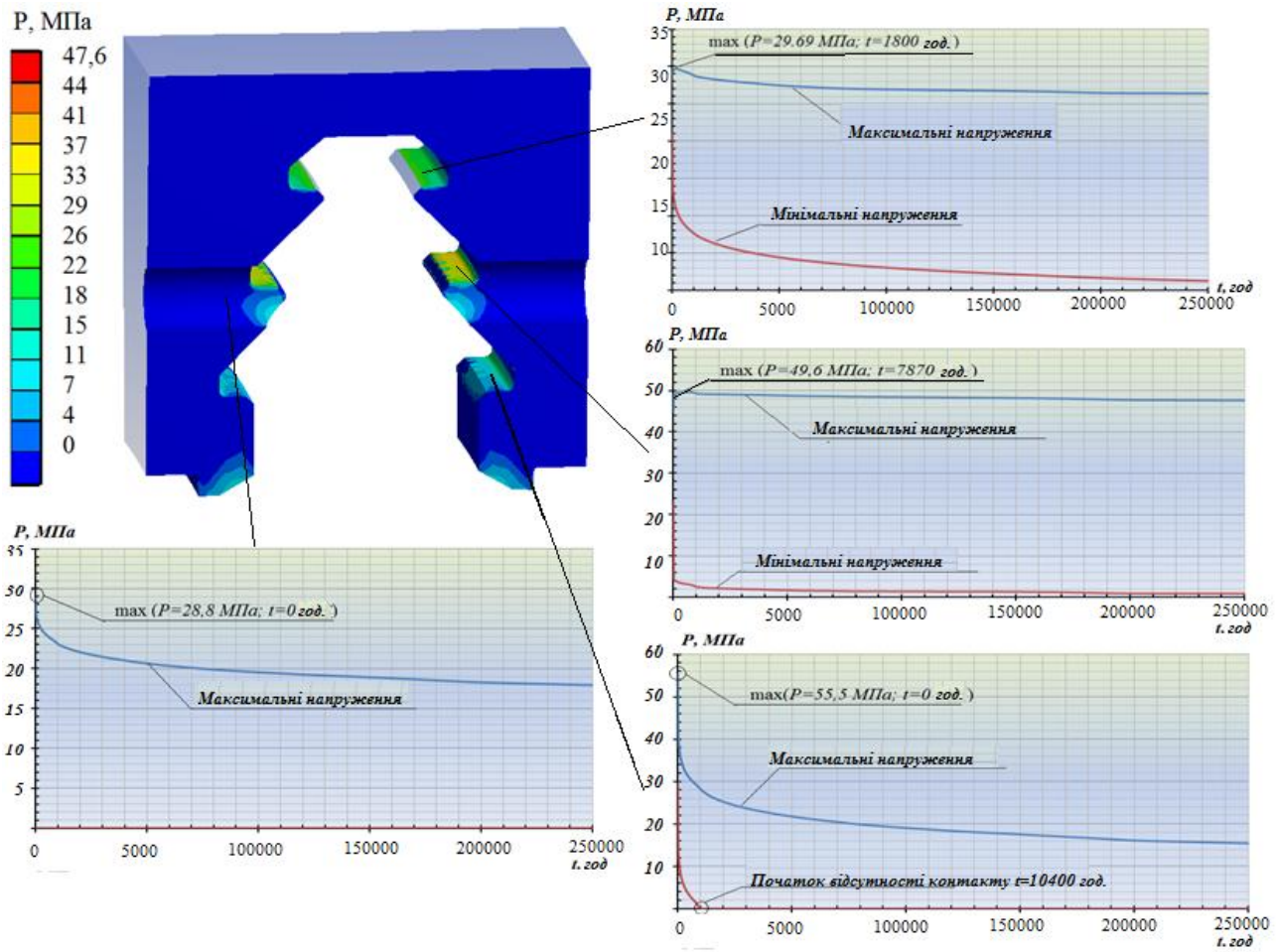


Рис. 12. Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях передзамкової лопатки з верхнім штифтом, МПа

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі виконано оцінку напружено-деформованого стану замкового з’єднання робочих лопаток 1-го ступеню середнього тиску турбіни К-500-240. Для досягнення поставленої мети запропоновано методику, що базується на розрахунково-послідовному визначенні напруженого, термонапруженого, пружно-пластичного станів та повзучості системи з використанням тривимірних моделей елементів замкового з’єднання та на порівнянні отриманих результатів з характеристиками міцності матеріалу елементів. Повнота розрахункової моделі верифікована порівнянням результатів оцінки пружного стану з наявними в літературі даними модельного експерименту та збіжністю результатів при зміні розмірів і кількості скінченних елементів моделі.

Отримані результати засвідчили значне підвищення напружень, викликане наявністю температурних деформацій. Визначено, що появі значних температурних напружень сприяла не тільки наявність перепаду температури в з'єднанні, а головним чином відмінність коефіцієнтів лінійного температурного розширення його елементів. Зонами з найбільшими розтягувальними напруженнями визначено ділянки грибка диска біля отворів для штифтів, а також радіусних переходів опорних площадок хвостовиків лопаток.

Розв’язанням задачі про пружно-пластичний напружено-деформований стан

замкового з'єднання встановлено зміну характеру розподілу контактних напружень у з'єднанні в залежності від впливу різних факторів. Показано близькість результатів розрахунків з використанням мультилінійної та білінійної апроксимації кривих пружно-пластичного деформування матеріалу елементів з’єднання.

Отримані результати розрахунків з використанням моделі повзучості зі зміцненням дозволили відзначити перевищення граничного рівня деформацій повзучості після 50 тис. год. Після вказаного напрацювання спостерігалось пошкодження конструкції замкового з’єднання при експлуатації.

Запропоновану в дисертаційній роботі методику оцінки міцності елементів замкового з'єднання робочих лопаток може бути використано при проектуванні нових конструкцій роторів парових турбін для підвищення надійності їх роботи.

Використання при проектуванні запропонованої методики виявлення зон з підвищеним рівнем напруженості сприяє запобіганню аварійних ситуацій при експлуатації турбін.

СПИСОК ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование».* Сб. научн. тр. Х.: НТУ «ХПИ», 2012. №7. С. 70 - 75.

2. В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. *Проблемы машиностроения.* 2012. Т. 15, № 2. С. 31-36. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.

3. Н. Г. Шульженко, Н. Н. Гришин, И. А. Пальков. Напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины. *Проблемы машиностроения.* 2013. Т. 16, №3. С. 37-44.

4. Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование».* Сб. научн. тр. Х.: НТУ «ХПИ», 2014. №12. С. 98—103.

5. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Thermostressed state of the lock joint of turbine rotor blades of K-500-240 steam turbine medium pressure cylinder. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, vol. 22, no. 3. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2019.03.036

6. Н. Н. Гришин, Б. Ф. Зайцев, И. А. Пальков, А. Г. Кантор, Ю. Г. Пащенко. Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5. *Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування».* Зб.наук.праць. НТУ «ХПІ», 2019. №3. С. 66—75. DOI: 10.20998/2078-774X.2019.03.10

7. Palkov, I., & Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. *Ядерна та радіаційна безпека.* 2020. 4(88), 14-17. DOI:https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02 (Index SCOPUS)

8. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Stress-strain state of steam turbine lock

joint under plastic deformation. *Journal of Mechanical Engineering*. 2020, vol. 23, no. 4. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.028

9. Пальков И.А. О расчетных исследованиях напряженно-деформированного состояния турбины со сверхкритическими параметрами пара. *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. 15.

10. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *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. 19.

11. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *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. 16.

12. М.Г. Шульженко, В. Л. Швецов, И.А. Пальков. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *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. 254–255.

13. Пальков І.А. Міцність замкового з’єднання групи робочих лопаток парової турбіни. *11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей.* – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 15– 17 травня 2013 р. С. 81 - 82.

14. Пальков И.А. Напряженное состояние замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *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. 12.

15. Пальков И.А. Ползучесть замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 115-річчю з дня народження НАН України А.П Філіппова*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 17–20 листопада 2014 р. С. 14.

16. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: Тези доповідей I Міжнародної науково-технічної конференції.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 10–14 вересня 2018 р. С. 44.

17. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины в условиях ползучести материала. *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. 1.

18. Пальков И. А., Пальков С.А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *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.

19. О. П. Усатий, М. М. Гришин, І. А. Пальков. Ротори парових турбін виробництва АТ «Турбоатом». *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: тези доповідей XV Міжнародної науково-технічної конференції.* Харків: НТУ «ХПІ», 25-26 квітня 2019. С. 19–20.

20. Пальков И.А. Напряженно-деформированное состояние замкового соединения рабочих лопаток в условиях пластического деформирования. *Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II міжнародної науково-технічної конференції.* Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 5–8 жовтня 2020 р. С. 103-105.

АНОТАЦІЯ

Пальков І.А. Термоміцність замкового з’єднання робочих лопаток парової турбіни. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, 2021.

Дисертаційну роботу присвячено дослідженням та оцінці термоміцності замкового з’єднання робочих лопаток і диска першого ступеню парової турбіни К-500-240 для підвищення експлуатаційної надійності з’єднання. Для аналізу напружено-деформованого стану запропоновано методику, яка ґрунтується на використанні методу скінченних елементів та враховує нестаціонарний тепловий стан, деформації пластичності й повзучості, контактну взаємодію елементів, тривимірність моделі.

Приводяться результати порівняння розрахункових даних з даними експерименту.

Ключові слова: парова турбіна, замкове з'єднання, деформування, контактна взаємодія, білінійна апроксимація, метод найменших квадратів, тензометрування, метод скінченних елементів.

АННОТАЦИЯ

Пальков И.А. Термопрочность замкового соединения рабочих лопаток паровой турбины. - На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 - динамика и прочность машин. - Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, 2021.

Диссертационная работа посвящена исследованию и оценке термопрочности замкового соединения рабочих лопаток и диска первой ступени паровой турбины К-500-240 для повышения эксплуатационной

надежности соединения. Для анализа напряженно-деформированного состояния предложена методика, основанная на использовании метода конечных элементов и учитывающая нестационарное тепловое состояние, деформации пластичности и ползучести, контактное взаимодействие элементов, трехмерность модели.

Приводятся результаты сравнения расчетных данных с данными эксперимента.

В данной работе задача о напряженно-деформированном состоянии замкового соединения рабочих лопаток решается путем последовательного учета всех факторов. Представлен анализ изменения характера распределения контактных напряжений по опорным площадкам элементов в замковом соединении.

Важной частью представленной диссертационной работы является исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток с учетом влияния пластического деформирования элементов в соединении. Для описания НДС с учетом влияния пластического деформирования используется теория пластического течения.

Приводятся результаты исследования влияния ползучести на НДС замкового соединения. Представленные результаты показали, что наибольший прирост деформаций ползучести происходит по истечению первых 50 тыс. часов.

Ключевые слова: паровая турбина, замковое соединение, деформирование, контактное взаимодействие, билинейная аппроксимация, метод наименьших квадратов, тензометрирование, метод конечных элементов.

SUMMARY

Palkov I.A. Thermal strength of the interlock connection of the steam turbine blades. - On the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of the technical sciences on specialty 05.02.09 – dynamics and strength of the machines. - A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to research and evaluation of the thermal strength of the interlock connection of the blades and the disk of the first stage of the steam turbine K-500-240 to increase the operational reliability of the connection. For the analysis of the deflected mode, a technique is proposed, which is based on the use of the finite element method and taken into account the non-stationary thermal state, deformations of plasticity and creep, contact interaction of the elements, three-dimensionality of the model.

The results of comparison of the calculated data with the experimental ones are presented.

Keywords: steam turbine, interlock connection, deformation, contact interaction, bilinear approximation, least squares method, strain gauging, finite element method.

Формат 60х84/16. Ум. друк. арк. 0,9. Тир. 100 прим. Зам. № 177-21
Підписано до друку 24.03.2021 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.

СТИЛЬ-ИЗДАТ®
ТИПОГРАФИЯ
www.stil-izdat.com