

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

**ФУРСОВА ТЕТЯНА МИКОЛАЇВНА**



УДК 621.165:539.4

**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПІДВИЩЕННЯ  
НАДІЙНОСТІ ХВОСТОВИХ З'ЄДНАНЬ РОБОЧИХ ЛОПАТОК  
ПАРОВИХ ТУРБІН**

Спеціальність 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків–2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теплоенергетики та енергозбереження Української інженерно – педагогічної академії Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Сухінін Віктор Павлович,**  
Українська інженерно-педагогічна академія,  
м. Харків,  
професор кафедри теплоенергетики  
та енергозбереження

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, доцент  
**Черноусенко Ольга Юрївна,**  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»,  
м. Київ,  
професор кафедри теплоенергетичних установок  
теплових і атомних електростанцій

кандидат технічних наук  
**Гришин Микола Миколайович,**  
ВАТ «Турбоатом»,  
м. Харків,  
Перший заступник Головного конструктора  
парових та газових турбін

Захист відбудеться 12 травня 2011 р. о 14<sup>30</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий 08 квітня 2011 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,  
канд. техн. наук, доцент



Юдін Ю. О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Одним з найважливіших завдань турбобудування є створення високоекономічних і надійних агрегатів. Важливість цієї проблеми зростає ще і у зв'язку з тим, що на ТЕС і АЕС України працює велика кількість парових турбін, які відпрацювали свій розрахунковий ресурс. Подальша експлуатація цих агрегатів повинна базуватись на рішеннях, що забезпечують підвищення експлуатаційних показників, і, насамперед, надійність їх елементів.

До найбільш відповідальних і напружених вузлів проточної частини турбіни відносяться хвостові з'єднання для кріплення робочих лопаток на роторі, що працюють в умовах складнонапруженого стану, який визначається нерівномірністю розподілу силових ліній в об'ємі конструкції за наявності концентраторів напруг у зонах кутових переходів.

У міру збільшення потужностей парових турбін і навантажень на хвостове з'єднання завдання забезпечення їх несучої здатності вирішувалось за рахунок збільшення пар опорних поверхонь. Це приводить до головної особливості напружено-деформованого стану хвостових з'єднань – нерівномірності розподілу реактивних зусиль по опорних поверхнях, оскільки існуючі технології не здатні забезпечити виготовлення з допуском на кроки між зубцями менше 0,03 мм, що може привести до неприпустимого перевантаження елементів конструкції за відсутності контакту на окремих зубцях.

Для високонавантажених хвостовиків лопаток із значною шириною і кроком виявляються негативні ефекти, пов'язані з об'ємним напруженим станом. Суттєвий вплив на цю обставину може надавати форма опорної поверхні в окружному напрямі, що здатна привести до концентрації реактивних зусиль у локальних зонах контактної площадки.

Підвищення надійності та довговічності роботи хвостових з'єднань можливе при зниженні нерівномірності загального напружено – деформованого стану і концентрації напруг в об'ємі хвостовика у взаємозв'язку з характером контактних напруг. Вирішення вказаних завдань визначило напрям досліджень дисертаційної роботи.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплоенергетики та енергозбереження Української інженерно-педагогічної академії (УІПА). Робота є частиною комплексу досліджень, що проводяться в ІПМаш НАН України ім. А. М. Підгорного (м. Харків) по науковому супроводу і впровадженню нових методів удосконалення процесів і конструкцій енергетичних турбоустановок за держбюджетною темою «Розробка й удосконалення методів і засобів підвищення енергоефективності діючих і перспективних теплових турбоустановок та їх комплексів» (ДР 0108U001851) МОН України, в яких здобувач була виконавцем окремих етапів.

**Мета дисертаційної роботи.** Мета дисертаційної роботи - удосконалення конструкцій і підвищення надійності хвостових з'єднань

робочих лопаток парових турбін на основі поглибленого аналізу особливостей їх напружено – деформованого стану.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні завдання:

- провести аналіз робіт, присвячених дослідженню напружено – деформованого стану хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін;
- провести аналіз об'ємного напружено – деформованого стану хвостових з'єднань на основі експериментального дослідження об'ємних моделей;
- вишукати раціональні форми опорних поверхонь хвостових з'єднань, що забезпечують компенсацію початкових зазорів у хвостовому з'єднанні;
- розробити заходи по зниженню загальної і місцевої нерівномірності розподілу напруг;
- розробити пропозиції по удосконаленню конструкцій хвостових з'єднань.

*Об'єкт дослідження* – напружено – деформований стан хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін.

*Предмет дослідження* – засоби зниження нерівномірності розподілу місцевих і загальних напруг та підвищення надійності хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін.

*Методи дослідження.* Експериментальний метод фотопружності, метод скінчених елементів (МСЕ), розрахункові методи на основі положень теорії пружності.

#### **Наукова новизна:**

- вперше проведено дослідження об'ємного напружено – деформованого стану хвостового з'єднання експериментальним методом фотопружності при різних формах опорних поверхонь за наявності технологічних зазорів, що дозволило установити розподіл напруг по товщині хвостовика;
- вперше виявлений вплив форм контактних поверхонь на характер їх деформування і запропонован спосіб визначення деформацій цих поверхонь;
- досліджений вплив геометричних параметрів на нерівномірність розподілу напруг у грибовидному хвостовому з'єднанні, що дозволило визначити заходи по зниженню концентрації напруг;
- розроблений удосконалений профіль багатоопорного хвостового з'єднання грибовидного типу з більш рівномірним розподілом напруг.

**Практичне значення отриманих результатів** для турбобудування полягає у розробці рекомендацій і пропозицій по забезпеченню компенсації технологічних зазорів у хвостовому з'єднанні за рахунок деформацій опорних площадок; вибору раціональних конструктивних форм грибовидного хвостового з'єднання; удосконаленню профіля хвостового з'єднання грибовидного типу з більш рівномірним розподілом напруг.

Результати досліджень використовуються у практиці проектування ВАТ «Турбоатом» (м. Харків).

Результати дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі кафедри теплоенергетики та енергозбереження УПА при підготовці студентів спеціальності 6.090500 «Теплові електричні станції» по дисциплінам «Турбіни ТЕС і АЕС», «Основи конструювання».

**Особистий внесок здобувача.** Положення і результати, які виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Проведено експериментальне дослідження об'ємного напружено – деформованого стану грибовидних хвостових з'єднань із різними формами опорних поверхонь, порівняння результатів експерименту та розрахунку МСЕ. Уточнений розрахунок напруженого стану багатоопорних хвостовиків на підставі положень теорії пружності. Проведені обчислення контактних деформацій зубців хвостового з'єднання з урахуванням форми опорних поверхонь. Досліджено вплив різних геометричних факторів на зниження нерівномірності розподілу напруг.

Постановка завдань дослідження виконувались здобувачем спільно з науковим керівником.

**Апробація результатів дослідження.** Основні положення і результати роботи докладались та обговорювались на: 5–й міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми економії енергії» (м. Львів, 2008 р.); XIII міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2009); всеукраїнських науково-технічних конференціях «Проблеми енергозбереження України і шляхи їх рішення» (м. Харків, 2008 р., 2009 р., 2010 р.); VII всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених і фахівців «Електромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації» (м. Кременчук, 2009 р.); конференції молодих учених і фахівців ІПМаш НАН України «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2009 р.).

**Публікації.** Основні результати дисертації опубліковані у 12 наукових роботах, серед них: 6 статей у наукових фахових виданнях, затверджених ВАК України, 3 патенти України на корисні моделі.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, додатків і списку використаних джерел. Загальний обсяг становить 141 сторінки; з них 83 рисунка по тексту; 6 рисунків на 3 окремих сторінках; 12 таблиць по тексту, 2 додатки на 2 сторінках; списку використаних літературних джерел із 94 найменувань на 11 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дослідження, сформульована мета і основні завдання роботи, вказана наукова новизна роботи та її практичне значення, приведені дані про публікації і степінь апробації роботи.

У першому розділі проведений аналіз розглянутих у літературі теоретичних і експериментальних робіт, присвячених дослідженню напружено - деформованого стану хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін.

Проаналізовані відомі випадки пошкоджень хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін, встановлені фактори, що впливають на нерівномірність розподілу загальної і місцевої напруг у хвостових з'єднаннях.

Показано, що оцінка напруженого стану хвостових з'єднань проводилась у рамках плоскої задачі теорії пружності, головним чином, при допущенні про рівномірний розподіл навантаження по опорних площадках. Для хвостовиків обмежених об'ємів це давало задовільну усереднену оцінку напруженого стану і забезпечувало запаси міцності, встановлені з урахуванням апробації у тривалій експлуатації. Проте, із збільшенням одиничних потужностей турбоагрегатів і розмірів їх деталей оцінка напружено – деформованого стану хвостовиків може бути достовірною тільки на основі рішення тривимірної задачі з урахуванням технологічних зазорів і форм опорних поверхонь.

У другому розділі представлені результати розрахункових і експериментальних досліджень напружено – деформованого стану багатоопорних грибовидних хвостових з'єднань у двовірній і тривірній постановках задач і запропоновані заходи по підвищенню надійності хвостовиків.

Для розрахунку напруженого стану хвостових з'єднань широкого поширення набули методи, засновані на положеннях теорії пружності та опору матеріалів у рамках стержневих систем. У розрахункових схемах, що використовувались раніше, заснованих на стержневих теоріях, моменти інерції розрахункових ділянок хвостовиків приймалися постійними. Більш того, у розрахункових рівняннях не отримали обґрунтування параметри сил тертя. Проведений у дисертаційній роботі комплекс досліджень напружено – деформованого стану двохопорного хвостового з'єднання показав, що передумова про постійність моментів інерції перетинів розрахункової ділянки виявляється допустимою для двохопорного хвостовика, оскільки не приводить до суттєвої відмінності напруг від отриманих при змінних моментах інерції. Ця обставина пояснюється відносною простотою конструкції двохопорного з'єднання і незначними відносними переміщеннями опорних поверхонь хвостовика і диска.

Уточнення математичної моделі для розрахунку двохопорного хвостового з'єднання дало підставу для вибору напряму сили тертя  $\mu P$  у розрахунковій схемі і значення коефіцієнта тертя  $\mu = 0,4$ , що обумовлює реальну картину напружено – деформованого стану, використаних при подальших дослідженнях. Для підтвердження отриманих результатів проводилось порівняння розрахункових даних з результатами експерименту, проведеного методом тензометрування, що показав задовільний збіг середньої напруги у розглядаємих перетинах.

На основі аналізу особливостей силового навантаження трьохопорного хвостового з'єднання розроблена математична модель розрахунку його напруженого стану із урахуванням змінності моментів інерції перетинів розрахункових ділянок хвостовика і дії сил тертя.

На рис. 1 приведена схема силового навантаження хвостового з'єднання, де напрям сили тертя  $\mu P$  вибрано з урахуванням результатів аналізу напружено – деформованого стану цієї конструкції, який дозволив установити, що напрям взаємних переміщень опорних поверхонь і, отже, сил тертя, залежить від геометричних розмірів хвостовика та характеру деформації. Розглядаєма частина конструкції розбивається на ділянки I, II, III, IV, як на рис. 1.

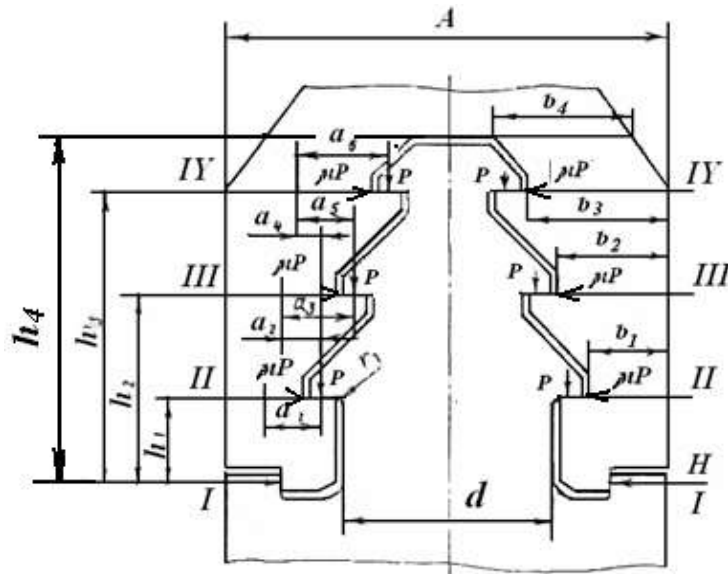


Рис. 1. Розрахункова схема трьохопорного хвостовика

На цю частину хвостовика діють: сила  $H$ , реакції на опорах, що приймаються рівними  $P_1 = P_2 = P_3 = \frac{C}{6}$  та сили тертя  $\mu P_1, \mu P_2$  і  $\mu P_3$ , які виникають на опорних поверхнях (тут  $C$  – відцентрова сила лопатки, бандажів і усього хвостовика;  $\mu$  - коефіцієнт тертя). Вираз потенціальної енергії згину розрахункової ділянки завдовжки  $h_4$

$$V = \frac{1}{2EI_I} \int_0^{h_1} M_I^2 dx + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_1}^{h_2} M_{II}^2 dx + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_2}^{h_3} M_{III}^2 dx + \frac{1}{2EI_{IV}} \int_{h_3}^{h_4} M_{IV}^2 dx.$$

Експериментально встановлено, що переміщення бурта диска відсутнє до руйнуючих навантажень. Отже, можна прийняти  $\frac{\partial V}{\partial H} = 0$ .

Згинаючі моменти на ділянках I, II, III, IV:

$$M_I = Hx;$$

$$M_{II} = Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_1;$$

$$M_{III} = Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_2 + \mu P(x - h_2) - Pa_3;$$

$$M_{IV} = Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_4 + \mu P(x - h_2) - Pa_2 + \mu P(x - h_3) - Pa_6.$$

Після відповідних перетворень та підстановки чисельних значень параметрів хвостовика отримуємо величини сили  $H = 4819$  Н і напруги згину  $\sigma_{зг} = -15,8$  МПа. Сумарна напруга у перетині IV – IV  $\sigma_{сум} = 118$  МПа. Розбіжність із результатом, отриманим при постійних моментах інерції складає 35%, що підтверджує необхідність використання розробленої уточненої математичної моделі розрахунку трьохопорних хвостових з'єднань з урахуванням змінності моментів інерції перетинів та дозволяє визначити достатньо близькі до реальних значень середні напруги у розрахункових перетинах хвостовика.

Повна картина розподілу напруг з урахуванням їх концентрації у зонах кутових переходів оцінювалась за допомогою сучасних чисельних методів розрахунку МСЕ. При цьому у перетині IV – IV була отримана сумарна напруга 120 МПа. Погрішність розрахунку напруг на основі запропонованої математичної моделі і МСЕ цілком задовільна і складає менше 1 %.

Таким чином, при розрахунку трьохопорного хвостовика необхідно враховувати вплив сили тертя на опорних поверхнях конструкції, а також змінність розрахункових перетинів по висоті хвостовика. Запропонована схема розрахунку дозволяє достатньо точно оцінити напружений стан багатоопорного хвостового з'єднання робочих лопаток парових турбін.

У міру збільшення товщини хвостовика, що визначається кроком лопатки у кореновому перетині, і залежно від умов контакту опорних поверхонь хвостовика і грибка обода диска, зростає нерівномірність розподілу напруг і деформацій в об'ємі хвостовика. Ця обставина у значній мірі посилюється наявністю геометричних концентраторів напруг і концентрацією реактивних навантажень на поверхні кожної опори.

Особливості розподілу напруг у тримірній постановці задачі встановлені за допомогою експериментального поляризаційно-оптичного методу (фотопружності) із «заморожуванням», який дозволяє виявити картину розподілу загальних і місцевих напруг, включаючи внутрішні області деталі.

Моделі хвостового з'єднання виготовлялись у натуральну величину при повній геометричній подібності з оптично активного матеріалу, що містить епоксидну смолу. Дія відцентрової сили при випробуванні імітувалась рівномірно розподіленим навантаженням на зовнішніх торцях моделі на достатньому віддаленні від контура хвостовика.

Модель разом із пристосуванням навантаження встановлювалась у термостат, у якому поступово підвищували температуру до 100 °С. При цій температурі «заморожування» модель витримувалась протягом 18 годин.



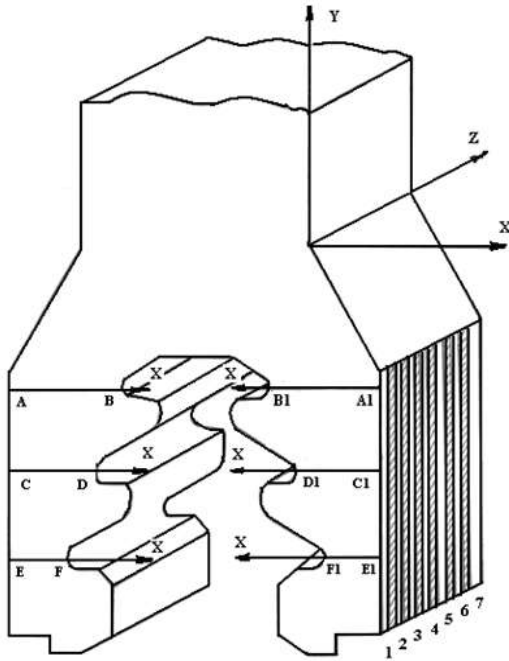


Рис. 2. Розташування перетинів і зрізів у хвостовику

Завдяки властивостям кристалічної решітки епоксидної смоли у моделях залишається зафіксованим деформований стан у тому вигляді, в якому він був при температурі «заморожування». Далі модель розрізали на зрізи та субзрізи (рис. 2) і знаходили напруги у внутрішніх точках по розрахункових перетинах. Для зручності порівняння отриманих результатів були використані безрозмірні величини напруг, обчислені по формулах:

$$K_{xi} = \frac{\sigma_{xi}}{\sigma_{ном}}, K_{yi} = \frac{\sigma_{yi}}{\sigma_{ном}}, K_{zi} = \frac{\sigma_{zi}}{\sigma_{ном}},$$

де  $\sigma_{ном} = \frac{P}{F_k}$  - номінальна напруга у кореневому перетині лопатки,

$P$  – прикладене навантаження;  $F_k$  - площа кореневого перетину лопатки.

Оскільки найбільшої величини у даних перетинах моделей досягають розтягуючі напруги  $\sigma_y$ , то саме вони і враховуються при подальшому аналізі.

У зв'язку з тим, що грибок диска є тонке суцільне кільце, виконане по діаметру кола, у вживаних конструкціях з опорними площадками хвостовика у вигляді плоскості контакт відбувається по краях опорних площадок, і напруги тут досягають високих величин. Ця обставина особливо суттєво виявляється за відсутності контакту на окремих опорах і може чинити несприятливий вплив на характер загальної картини напружено-деформованого стану хвостових з'єднань.

Для застосовуваних у даний час лопаток з високими величинами відцентрових сил опорні поверхні хвостовиків виконуються по дугах кіл, відповідних діаметру проточки опорних поверхонь грибка обода диска, що збільшує площу контакту і суттєво знижує контактні напруги.

Модель 1, результати розподілу напруг для якої представлені на рисунку 3, була виконана для дослідження реального робочого варіанту трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання, у якому контакт здійснювався по трьом парам опорних площадок – циліндровим поверхням, виконаним по дузі діаметром  $D = 1442$  мм для хвостовика і грибка обода диска.

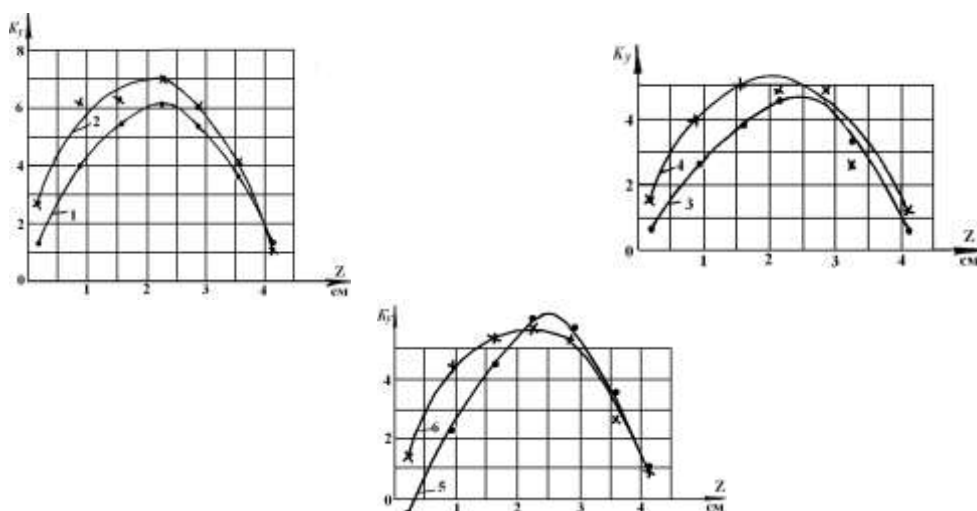


Рис. 3. Модель 1. Розподіл безрозмірної напруги  $K_{y_{\max}}$  по товщині хвостовика при контакті по трьом парам опорних площадок:  
1 – перетин АВ; 2 – перетин А1В1; 3 – перетин CD; 4 – перетин С1D1; 5 - перетин EF; 6 - перетин E1F1

У моделі 2, опорні поверхні якої такі ж, як і у моделі 1, контакт відбувався по двох верхніх парах зубців. На рисунку 4 показаний розподіл напруг для цього варіанту. Порівняння графіків, представлених на рис. 3 і 4 показує, що у моделі 2 відбувається перерозподіл навантаження у порівнянні з моделлю 1. При цьому інтеграл сумарної площі епюр в обох варіантах практично зберігається. Що стосується максимальних напруг, то в моделі 2 (перетин АВ – А1В) вони зростають приблизно у 1,5 рази.

Для підтвердження впливу зони концентрації реактивних навантажень на характер розподілу відносних напруг по товщині хвостовика розглядалась модель 3 грибовидного з'єднання, в якій контакт здійснювався по трьом опорним поверхням, виконаним по дузі  $D = 449,5$  мм для хвостовика і  $D = 1442$  мм для грибка. Якісно отримана картина трохи змінилась у порівнянні з моделлю 1, але у середній зоні хвостовика максимум напруг дещо зріс за рахунок концентрації навантаження у цій зоні.

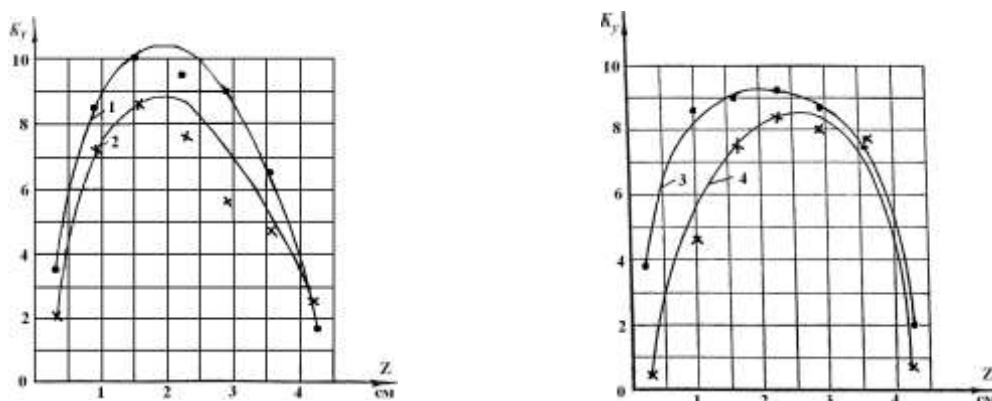


Рис. 4. Модель 2. Розподіл безрозмірної напруги  $K_{y_{\max}}$  по товщині хвостовика при контакті по двом парам верхніх опорних площадок:  
1 – перетин АВ; 2 – перетин А1В1; 3 – перетин CD; 4 – перетин С1D1

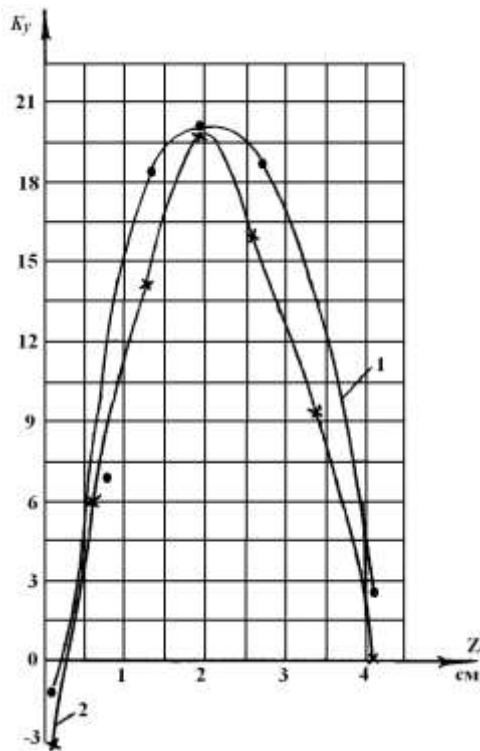


Рис. 5. Модель 4. Розподіл безрозмірної напруги  $K_{y_{\max}}$  по товщині хвостовика при контакті верхньої пари опор: 1 – перетин АВ; 2 – перетин А1В1

навантажень - сумуються.

За допомогою МСЕ проведено дослідження трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання з циліндровими опорними поверхнями, виконаними по дузі діаметром  $D = 1442$  мм для хвостовика і грибка обода диска у межах пружних деформацій в об'ємній постановці задачі. Контакт задавався по всіх опорних поверхнях хвостовика і грибка обода диска, включаючи бурти диска. На рис. 6 показаний вплив зовнішнього навантаження на розподіл напруг по товщині хвостовика. Максимальних значень напруги досягають у середній зоні верхньої опорної площадки і зменшуються до торців хвостовика. Визначальну роль тут грає концентрація зовнішнього навантаження від активної частини лопатки, яка приводить до нерівномірного розподілу напруг, головним чином, у перетинах по верхній опорній площадці. Для середньої і нижньої опорних поверхонь розподіл напруг по товщині більш рівномірний.

Порівняння значень напруг у зрізах експериментальної моделі та у вузлах елементів розрахункової моделі (представлених у відповідних один одному точках) показало задовільну якісну картину розподілу напруг. При цьому відмінність максимальної напруги складає близько 5%.

На рис. 5 показан розподіл напруг для моделі 4, опорні поверхні якої аналогічні моделі 3. У цьому випадку максимальні напруги порівняно з варіантом моделі 3 (при однаковій формі контактних площадок) зросли в 2,6 раза.

При аналізі епюр напруг звертає на себе увагу та обставина, що максимум у розрахункових перетинах випробуваних моделей приходить на середину зони внаслідок концентрації зовнішнього навантаження від активної частини лопатки. Підвищена деформація у цій зоні приводить до нерівномірного розподілу контактних напруг, падаючих від середини опорної поверхні до країв. У моделях з радіусами опорних поверхонь меншими, ніж відповідних поверхонь обода, нерівномірність декілька вище, оскільки зумовлений геометрією контакт опорних поверхонь обумовлює концентрацію реактивних зусиль у середній зоні моделі, де обидва ефекти – концентрації напруг і концентрації

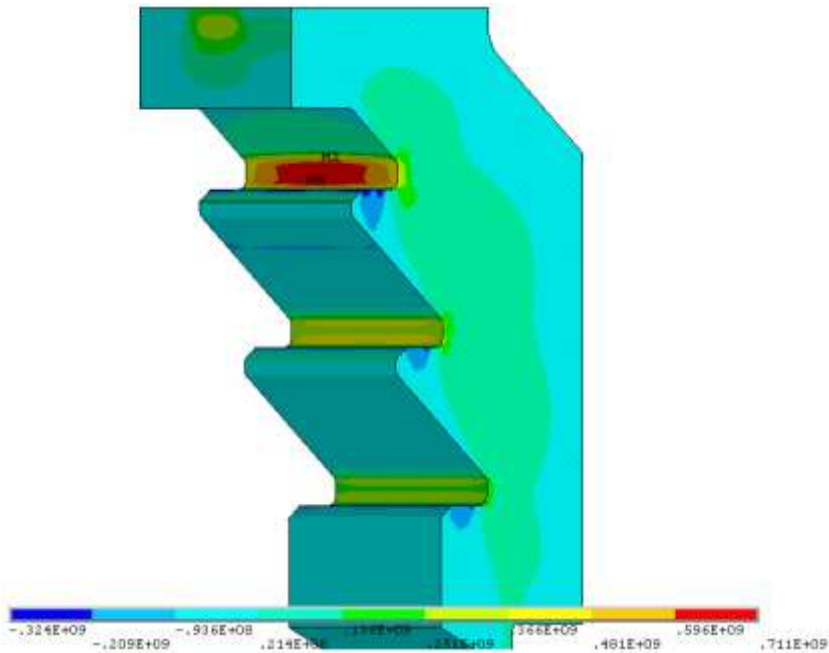


Рис. 6. Розподіл напруг по товщині хвостовика

Таким чином, на відміну від плоских задач теорії пружності, для яких характерна концентрація напруг, пов'язана з конфігурацією деталі, для об'ємних задач характерний взаємовплив на рівень максимальних напруг як концентрації напруг, так і концентрації навантаження.

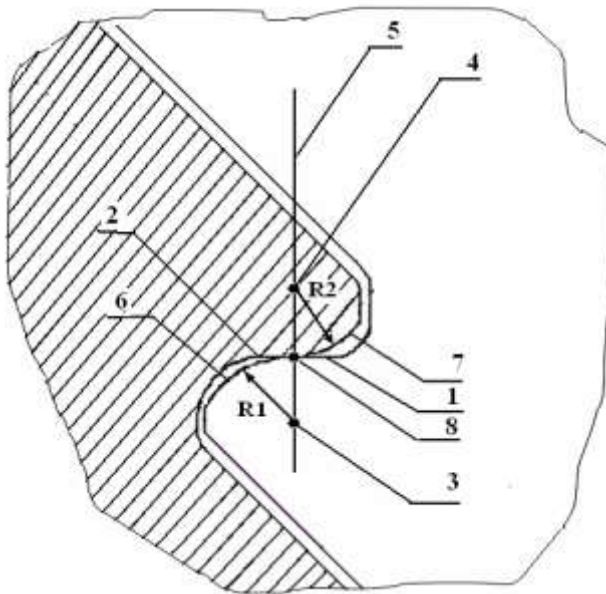


Рис. 7. Хвостове з'єднання з гарантованим контактом всіх опорних поверхонь: 1, 2 – опорні поверхні зубців паза хвостовика і грибка обода диска; 3, 4 – центри радіусів закруглень зубців; 5 – нормаль; 6, 7 – дуги закруглень зубців; 8 – лінія контакту

У третьому розділі на підставі аналізу напружено – деформованого стану хвостових з'єднань при різних поєднаннях технологічних зазорів та проведених досліджень здобувачем запропонована конструкція багатоопорного хвостового з'єднання із забезпеченням контакту по всіх опорах.

У багатоопорному хвостовому з'єднанні центр радіусу закруглення зубця паза хвостовика і центр радіусу закруглення зубця обода диска, що визначають площадку контакту, розташовуються на одній нормалі до опорних поверхонь (рис. 7). Таким чином утворюються дуги закруглень зубців і площадка контакту зводиться до лінії в окружному напрямі турбіни.

Під час роботи турбіни у зв'язку з дією високих відцентрових сил на хвостовик на лінії контакту опорних поверхонь виникають деформації зминання.

Форми опорних поверхонь зубців дозволяють розглядати їх контакт як задачу теорії пружності при контакті двох циліндрів (рис. 8).

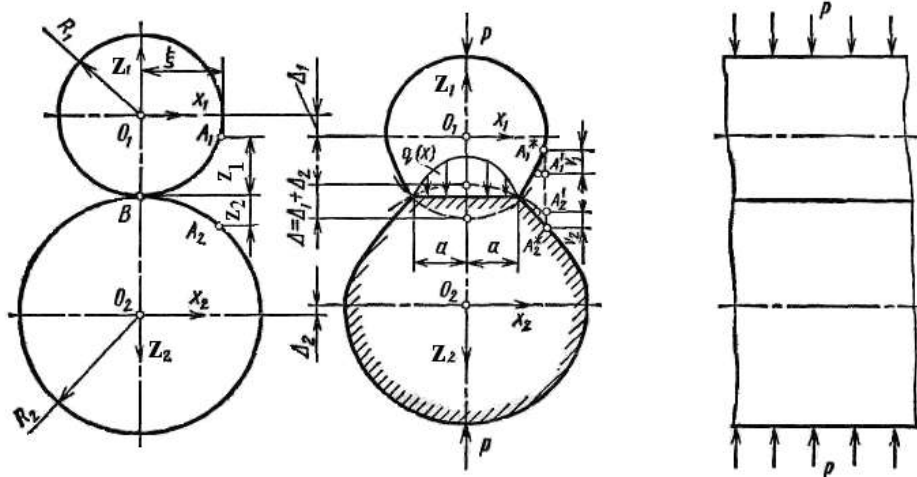


Рис. 8. Схема взаємодії контактуючих циліндрів

На відстані  $\xi$  від плоскості, що проходить через осі циліндрів, візьмемо дві крапки:  $A_1$  і  $A_2$ . Якщо первинний контакт циліндрів (без навантаження) відбувається по лінії паралельній їх осям, яка проходить через крапку  $B$ , то відстань між цими точками уздовж осі  $y$  (рис. 8):

$$z_1 + z_2 \approx \frac{\xi^2}{2R_1} + \frac{\xi^2}{2R_2} = \frac{\xi^2}{R}, \quad (1)$$

де  $R_1$  і  $R_2$  - радіуси першого і другого циліндрів;  $R$  - «середній» радіус кривизни

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right). \quad (2)$$

Під дією навантаження  $p$  відбудеться деформація циліндрів у зоні контакту на величини  $\Delta_1$  і  $\Delta_2$ . Загальне кінематичне переміщення (зближення) осей координат, пов'язаних з циліндрами  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ . Точки  $A_1$  і  $A_2$  займуть при цьому нове положення  $A_1'$  і  $A_2'$ .

Тиск у зоні контакту деформує довколишні не контактуючі поверхні циліндрів, і точки  $A_1'$  і  $A_2'$ , отримавши переміщення, рівні  $v_1$  і  $v_2$ , займуть положення  $A_1^*$  і  $A_2^*$ .

Якщо у зоні контакту напівширина смужки контакту  $a \geq \xi$ , то крапки  $A_1^*$  і  $A_2^*$  сполучаться, тому

$$\Delta_1 - \nu_1 + \Delta_2 - \nu_2 = \Delta - \nu_1 - \nu_2 = z_1 + z_2 = \frac{\xi^2}{R}. \quad (3)$$

Прийmemo передумову, що між стискуваними циліндрами тертя відсутнє (через симетрію тіл). Тоді в точках контакту діятиме лише нормальний тиск, і умова рівноваги має вигляд

$$\int_{-a}^a q(x) dx = p. \quad (4)$$

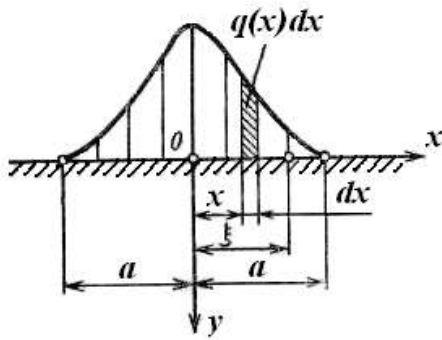


Рис. 9. До розрахунку переміщень точок напівплощини

Для вирішення задачі необхідно виразити зсуви у рівнянні (3) через контактний тиск.

Якщо ширина смужки контакту  $a$  мала у порівнянні з радіусами циліндрів, то кожен з них можна приблизно розглядати як пружну напівплощину під дією тиску  $q(x)$ .

Зсув точки  $A$  з координатою  $\xi = x$  (рис. 9) обчислюється, використовуючи відоме рішення задачі Фламана про дію сили на напівплощину

$$\nu_i = -\frac{2(1-\nu_i^2)}{\pi E_i} \left\{ \int_{-a}^a q(x) \ln|\xi - x| dx + \left( \frac{1}{2(1-\nu_i)} - \ln R_i \right) p \right\}, \quad (5)$$

де  $E_i$  і  $\nu_i$  - модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу  $i$ -го циліндра.

Підставивши співвідношення (5) в умову (3) і враховуючи рівність (4), отримаємо

$$\left( \theta_1^* + \theta_2^* \right) \int_{-a}^a q(x) \ln|\xi - x| dx = \frac{\xi^2}{R} + C, \quad (6)$$

$$\text{де } C = \left( \theta_1^* + \theta_2^* \right) \left[ \ln(R_1 R_2) - \frac{1}{2} \left( \frac{1}{1-\nu_1} + \frac{1}{1-\nu_2} \right) \right] p - \Delta; \quad (7)$$

$$\theta_1^* = \frac{2}{\pi E_1} (1-\nu_1^2); \quad \theta_2^* = \frac{2}{\pi E_2} (1-\nu_2^2).$$

Після перетворень отримаємо

$$q_{\max} = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{R_1 + R_2}{2R_1R_2}}{\theta_1 + \theta_2}}; \quad (8)$$

$$a = 0,798 \sqrt{p \frac{2R_1R_2}{R_1 + R_2} (\theta_1 + \theta_2)},$$

$$\text{де } \theta_1 = \frac{\pi}{2} \theta_1^* = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1}; \quad \theta_2 = \frac{\pi}{2} \theta_2^* = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}.$$

Якщо циліндри виготовлені з матеріалів, у яких  $E_1 = E_2$  і  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ , то

$$\left. \begin{aligned} q_{\max} &= 0,42 \sqrt{pE \frac{R_1 + R_2}{R_1R_2}}; \\ a &= 1,52 \sqrt{\frac{p}{E} \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Загальний кінематичний зсув (зближення осей циліндрів)

$$\Delta = \frac{2(1 - \nu^2)}{\pi E} p \left( \ln \frac{4R_1R_2}{a^2} + 0,815 \right). \quad (10)$$

Переміщення визначаються відносно достатньо віддаленої від місця контакту точки, у даному випадку центрів кривизни  $O_1$  і  $O_2$ . Переміщення центрів кривизни визначаються тільки загальними деформаціями циліндрів і не пов'язані із загальною деформацією.

Одним з найбільш несприятливих варіантів роботи хвостового з'єднання є контакт однієї верхньої пари зубців. З урахуванням запропонованої нової форми опорних поверхонь максимальна контактна напруга на верхніх зубцях  $q_{\max} = 7850$  МПа (площадка контакту  $a = 0,322$  мм). Зближення зубців хвостового з'єднання складає  $\Delta = 0,086$  мм. Така величина зближення забезпечує контакт наступних, середньої і нижньої пар опорних поверхонь, де після вступу до контакту утворюються, відповідно, площадки контакту 0,15 і 0,13 мм. Остаточна картина напружено – деформованого стану показана на рис. 10.

Розподіл середніх і максимальних напруг у всіх варіантах контакту хвостового з'єднання, фактично, однаков. Деякий вплив на рівень напруг у перетинах зон опорних поверхонь надають напруги зминання, що визначаються величиною площадки контакту, проте цей вплив виявляється несуттєвим.



Рис. 10. Розподіл напруг у моделі з контактом на верхній парі опор

У четвертому розділі розглядається вплив геометричних факторів на зниження загальної і місцевої нерівномірності розподілу напруг у двумірній постановці задачі.

На підставі проведених досліджень МСЕ на базі традиційного профілю трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання запропонована удосконалена конструкція хвостового з'єднання, розподіл напруг для якої представлений на рис. 11.

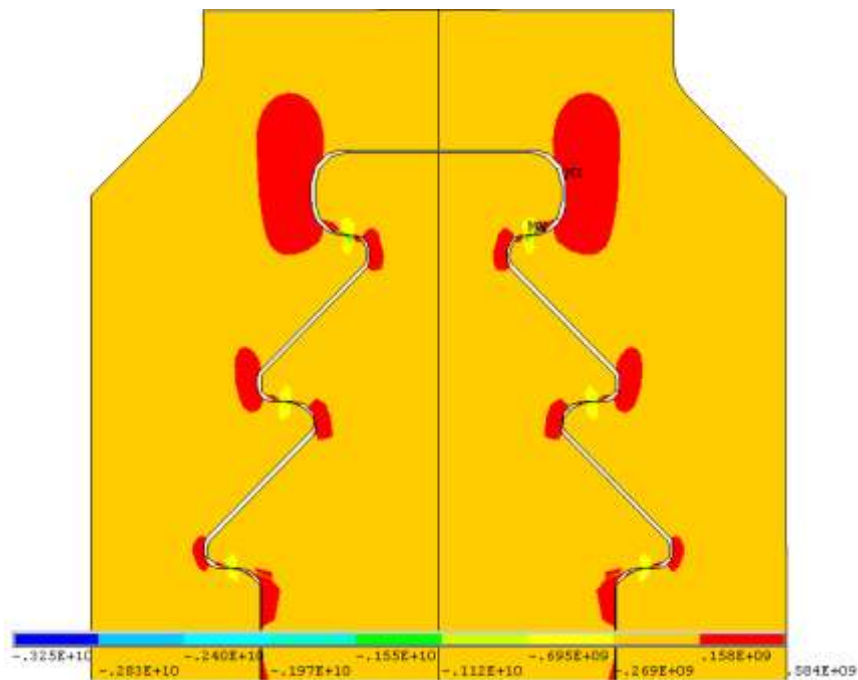


Рис. 11. Напружено – деформований стан удосконаленого профілю



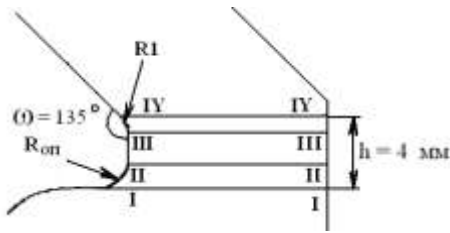


Рис. 12. Розрахункові перетини зубця хвостовика

При аналізі нерівномірності розподілу місцевих напруг (у перетинах, показаних на рис. 12) використовувались ефективні коефіцієнти концентрації напруг, розраховані по формулі Нейбера, яка найбільш повно враховує вплив різних факторів на напружено – деформований стан конструкції

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}},$$

де  $A = 0,092$  мм – постійна матеріалу по Нейберу;  $K_t$  - теоретичний коефіцієнт концентрації напруг;  $R$  – радіус закруглення в основі вирізу;  $\omega$  – вхідний кут вирізу у вигляді  $V$  – образного паза, що виражається у радіанах (рис. 13).

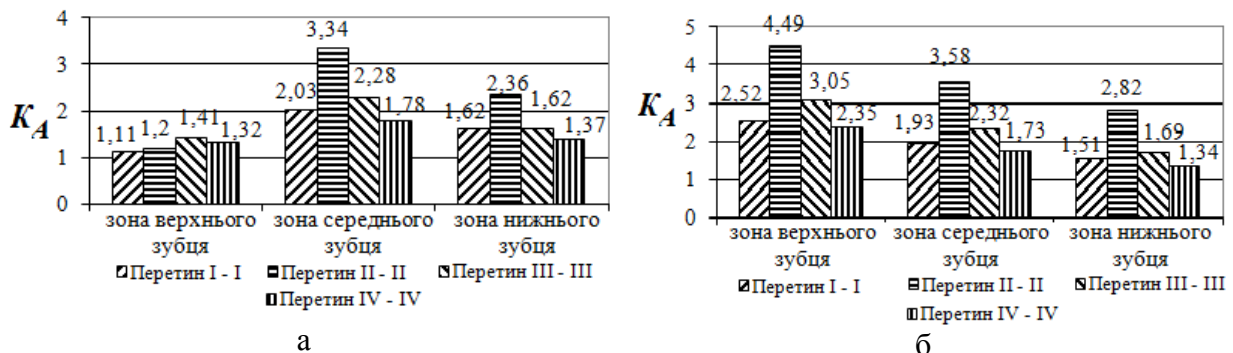


Рис. 13. Ефективні коефіцієнти концентрації напруг для удосконаленого (а) і стандартного (б) хвостовиків

Порівняння напруженого стану стандартного і запропонованого профілів показує суттєві переваги останнього, оскільки у цьому випадку спостерігається зниження місцевих і середніх напруг. Запропоновані конструкційні рішення можуть бути використані і для інших типів хвостових з'єднань, що дозволить підвищити надійність та довговічність їх роботи.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково – практична задача удосконалення конструкцій та підвищення надійності хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін на основі аналізу особливостей їх напружено – деформованого стану. Основні результати та висновки дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Проаналізовані відомі випадки пошкоджень хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін, встановлені фактори, що впливають на нерівномірність розподілу загальної і місцевої напруг у хвостових з'єднаннях.

2. Уточнена розрахункова схема двохопрного грибовидного хвостового з'єднання, проведено дослідження впливу сил тертя на розподіл напруг у хвостовому з'єднанні. Як коефіцієнт тертя, що обумовлює реальну картину напружено – деформованого стану, слід прийняти величину  $\mu = 0,4$ .

3. На основі аналізу особливостей силового навантаження трьохопрного хвостового з'єднання розроблена математична модель розрахунку його напруженого стану з урахуванням змінності моментів інерції перетинів розрахункових ділянок хвостовика і дії сил тертя.

4. В об'ємній постановці задачі експериментальними та розрахунковими методами досліджений вплив форм опорних поверхонь на напружено – деформований стан хвостового з'єднання при різних поєднаннях технологічних зазорів, що дозволило установити розподіл напруг по товщині хвостовика.

5. На основі розглянутих варіантів контакту зубців трьохопрного грибовидного хвостового з'єднання встановлений характер розподілу напруг при технологічних зазорах і виявлені зони, що представляють найбільшу небезпеку внаслідок силової та геометричної концентрації напруг.

6. У дисертації запропоновано для компенсації технологічних зазорів застосування спеціальної форми опорних поверхонь, що забезпечують контакт усіх зубців хвостовика. За рахунок цього досягається більш рівномірний розподіл реактивних зусиль та вирівнювання загальних і місцевих напруг.

7. Досліджено вплив форми контактної площадки на характер її деформації, що дозволило запропонувати спосіб визначення деформацій зубців з урахуванням форм опорних поверхонь.

8. На основі проведених досліджень запропоновані конструктивні форми хвостового з'єднання, що дозволяють знизити концентрацію напруг.

9. Запропонована нова ефективна конструкція хвостового з'єднання з гарантованим контактом по всіх опорах та більш рівномірним розподілом напруг, що дозволить підвищити надійність та довговічність його роботи.

10. Запропоновані у дисертаційній роботі рекомендації щодо зниження нерівномірності розподілу загальних і місцевих напруг застосовані у практиці проектування ВАТ «Турбоатом». Результати дисертаційної роботи використовуються у навчальному процесі кафедри теплоенергетики та енергозбереження УІПА.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Фурсова Т. Н. Особенности распределения напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2008. – № 25. – С. 117 - 124.

Здобувач приймала участь в обробці, узагальненні та аналізі результатів розподілу напруг.

2. Фурсова Т. Н. Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 4. – С. 19 – 25.

Здобувач проводила порівняльний аналіз впливу форм контактних поверхонь на розподіл напруг.

3. Фурсова Т. Н. К расчету напряженного состояния хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2009. – № 3. - С. 86 – 91.

Здобувачем виконані чисельні дослідження впливу сил тертя на характер напружено – деформованого стану грибовидного хвостового з'єднання.

4. Фурсова Т. Н. Исследование напряженно – деформированного состояния элементов хвостовых соединений рабочих лопаток турбин // Проблемы машиностроения. – 2009. – Т. 12, № 5. – С. 57 – 60.

5. Фурсова Т. Н. Напряженно-деформированное состояние хвостовых соединений высоконагруженных лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2010. – № 3. – С. 25 – 29.

Здобувачем виконано чисельне дослідження трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання в об'ємній постановці задачі.

6. Фурсова Т. Н. Анализ напряженного состояния хвостовых соединений на основе традиционных и современных методов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. - № 10. – С. 34 – 40.

7. Пат. 47583 Україна, МПК F01D 5/28. Багатоопорне хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни з гарантованим контактом по всіх опорах / Є. В. Левченко, В. П. Сухинін, Т. М. Фурсова. - № u200909349; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.02.2010, Бюл. №3.

Здобувачем запропонована форма опорних поверхонь зубців.

8. Пат. 52845 Україна, МПК F01D 5/28. Хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни / В. П. Сухинін, Т. М. Фурсова, О. Ю. Бояршинов. - № u201003241; заявл. 22.03.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. №17.

Здобувачем запропонована конструкція хвостового з'єднання.

9. Пат. 54905 Україна, МПК F01D 5/28. Контактний вузол ялинкового хвостового з'єднання робочої лопатки з диском ротора / Шубенко О. Л., В. П. Сухінін, Т. М. Фурсова, О. Ю. Бояршинов. - № u201007002; заявл. 07.06.2010; опубл. 25.11.2010, Бюл. №22.

Здобувачем запропоновано виконання опорних поверхонь зубців.

10. Фурсова Т. Н. Повышение надежности хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Проблемы економії енергії: зб. праць 5 - ї міжнар. наук.-практ. конф. / Нац. ун - т «Львівська політехніка». – Львів, 2008. – С. 37 – 38.

11. Фурсова Т. Н. Влияние зазоров на работу многоопорных хвостовых соединений рабочих лопаток турбин // Зб. наук. праць VII Всеукр. наук.-техн. конф. молодих учених і спеціалістів у м. Кременчук 2 – 4 квітня 2009 р. / Кременчук. держ. політех. ун – т. – Кременчук, 2009. – С. 358 – 359.

12. Фурсова Т. Н. Анализ особенностей напряженно-деформированного состояния хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов / ИПМаш НАН Украины. – Харьков, 2009. – С. 58.

## АНОТАЦІЇ

**Фурсова Т. М. Удосконалення конструкцій та підвищення надійності хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, 2011.

Дисертаційна робота присвячена удосконаленню конструкцій та підвищенню надійності хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін на основі особливостей аналізу їх напружено – деформованого стану.

На основі розрахункових та експериментальних досліджень напружено – деформованого стану багатоопорних грибовидних хвостових з'єднань у двумірній та тримірній постановці задачі запропоновані міри щодо підвищення надійності хвостовиків, які приводять до зниження нерівномірності загального та місцевого напружено – деформованого стану. Уточнений розрахунок напруженого стану хвостовиків на основі положень теорії пружності. Запропонований спосіб компенсації технологічних зазорів за рахунок деформацій опорних поверхонь зубців спеціальної форми. Розроблений удосконалений профіль багатоопорного хвостового з'єднання з більш рівномірним розподілом напруг.

**Ключові слова:** парова турбіна, напружено – деформований стан, хвостове з'єднання, опорна поверхня, конструкція.

**Фурсова Т. Н. Усовершенствование конструкций и повышение надежности хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин – Рукопись**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.16 – турбомашин и турбоустановки, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, 2011.

Диссертационная работа посвящена усовершенствованию конструкций и повышению надежности хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин на основе анализа особенностей их напряженно – деформированного состояния.

В результате расчетных и экспериментальных исследований напряженно – деформированного состояния многоопорных грибовидных хвостовых соединений в двухмерной и трехмерной постановке задач предложены меры по повышению надежности хвостовиков. На основании положений теории упругости и сопротивления материалов уточнена математическая модель двухопорного грибовидного хвостового соединения с учетом переменности моментов инерции расчетных сечений участков хвостовика и действия сил трения. Проведенные расчеты позволили определить направление сил трения в схеме силового нагружения, установить величину коэффициента трения  $\mu = 0,4$ , обуславливающего реальную картину напряженно – деформированного состояния. Сравнение результатов расчета с данными эксперимента, проведенного методом тензометрирования, показало удовлетворительное совпадение полученных средних напряжений. Полная картина распределения напряжений с учетом их концентрации в угловых переходах оценивалась с помощью современного программного комплекса на базе метода конечных элементов (МКЭ). На основе анализа особенностей силового нагружения трехопорного хвостового соединения разработана математическая модель с учетом переменности моментов инерции сечений расчетных участков хвостовика и воздействия сил трения.

По мере увеличения толщины хвостовика и в зависимости от условий контакта опорных поверхностей хвостовика и грибка обода диска возрастает неравномерность распределения напряжений и деформаций в объеме хвостовика, что усугубляется наличием геометрических концентраторов напряжений и концентрацией реактивных нагрузок на поверхности каждой опоры. С помощью объемного экспериментального поляризационно-оптического метода (фотоупругости) с «замораживанием» были исследованы особенности распределения напряжений в хвостовых соединениях при различных сочетаниях зазоров по опорным поверхностям различной формы. В отличие от плоских задач теории упругости, для которых характерна концентрация напряжений, связанная с конфигурацией детали, для объемных задач характерно взаимовлияние на уровень максимальных напряжений как концентрации напряжений, так и

концентрации нагрузки. Проведено сравнение полученных результатов эксперимента с расчетом МКЭ, показавшее удовлетворительное совпадение.

Для повышения равномерности распределения реактивных усилий по зубцам соединения в диссертации впервые предложены специальные формы опорных поверхностей, при которых площадка контакта сводится к линии в окружном направлении турбины, обеспечивающие компенсацию технологических зазоров за счет деформаций смятия. На основе проведенных исследований впервые предложена усовершенствованная конструкция многоопорного хвостового соединения с обеспечением контакта по всем опорным поверхностям зубцов путем рационализации общей и локальной геометрии профиля.

**Ключевые слова:** паровая турбина, напряженно – деформированное состояние, хвостовое соединение, опорная поверхность, конструкция.

**Fursova T. N. The improvement of constructions and the reliability augmentation of roots joints of rotor blades of steam-turbines - Manuscript.**

The thesis for a master's degree of technical sciences on speciality 05.05.16 - turbomachines and turboinstallations. National technical university «Kharkov polytechnic institute», Kharkov, 2011.

The thesis is devoted to the improvement of constructions and the reliability augmentation of roots joints of rotor blades of steam-turbines on the basis of their tense – deformed state analysis. In investigation of calculation and experimental researches of tense – deformed state of three – bearing root joints methods in two-dimensional and three-dimensional raising of task on the reliability augmentation of roots joints blades of rotor blades are offered. These methods are based on the decline of nonuniformity of general and local tensions. Specified calculation of tense state of roots joints on the basis of positions of elasticity theory is defined more exactly. Proposed method of compensation of technological gaps is offered due to deformations of contact surfaces of teeth of special form. Type of multisupporting roots joints of rotor blades with more even distributing of tense is developed.

**Keywords:** steam-turbine, tense – deformed state, root joint, contact surfaces, construction.



Підписано до друку 02.04.2011 р. Формат 60x90 1/16.  
Папір офсетний. Друк – ризографія. Гарнітура Times New Roman.  
Умовн. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Зам. № 517324

Надруковано у СПДФО Ізрайлев С.М.  
Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р.  
61024, м. Харків, вул. Фрунзе, 16