

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

Пугачова Тетяна Миколаївна

УДК 621.165:539.4

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА ШЛЯХИ
РЕНОВАЦІЇ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ**

Спеціальність 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теплоенергетичних установок ТЕС і АЕС 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 теплоенергетичних установок ТЕС і АЕС

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Мазуренко Антон Станіславович,
Одеський національний політехнічний університет,
м. Одеса,
завідувач кафедри теплових електричних станцій та
енергозберігаючих технологій, директор Інституту
енергетики та комп'ютерно-інтегрованих систем управління

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Голощанов Володимир Миколайович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, старший
науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації
теплових процесів

Захист відбудеться “18” лютого 2010 р. о 12 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

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

Автореферат розісланий “05” січня 2010 р.

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

Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Основу теплоенергетики України становлять енергоблоки потужністю 200 і 300 МВт. На разі на українських ТЕС експлуатуються 43 конденсаційних блоки потужністю 200 МВт з турбінами К-200-130 виробництва ЛМЗ і 42 блоки з турбінами К-300-240, виготовленими ВАТ «Турбоатом». Значна частина тепломеханічного обладнання вже виробила нормативний і продовжений ресурси. Енергоустановки, введені в експлуатацію в період з кінця 50-х і до початку 90-х років минулого сторіччя, були розраховані на ресурс служби 100 тис. год. На практиці виявилось, що індивідуальний ресурс значної частини турбоустановок перевищив розрахунковий, зокрема, їх напрацювання становить 170–230 тис. год й, отже, наблизилось до значень продовженого паркового ресурсу або перевищило його. Для блоків потужністю 200 МВт парковий ресурс на сьогодні дорівнює 220 тис. год, для блоків 300 МВт – 170 тис. год. Крім того, на разі збільшується частина обладнання, що внаслідок зростаючої нерівномірності графіка електричного навантаження експлуатується в маневрених режимах. Експлуатація енергоблоків у режимах пікового навантаження з великою кількістю пусків - зупинів особливо небезпечна в сучасних умовах скорочення обсягів планових ремонтів та збільшення міжремонтних періодів.

При визначенні ресурсу служби високотемпературних вузлів парової турбіни на високі й надкритичні параметри пари виходячи з умов їх роботи перше місце серед факторів, що визначають ресурс служби, відводиться повзучості та тривалій міцності. Відому роль при цьому відіграє та обставина, що на багатоциклову і малоциклову втомну міцність можна впливати конструктивними і режимними факторами, а повзучість за регламентованих тиску, температури та дії силових факторів спричиняє накопичення необоротної пластичної деформації протягом усього робочого часу.

Накопичений досвід експлуатації, аналіз відмов і пошкоджень, а також розвиток методів неруйнівного контролю напівфабрикатів (заготовок) і виробів на стадіях їх виробництва й експлуатації привели до радикальної зміни методології оцінки міцності й довговічності конструкцій.

Все це зумовлює необхідність визначення залишкового ресурсу служби високотемпературних вузлів парової турбіни. Вирішення вказаних задач визначило напрямок досліджень дисертаційної роботи.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано на кафедрі теплоенергетичних установок ТЕС і АЕС Української інженерно-педагогічної академії. Тема роботи пов'язана з дослідженнями в рамках держбюджетної НДР №48 «Розробка методів діагностування термонапруженого і вібраційного стану енергомашин на основі тривимірних моделей, їх елементів для обґрунтування продовження ресурсу» (№ ДР 0105U002640), в якій здобувач була виконавцем окремих етапів.

Мета і завдання дослідження. *Мета дисертаційної роботи* – визначення терміну безпечної експлуатації ротора парової турбіни в умовах дії

тривалих статичних і циклічних навантажень на основі аналізу параметрів напружено - деформованого стану (НДС).

Для досягнення зазначеної мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- для високотемпературних роторів середнього тиску виконати аналіз взаємовпливу повзучості і тривалої міцності, визначити зони з найбільш вірогідним утворенням тріщин;
- провести аналіз формул для оцінки коефіцієнтів концентрації напруг у зоні терморозвантажувальних канавок ротора парової турбіни;
- оцінити довговічність роторів при наявності й відсутності терморозвантажувальних канавок;
- визначити залишковий термін служби ротора з урахуванням режимів роботи;
- удосконалити метод оцінки ресурсу експлуатації роторів щодо обраних форм зон з високою концентрацією напруження;
- провести аналіз можливих схем реновації роторів парової турбіни з метою продовження загального ресурсу турбіни при вичерпанні індивідуального ресурсу критичних вузлів.

Об'єкт дослідження – робота ротора парової турбіни на високі параметри пари.

Предмет дослідження – основні параметри термонапруженого стану, що визначають довговічність роботи роторів парової турбіни.

Методи дослідження. Теоретичні положення дисертації базуються на фундаментальних основах теорії пружності, високотемпературної міцності металів та термоциклічної стійкості. Дослідження зон з найбільш вірогідним утворенням тріщин виконувалось з використанням методу скінченних елементів. Оцінка залишкового терміну служби ротора базується на чисельному дослідженні процесу напружено-деформованого стану. Розробка критеріїв довговічності роторів базується на даних лабораторних досліджень та на досвіді експлуатації.

Наукова новизна отриманих результатів. Наукова новизна отриманих результатів полягає у виявленні чинників, що мають превалюючий вплив на довговічність і тріщиностійкість конструкцій високотемпературних роторів парових турбін, і полягає в такому:

- вперше виконано розрахунково-теоретичний аналіз впливу конструктивних параметрів ротора на оцінку його тріщиностійкості;
- уточнені критерії тривалої міцності металу роторів на основі аналізу сучасних даних щодо жароміцних властивостей матеріалів і досвіду тривалої експлуатації, що дозволило уточнити ресурс роботи роторів парової турбіни;
- удосконалений аналітичний зв'язок для суцільнокованих роторів коефіцієнта жорсткості з межами текучості та міцності, що дозволило прогнозувати перехід матеріалу у стан крихких руйнувань.

Практичне значення отриманих результатів для теплоенергетичної галузі полягає у розробці рекомендацій для роторів парової турбіни, які дозволили розв'язати задачу про загальну і циклічну пошкодженість (розрахунок часу до зародження тріщини); рекомендації щодо раціональної геометрії

елементів ротора з підвищеною термоциклічною стійкістю. Запропоновано шляхи реновації роторів парової турбіни з тривалим напрацюванням для відновлення їх працездатності.

Результати досліджень були впроваджені і використовуються на підприємствах Філія ЦКБ «Енергопрогрес» ТОВ «Котлотурбопром» (м. Харків) при продовженні строку експлуатації турбіни К-200-130 на Луганській, Курахівській та Старобешівській ТЕС.

Результати дисертаційної роботи використано в навчальному процесі кафедри теплоенергетичних установок ТЕС і АЕС Української інженерно-педагогічної академії при підготовці студентів за спеціальності 6.090500 «Теплові електричні станції».

Особистий внесок здобувача. Положення і результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Серед них: виконання досліджень, обробка та узагальнення результатів, участь у впровадженні. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

Виконано аналіз механізму повзучості, що дозволяє чітко розділити вплив на довговічність факторів тривалої статичної і термоциклічної міцності і, як наслідок, надійніше прогнозувати ресурс служби ротора. На основі розробленого програмного комплексу проаналізовано вплив зон ротора з концентраторами напружень на його циклічну тріщиностійкість. Уточнено час до зародження тріщин у різних зонах роторів. Запропоновано уточнені критерії тривалої міцності для роторів зі значним напрацюванням, що можуть бути корисні як у процесі експлуатації, так і при проектуванні роторів.

Апробація результатів. Основні положення дисертаційної роботи доповідались й обговорювались на: міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2003 р. та 2005 р); всеукраїнській науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження України та шляхи їх рішення» (м. Харків, 2007 р, 2008 р, 2009 р); XI міжнародній науково-технічній конференції «Електромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації» (м. Кременчук, 2009 р).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 8 наукових публікаціях у наукових фахових виданнях ВАК України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, додатка і списку використаних джерел. Загальний обсяг становить 132 сторінки; з них 23 рисунка по тексту; 2 рисунка на 2 окремих сторінках; 6 таблиць по тексту; 3 таблиці на 3 окремих сторінках; 2 додатки на 2 сторінках; списку використаних літературних джерел з 63 найменувань на 7 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дослідження, сформульовано цілі й основні завдання роботи, викладено основні наукові результати, їх наукову

новизну і практичне значення, наведено дані про публікації із зазначенням особистого внеску автора та ступінь апробації роботи.

У першому розділі подано огляд особливостей процесу роботи високотемпературних деталей паротурбоагрегату в умовах повзучості. Проаналізовано відомі випадки пошкоджень елементів роторів, й на підставі чого зроблено висновок, що, виходячи з умов роботи високотемпературних деталей і вузлів, превалюючий вплив на тривалість надійної експлуатації чинять повзучість і тривала міцність. При цьому неминуче знижується тривала пластичність, що спричинює окрихчування матеріалу і його пошкодження. Особливе місце також займає якість металу, оскільки більшість пошкоджень і руйнувань, що мали місце, пов'язана з наявністю дефектів, які зумовлюють розвиток тріщин.

З початком використання у практиці турбобудування пари надкритичних параметрів постало завдання уточнити ресурс служби агрегатів, який залежить головним чином від значень критеріїв тривалої міцності і повзучості. Оскільки тривала міцність і повзучість, як і всі інші характеристики металу, визначаються дослідним шляхом, до того ж протягом тривалого часу, а на початок створення турбін з надкритичними параметрами пари дані щодо тривалих характеристик були отримані в результаті спостережень протягом лише 10^4 год або, рідше, $3 \cdot 10^4$ год, то прийняті показники ґрунтувалися на екстраполяції дослідних даних на скороченій базі часу. Природно, що консервативний підхід хоча й був виправданий у тій ситуації, проте мав призвести до деякого заниження значень меж тривалої міцності і повзучості, екстрапольованих на базу 10^5 год відповідно до прийнятого розрахункового ресурсу турбін на надкритичні параметри пари (24,0 МПа, 545 °С), що зумовило підвищення фактичних запасів міцності.

На пошкодження елементів істотний вплив має і та обставина, що багато з агрегатів, призначених для роботи у базовому режимі, з різних причин експлуатуються у змінному графіку навантаження. Це різко посилює розвиток пошкоджень за рахунок малоциклової втоми в зонах концентрації напружень і появу тріщин у так званих терморозвантажувальних канавках, придискових галтелях і передніх кінцевих ущільненнях.

Проаналізовано літературні джерела, в яких розглядаються питання можливості продовження ресурсу експлуатації енергообладнання.

У другому розділі розглянуто вплив тривалої міцності й малоциклової втоми на довговічність високотемпературних роторів.

Основними факторами, що визначають вичерпання ресурсу, є високотемпературна повзучість металу і малоциклова втома, пов'язана з циклічними навантаженнями у пуско-зупинних режимах. Обидва ці процеси проходять дві стадії: інкубаційну (зародження тріщини) і розвитку тріщини.

Найвищою є ймовірність появи тріщин у зонах концентрації напружень. Такими зонами в роторах турбін є ободи дисків з пазами для хвостовиків лопаток, осьовий канал і терморозвантажувальні канавки в зоні ущільнень, а також місця переходу радіусів від диску до бочки ротора. Напружений стан ободів дисків з Т-подібними пазами залежить, в основному, від значень

відцентрових сил робочих лопаток і геометрії самого паза (радіуси закруглень у кутових переходах). Значення параметрів термонапруженого стану на поверхні осевого каналу можуть змінюватись у широкому діапазоні залежно від характеру перехідних режимів, однак значення напруження тут завжди зберігається нижчим за межу текучості матеріалу ротора.

Для терморозвантажувальних канавок термічне напруження є визначальним з погляду ймовірності появи тріщин, але ця зона не лімітує ресурс турбін, що працюють у базовому режимі.

Залежно від умов експлуатації основними факторами, що лімітують безаварійну роботу конструкції при тривалому навантаженні, можуть бути граничні деформації або руйнівні напруження. Як критерії граничного стану для конструкції повинні встановлюватись значення деформації повзучості і тривалої міцності. Повзучість, що залежить від напруження, є однією з головних розрахункових характеристик і визначається за допомогою кривих повзучості або ізохронних кривих.

Розрахунок відповідних зусиль і часу ґрунтується на розв'язанні задач повзучості, що дозволяє визначити накопичення деформацій у зонах їх концентрації з використанням критеріїв тривалого статичного руйнування.

Проведено розрахунковий аналіз напружено-деформованого стану ротора середнього тиску (СТ) турбіни К-200-130. Для всебічного аналізу тривалої статичної і циклічної міцності ротора СТ з урахуванням накопиченої, в найбільш напружених зонах пошкодженості було розглянуто стан цього ротора в таких режимах: стаціонарний режим при номінальному навантаженні – «СР»; пуски з гарячого стану після нічного простою протягом 8–10 год, згідно з графіком – «ПГС»; пуски з неохолодженого стану після добового (20–40 год) і дводобового (50–60 год) зупинів – «ПНС1», «ПНС2»; пуск з холодного стану – «ПХС».

Розрахунки нестационарних температурних полів ротора СТ у зазначених режимах виконували відповідно до регламентних графіків пусків. При цьому радіальні різниці температур у зоні переднього кінцевого ущільнення (ПКУ) і диску 1-го ступеня в режимі ПНС1 виявились найбільшими і це, відповідно, визначило вищий рівень абсолютних значень напружень у режимі ПНС1. У зв'язку з цим для аналізу міцності і живучості використовували результати розрахунку НДС саме в режимі ПНС1.

Розрахунки показали, що найбільшого рівня концентрація напружень досягає в зонах терморозвантажувальних канавок переднього кінцевого ущільнення (зона думісу) і придискових галтелей наймасивнішого диску 1-го ступеня (рис. 1).

У розрахунках ротора враховували одночасну дію відцентрових сил (що практично не впливають на коефіцієнти концентрації осевого напруження K_{σ_z}) і термічного напруження від градієнтів температур двовимірних температурних полів.

Було знайдено значення колових σ_θ , осевих σ_z , радіальних σ_r напружень та інтенсивностей напружень σ_i у центрах елементів, що безпосередньо

прилягають до поверхні осьового каналу, в різні моменти пусків. Визначено також максимальні значення пружного й умовно пружного напружень у донній частині терморозвантажувальної канавки думісу, найближчої до диску 1-го ступеня, та в задній придисковій галтелі цього диска.

Обчислено значення інтенсивності деформацій ε_i з пружного і пружно-пластичного розрахунків, які виконували з використанням співвідношень теорії малих пружно-пластичних деформацій та ітераційного методу змінних параметрів пружності. З розрахунків виходить, що максимальний рівень інтенсивності пружно-пластичних деформацій ε_i у дні терморозвантажувальної канавки (переріз 1, рис. 1) при пуску з гарячого стану без попереднього прогрівання ротора досягає значення 0,58 % й істотно відрізняється від значення, отриманого з пружного розрахунку ($\varepsilon_i = 0,34$ %). При пуску турбіни з неохололого стану після 30-40 год простою без попереднього прогрівання ущільнень у момент часу 2 год 35 хв максимальне значення інтенсивності пружно-пластичної деформації на дні канавки досягає 0,70 %. Максимальні інтенсивності пружно-пластичних деформацій у придисковій галтелі мають місце у разі пуску з неохололого стану й дорівнюють 0,45 %, причому попереднє прогрівання ротора в зоні ущільнень порівняно слабо впливає на значення максимальних деформацій і напружень у цій ділянці (ε_i знижується з 0,45 % до 0,34 %).

Виконано оцінку коефіцієнтів концентрації напруження і деформацій у терморозвантажувальних канавках. Напруження і деформації є неоднорідними і відрізняються високими градієнтами. Залежно від режимів навантаження, властивостей матеріалу, характеру концентратора і рівня напруження руйнування в таких локальних зонах може носити квазістатичний або втомний характер.

З метою визначення розрахункових значень максимального напруження і деформацій у найбільш небезпечній точці конструкції за відомих діаграм статичної деформації матеріалу $\sigma = f(\varepsilon)$ та номінальних характеристик σ_n і ε_n було проаналізовано ряд співвідношень, з яких найбільшого поширення набули залежності Нейбера, Махутова, ВТІ:

$$K_z(\infty) = 1 + 2 \cdot \varphi \cdot \sqrt{\frac{h}{\rho}}; \quad (1)$$

$$K_z(\infty) = \sigma_z \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot \rho}; \quad (2)$$

$$K_z(\infty) = 1 + 2 \cdot \varphi \cdot \sqrt{\frac{h}{\rho}} \cdot \frac{0,42 \cdot \sigma_{zh}(0,0) + 0,58 \cdot \sigma_{zh}(1,0)}{\sigma_{zh}(1,0)}. \quad (3)$$

Проведено розрахунки, з використанням методу скінченних елементів, коефіцієнтів концентрації умовно-пружних осьових напружень K_{σ_z} , інтенсивностей напруження K_{σ_i} й інтенсивностей пружно-пластичних деформацій K_{ε_i} в терморозвантажувальній канавці думісу ротора СТ турбіни К-200-130 у різних режимах роботи турбіни. Розкид значень коефіцієнтів

концентрації пружно-пластичних деформацій, визначених з урахуванням розвантажувального ефекту від взаємного впливу канавок, становить 4–6,5.

Температурне поле приймали таким, що змінюється за радіусом відповідно до відомого закону

$$t_r = t(r_{\text{вн}}) + \Delta t_r \cdot \left(\frac{r - r_{\text{вн}}}{r_{\text{зов}} - r_{\text{вн}}} \right)^n, \quad (4)$$

де $\Delta t_r = t_{\text{р зов}} - t_{\text{р вн}}$, тут $t_{\text{р зов}}$, $t_{\text{р вн}}$ - температури на зовнішньому $r_{\text{зов}}$ та внутрішньому $r_{\text{вн}}$ радіусах диску, r - поточний радіус, на якому визначається температура.

Величина показника степені n у рівнянні (4) характеризує закон зміни температури по радіусу й впливає на величину радіального градієнта температур. Диференціювання обох частини рівняння (4) щодо r дає

$$\frac{dt(r)}{dr} = n \cdot \frac{\Delta t_r}{\Delta r} \cdot \left(\frac{r - r_{\text{вн}}}{r_{\text{зов}} - r_{\text{вн}}} \right)^{n-1}, \quad (5)$$

где $\Delta r = r_{\text{зов}} - r_{\text{вн}}$, $\frac{dt(r)}{dr}$ - радіальний градієнт температури.

Поклавши в (5) $r = r_{\text{зов}}$ і виконавши диференціювання, отримуємо вираз показника степені n через радіальний градієнт температур

$$n = \frac{(dt/dr) \cdot r_{\text{зов}}}{\Delta t_r / \Delta r}. \quad (6)$$

Проаналізовано вплив абсолютного значення радіального перепаду температур і характеру зміни температури залежно від радіуса на значення коефіцієнтів концентрації осьового K_{σ_z} , колового K_{σ_θ} напружень та інтенсивності пружно-пластичних деформацій K_{ε_i} в зоні терморозвантажувальної канавки. Ці результати були отримані за допомогою розрахунків МКЕ для циліндрової ділянки ротора, відповідного думісу ротора СТ з одиничною терморозвантажувальною канавкою. Коефіцієнт концентрації $K_{\sigma_z} = \sigma_{z_{\text{max}}} / \sigma_{z_n}$ не залежить від перепаду температур Δt_r і слабо залежить від показника степені n , тобто значення K_{σ_z} визначається, в основному, геометрією концентратора. Отже, одержане значення K_{σ_z} може бути використане в розрахунках різних реальних випадків у разі тієї ж самої геометрії канавки, якщо відсутній осьовий градієнт температури (або є малим). Це дозволяє використовувати значення, знайдені для одного з розрахункових режимів, для визначення $\sigma_{z_{\text{max}}}$ при інших режимах, якщо обмежити в цих випадках розрахунок обчисленням лише номінального напруження з перерахунком K_{σ_z} залежно від n . При цьому не враховується вплив на K_{σ_z} і K_{ε_i} зміни осьового градієнту температур, який згідно з виконаною оцінкою є незначним. Значення K_{ε_i} суттєво змінюються у разі зміни як n , так і Δt_r .

Отримано залежності коефіцієнтів концентрації осьового напруження K_{σ_z} і коефіцієнтів концентрації інтенсивності пружно-пластичних деформацій K_{ε_i} від відносного кроку між канавками (рис. 2).

Графіки, показані на рис. 3, дозволяють наочно побачити відмінності значень K_{σ_z} у середній і крайній канавках на поверхні валу (при одновимірному температурному полі), знайдених за МКЕ (криві 4 і 6, рис. 3), за допомогою формул ВТІ (криві 1 і 5, рис. 3) та за наближеними формулами (криві 2 і 3, рис. 3). Значення коефіцієнтів концентрації, визначені за наближеними формулами (криві 2 і 3, рис. 3) і шляхом розв'язання осесиметричної задачі за МКЕ (криві 4 і 6, рис. 3), відрізняються при порівняннях умовах у межах 3–10 %. Це уможливило використання в більшості випадків при визначенні коефіцієнтів концентрації наближених методів. В особливо критичних випадках має сенс застосовувати результати розрахунків МКЕ (крива 6, рис. 3), що дають найбільш достовірний та одночасно консервативний результат.

У роботі проведено порівняльний аналіз довговічності роторів СТ турбіни потужністю 200 МВт за наявності та відсутності терморозвантажувальних канавок з метою обґрунтування варіантів конструкції, що має більшу довговічність. Розрахунок напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130 виконано на ЕОМ методом скінченних елементів в осесиметричній постановці з використанням програмного комплексу ANSYS. При оцінці можливого накопиченого пошкодження в запас міцності прийнято, що всі пуски відповідають найбільш несприятливим випадкам, тобто накопичення пошкоджень на дні терморозвантажувальних канавок досягається в циклах «Пуск з холодного стану», «Стаціонарний режим».

Проведено ряд розрахунків термонапруженого стану ротора СТ з метою обґрунтування варіантів конструкції з підвищеною довговічністю. Як початковий прийнято ротор з терморозвантажувальними канавками завглибшки 11 мм і радіусом закруглення 1,5 мм. Розглянуто також ротор з глибиною канавки 11,5 мм і радіусом 2,0 мм, ротор з глибиною канавки 12 мм і радіусом 2,5 мм. Показано, що напруження σ_z при збільшенні глибини канавки й радіусу закруглення зменшується (з –1240 до –1110 МПа), а напруження σ_r змінюється не так істотно (з –397 до –320 МПа). Досліджено також ротор за відсутності терморозвантажувальних канавок. При цьому отримано, що $\sigma_z = -451$ МПа та $\sigma_r = -120$ МПа. Проведений аналіз дозволяє дійти висновку, що усунення канавок або оптимізація їх форми не впливає на термін служби турбіни з погляду статичної міцності, оскільки він визначається напруженим станом розточки і придискової галтелі.

Визначено ресурс тривалої міцності ротора у разі тривалої експлуатації турбіни в базовому режимі для ділянок центральної розточки ротора і галтелі 1-го ступеня. Для розточки ротора відносно напрацювання становить $\bar{\tau} = \tau / \tau_* = 0,0341$ (τ – напрацювання, τ_* – час до руйнування) за час стаціонарної роботи $\tau = 10^5$ год, і вірогідність появи тріщини при цьому $R = 0,9998$. Якщо

виходити з роботи турбіни з базовим навантаженням 6000 год/рік і допустимій вірогідності не появи тріщини 99 %, допустимий час стаціонарної експлуатації становитиме приблизно 53 роки. Для ділянки галтелі 1-го ступеня за час розрахункового ресурсу ротора 10^5 год відносно напрацювання $\bar{\tau} = 0,0355$ і вірогідність не появи тріщини $R=0,99977$. За допустимою вірогідності не появи тріщини 99 % і річного напрацювання 6000 год допустимий час стаціонарної експлуатації становитиме приблизно 51 рік.

Було визначено пошкодженість у найбільш напружених зонах ротора відповідно до механізму малоциклової втоми у стаціонарних і змінних режимах. Як основну незалежну змінну, що використовується в критерії міцності при малоцикловому навантаженні, обрано амплітуду повних пружно-пластичних деформацій $\varepsilon_d = \Delta\varepsilon_i/2$, а в критерії міцності при статичному навантаженні – інтенсивність напруження σ_i . Розрахунки показали, що при попередньому прогріванні інтенсивність деформацій знижується для терморозвантажувальної канавки у 2,6 раза, а для галтелі – у 1,2 раза. Інтенсивність напруження має більше значення для галтелі при пуску з неохолодженого стану і при стаціонарному режимі.

Залишкова циклічна довговічність ротора при різних режимах роботи визначається найбільш напруженими зонами. При найбільш жорстких режимах – 50 пусків на рік з неохолодженого стану – лімітуючою зоною є придискава галтель диску 1-го ступеня з відповідним терміном служби 25 років (1250 пусків, 145000 год роботи).

У третьому розділі наведено уточненні критерії тривалої міцності.

Розглянуто питання початкової нерівномірності розподілу напруження і можливості її зниження в елементах ротора. Теоретичний коефіцієнт початкової нерівномірності суцільного плоского диску без навантаження від лопаток

$$K_T = \frac{\frac{3+\mu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2}{\frac{1}{3} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2} = \frac{9+3 \cdot \mu}{8} = 1,24. \quad (7)$$

При виготовленні такого диска з матеріалу, що характеризується ідеальною здатністю до перерозподілу напруження, отримаємо дійсний коефіцієнт $K_d = K_T = 1$. За відсутності цієї здатності $K_d = K_T = 1,24$, тобто міцність диску з малопластичного матеріалу в 1,24 рази менша від міцності ідеального диску ($1/1,24 = 0,808$, тобто приблизно 81 %).

Наявність у центрі диска циліндричного отвору спричинює початкову нерівномірність, що характеризується коефіцієнтом

$$K_T = \frac{\frac{3+\mu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot 2 \cdot r^2}{\frac{1}{3} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2} = \frac{18+6 \cdot \mu}{8} = 2,48. \quad (8)$$

Відносна міцність такого диску, виготовленого з матеріалу нездатного перерозподіляти напруження ($K_d = K_T$), становить $1/2,48 = 0,404$, тобто 40 % від міцності ідеального диску.

Прийнявши межу міцності σ_σ або тривалої міцності $\sigma_{\partial.n}$ як характеристики руйнування, одержуємо схему крихких руйнувань, що дозволило виробити критерії переходу до крихких руйнувань і перерозподілу напруження. Встановлено, що відношення межі міцності σ_σ до межі текучості $\sigma_{0,2}$ повинно бути менше, ніж жорсткість (γ) напруженого стану в найбільш навантаженій точці

$$\frac{\sigma_\sigma}{\sigma_{0,2}} < \frac{\sigma_1}{\sigma_i} < \gamma \quad \text{або} \quad \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_\sigma} > \frac{\sigma_i}{\sigma_1} = \frac{1}{\gamma}. \quad (9)$$

Виявлено, що виникнення крихких руйнувань пов'язане не тільки з властивостями матеріалу, але і з характером напруженого стану, що визначається його жорсткістю. Жорсткість напруженого стану часто зумовлена особливостями конструкції, зокрема, наявністю кутових переходів, канавок, отворів тих елементів, що створюють нерівномірність розподілу напруження. Тому слід урахувувати не лише крихкість, що характеризує власне метал, але й сукупність усіх факторів, які впливають на напружений стан деталі.

За максимального робочого напруження в роторі, що не перевищує межу повзучості при 1 % деформації ($\sigma_p \leq \sigma_n$) за 10^5 год, і з урахуванням значення межі тривалої міцності за $2 \cdot 10^5$ год подамо критерій надійності при продовженні ресурсу у вигляді

$$n_{\partial.n(2 \cdot 10^5)} \geq \frac{\sigma_{\partial.n(2 \cdot 10^5)}}{[\sigma_p]}, \quad (10)$$

де $\sigma_{\partial.n(2 \cdot 10^5)}$ – межа тривалої міцності матеріалу ротора за $2 \cdot 10^5$ год; σ_p – робоче максимальне напруження, що чисельно не перевищує значення межі повзучості за 10^5 год $\sigma_{n(1/10^5)}$; $\sigma_{n(1/10^5)}$ – межа повзучості при 1 % деформації за 10^5 год.

Результати випробувань, отримані останнім часом, показують, що для найбільш поширеної роторної марки сталі 25X1МФ при температурі $t = 500 - 525$ °С відношення межі тривалої міцності при $\tau = 10^5$ год до межі повзучості за 10^5 год у разі деформації 1 % складає

$$\frac{\sigma_{\partial.n(10^5)}}{\sigma_{n(1/10^5)}} = \frac{200}{175} = 1,14. \quad (11)$$

Це свідчить про те, що за допустимої напруги для $\tau = 10^5$ год

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{\partial.n(10^5)}}{n_{\partial.n}} = \frac{\sigma_{\partial.n(10^5)}}{1,6}, \quad (12)$$

яка відповідає нормативам, деформація повзучості за $2 \cdot 10^5$ год буде істотно нижчою від 1 %.

Запропоновано при новому проектуванні, спираючись на дані про σ_n за час $\tau = 10^5$ год, як першу оцінку за аналогією з виразами (10) і (11) використовувати критерій допустимого напруження на ресурс $2 \cdot 10^5$ год

$$[\sigma_p] \leq \frac{\sigma_{n(1/10^5)}}{K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}, \quad (13)$$

де $K_1^{(n)} = 1,15$ – коефіцієнт, що враховує розкид значень межі повзучості, що встановлюється аналізом новітніх даних; $K_2^{(n)} = 1,25$ – усереднений коефіцієнт зниження значення межі повзучості в інтервалі температур $500 - 525$ °C у разі деформації повзучості в інтервалі $0,5 - 1$ % за час $\tau = 2 \cdot 10^5$ год.

При цьому допустимі напруження повинні відповідати і критерію щодо тривалої міцності

$$[\sigma_p]_{\partial.n} \leq \frac{\sigma_{\partial.n(10^5)}}{K_1^{(\partial n)} \cdot K_2^{(\partial n)}}, \quad (14)$$

де $K_1^{(\partial n)} = 1,15$ – коефіцієнт, що враховує розкид значень межі тривалої міцності; $K_2^{(\partial n)} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує зниження межі тривалої міцності при збільшенні терміну служби до $\tau = 2 \cdot 10^5$ год.

Використовуючи вираз (11) й отримані залежності (13) і (14), одержуємо такий критерій

$$n_{\partial.n(2 \cdot 10^5)} \geq \frac{\sigma_{\partial.n(10^5)} \cdot K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}{\sigma_{n(1/10^5)} \cdot K_1^{(\partial n)} \cdot K_2^{(\partial n)}} = 1,14 \cdot \frac{1,15 \cdot 1,25}{1,15 \cdot 1,1} = 1,3, \quad (15)$$

і розрахункове напруження σ_p , що відповідає критерію (13), буде нижчим від значення критерію (14), зумовлюючи менше значення деформації повзучості.

За наявності достовірних даних щодо рівня межі тривалої міцності при новому проектуванні критерій (11) можна подати у такому вигляді

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{\partial.n(2 \cdot 10^5)}}{K}, \quad (16)$$

де $K = \frac{K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}{K_1^{(\partial n)} \cdot K_2^{(\partial n)}}$ – коефіцієнт, що враховує розкид значень межі повзучості

і межі тривалої міцності. Допустиме напруження σ_p згідно з (16) визначене виходячи зі значення межі тривалої міцності за $2 \cdot 10^5$ год.

У четвертому розділі розглянуто основні заходи зі збільшення ресурсу турбіни при збереженні маневреності агрегату: зниження тиску і температури пари на вході в турбіну; обмежена кількість пуско-зупинних режимів; безпечні пускові режими; відновлення працездатності металу в дефектних зонах.

Запропоновано схему експрес-контролю стану роторів ВТ і СТ, на підставі якої можна зробити висновок про можливість продовження ресурсу.

Проведений аналіз фактичних даних про повзучість роторів високого й середнього тисків турбіни К-200-130, отримані дійсні значення залишкової деформації роторів. Виявлено, що фактичне накопичення залишкової деформації менше розрахункового значення. Для всього парку роторів турбін потужністю 200 МВт накопичена залишкова деформація повзучості через 200 тис. год не перевищує 0,5 %.

На основі аналізу фактичних даних тривалої експлуатації роторів і дослідження їх термонапруженого стану виявлені зони, що представляють найбільшу небезпеку через імовірне утворення експлуатаційних тріщин, а також причини їхнього виникнення.

Розглянуті шляхи реновації паротурбоагрегату, що ґрунтуються на всебічному підвищенні показників термогазодинаміки, міцності, удосконаленні режимів експлуатації. При необхідності заміни фізично зношеного ротора, може бути реалізована наступна схема. Знову виготовлений ротор, оснащений робочими лопатками удосконаленої конструкції разом з новими діафрагмами, установлюється в існуючому корпусі, що зберігається в експлуатації, якщо він не вичерпав працездатності. Всі ці операції забезпечуються можливістю установки ротора з робочими лопатками й діафрагмами в існуючому корпусі. Надалі при вичерпанні ресурсу корпусу він може бути замінений при збереженні вже удосконаленого ротора з лопатками й новими діафрагмами.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу удосконалення методів підвищення довговічності ротора парової турбіни, визначено термін безпечної експлуатації ротора парової турбіни в умовах дії тривалих статичних і циклічних навантажень.

1. На основі аналізу відомих випадків пошкоджень елементів роторів виявлено фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації, виходячи з умов роботи високотемпературних деталей і вузлів, зважаючи, у першу чергу, на повзучість і тривалу міцність.

2. Проведено серію розрахунків, що дозволили визначити зони в конструкції ротора середнього тиску турбіни К-200-130, де найбільш імовірне утворення тріщин, отримати значення параметрів НДС і термоциклічної стійкості при різних режимах експлуатації.

3. Наведені результати чисельного аналізу формул оцінки коефіцієнтів концентрації напружень і розглянуто вплив різних факторів на їх значення. Запропоновано використання при визначенні коефіцієнтів концентрації наближених методів. Коефіцієнт концентрації K_{σ_z} не залежить від перепаду температур Δt_r і слабо залежить від показника степені n , тобто величина K_{σ_z} визначається, в основному, геометрією концентратора.

4. На основі розрахунків дано оцінку довговічності роторів за наявності й відсутності терморозвантажувальних канавок, які не впливають на термін служби турбіни з погляду статичної міцності. Разом з тим усунення канавок

підвищує термоциклічну міцність ротора й істотно знижує вірогідність його пошкоджень.

5. Встановлено ресурс тривалої міцності ротора виходячи з НДС критичних зон – розточки ротора і галтелі 1-го ступеня – у разі тривалої експлуатації турбіни в базовому режимі. Допустимий час стаціонарної експлуатації складає приблизно 51 рік. Визначено циклічну довговічність ротора при різних режимах роботи, яка зумовлена найбільш напруженими зонами. Лімітуючою зоною є придискова галтель диску 1-го ступеня з відповідним терміном служби 25 років.

6. Запропоновані критерії визначення міцних характеристик, при яких можливий перехід матеріалу суцільнокованого ротора у крихкий стан і його руйнування, що пов'язане з жорсткістю напруженого стану.

7. На основі проведеного аналізу механізму повзучості та вичерпання тривалої міцності запропоновано удосконалені критерії, що дозволяють знайти реальні значення продовжених ресурсів порівняно з нормативними. Виходячи зі значення межі тривалої міцності, розроблено критерій визначення напруження на ресурс до 200 тис. год.

8. Запропоновано можливі схеми реновації турбінного обладнання з метою продовження загального ресурсу турбіни при вичерпанні індивідуального ресурсу критичних вузлів.

9. Практичні результати дозволили розв'язати задачу про загальну і циклічну пошкодженість (розрахунок часу до зародження тріщини); отримати рекомендації щодо раціональної геометрії елементів ротора з підвищеною термоциклічною стійкістю (Філія ЦКБ «Енергопрогрес» ТОВ «Котлотурбопром» при продовженні строку експлуатації турбіни К-200-130 на Луганській, Курахівській та Старобешівській ТЕС). Результати дисертаційної роботи використано у навчальному процесі кафедри теплоенергетичних установок ТЕС і АЕС УПА.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Некоторые проблемы оценки и продления ресурса паровых турбин ТЭС / В.И. Берлянд, Н.А. Борисов, А.В. Пожидаев, В.В. Кривенюк, И.Г. Шелепов, Т.Н. Пугачева // Энергетика і електрофікація. – 2003. – № 5. – С. 12-16.

Здобувач приймала участь в розгляді питання оцінки, продовження залишкового ресурсу парових турбін.

2. Методы и вопросы оценки продления ресурса паровых турбин / Н.И. Мамонтов, Н.Г. Шульженко, А.В. Пожидаев, Т.Н. Пугачева // Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: зб. наук. пр. – Харків: ІПмаш НАН України, 2003. – С. 365-370.

Здобувач брала участь в методикі оцінки виробленого та залишкового ресурсу основних елементів парових турбін.

3. Пугачева Т.Н. Факторы, определяющие ресурс турбоустановки / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Східно - європейський журнал передових технологій. – 2006. – № 1. – С. 168-169.

Здобувачем показано, які фактори впливають на ресурс турбоустановки.

4. Пугачева Т.Н. Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Вістн. Нац. техн. ун-та «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – Вип. 2 – С. 148-153.

Здобувач приймала участь в визначенні показників старіння енергообладнання, а також в визначенні розрахункового і дійсного ресурсу.

5. Пугачева Т.Н. Пути реновации энергооборудования. Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Компресорне і енергетичне машинобудування. – 2007. – №1 (7). – С. 28-31.

Здобувачем були запропоновані шляхи реновації енергообладнання.

6. Пугачева Т.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния и термоциклической стойкости ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Вістн. Нац. техн. ун-та «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – Вип. 6 – С. 102-107.

Здобувач брала участь в розрахунку напружено-деформованого стану і термоциклічної стійкості ротору середнього тиску турбіни К-200-130 ЛМЗ.

7. Пугачева Т.Н. Анализ особенностей состояния высокотемпературных роторов и факторов, влияющих на их работоспособность и ресурс / Т.Н. Пугачева // Вістн. Нац. техн. ун-та «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – Вип. 3 – С. 92-97.

Здобувачем був зроблено аналіз особливостей стану високотемпературних роторів і факторів, що впливають на їх працездатність і ресурс.

8. Пугачева Т.Н. Коэффициенты концентрации напряжений и деформаций в терморазгрузочных канавках роторов паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Вістн. Кременчуц. держ. політехн. ун-та. – 2009. – Вип. 3, ч. 1. – С. 71-74.

Здобувачем показано вплив коефіцієнтів концентрації напруження і деформацій в терморозвантажувальних канавках роторів парових турбін.

АНОТАЦІЇ

Пугачова Т.М. - Удосконалення методів підвищення довговічності і шляху реновації парової турбіни – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини і турбоустановки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, 2009.

Дисертаційна робота присвячена визначенню тривалості безпечної експлуатації ротора парової турбіни в умовах дії тривалих статичних і циклічних навантажень на основі аналізу параметрів напружено-деформованого стану.

У роботі розглянуто особливості стану високотемпературних елементів парової турбіни, а також факторів, що впливають на їх працездатність і ресурс. Установлено, що основними факторами, які визначають довговічність роботи турбін ТЕС є повзучість і тривала міцність. У роботі подано оцінку коефіцієнтів концентрації напружень і деформацій у терморозвантажувальних канавках. Знайдено ресурс тривалої міцності ротора за умовами роботи критичних зон.

Визначено циклічну довговічність ротора при різних режимах роботи, яка зумовлюється найбільш напруженими зонами. Запропоновано уточнені критерії тривалої міцності металу роторів на основі аналізу сучасних даних про жароміцні властивості матеріалу і досвіду тривалої експлуатації. Вперше встановлено критерії оцінки механічних властивостей матеріалу суцільнокованих роторів, що дозволяють забезпечити зниження вірогідності крихких руйнувань. З'ясовано, що виникнення крихких руйнувань пов'язане не лише з властивостями матеріалу, але і з жорсткістю напруженого стану.

Ключові слова: парова турбіна, термонапружений стан, повзучість і тривала міцність, малоциклова втома.

Пугачева Т.Н. Совершенствование методов повышения долговечности и пути реновации паровой турбины – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.16 – турбомашины и турбоустановки, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, 2009.

Диссертационная работа посвящена определению продолжительности безопасной эксплуатации ротора паровой турбины в условиях воздействия длительных статических и циклических нагрузок на основе анализа параметров напряженно-деформированного состояния.

Впервые выполнен расчетно-теоретический анализ влияния конструктивных параметров ротора на его трещиностойкость. В работе рассмотрены особенности состояния высокотемпературных элементов паровой турбины, а также факторы, влияющие на их работоспособность и ресурс. Установлено, что определяющими долговечность работы турбин ТЭС, исходя из условий эксплуатации их высокотемпературных деталей и узлов (роторов ВД и СД), являются ползучесть и длительная прочность. Проведенная серия расчетов позволила определить слабые места в конструкции ротора среднего давления турбины К-200-130, получить значения параметров НДС и термоциклической стойкости при различных режимах эксплуатации, установить остаточный ресурс в условиях сложного нагружения и уточнить действительный ресурс эксплуатации с учетом наложения факторов, определяющих явления ползучести и малоцикловой усталости. Проведенный анализ позволил выявить раздельное влияние на долговечность факторов длительной статической и термоциклической прочности и в результате надежнее прогнозировать ресурс службы ротора.

Главной особенностью вопроса об остаточном ресурсе высокотемпературных роторов является накопление в металле из-за ползучести необратимой остаточной деформации со снижением его пластических свойств.

В зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения. В качестве критериев предельного состояния для конструкции

должны устанавливаться величины деформации ползучести и длительной прочности.

В работе дана оценка коэффициентов концентрации напряжений и деформаций в терморазгрузочных канавках. Приведены результаты численных исследований формул оценки коэффициентов концентрации напряжений и рассмотрено влияние различных факторов на их значения.

Проведен ряд расчетов термонапряженного состояния ротора СД с целью обоснования вариантов конструкции более высокой долговечности.

В работе проведен сравнительный анализ долговечности роторов СД турбины мощностью 200 МВт при наличии и отсутствии терморазгрузочных канавок с целью обоснования вариантов конструкции более высокой долговечности. Устранение канавок или оптимизация их формы не влияет на срок службы турбины с точки зрения статической прочности, т.к. он определяется напряженным состоянием расточки и придисковой галтели.

Найден ресурс длительной прочности ротора по условиям работы критических зон. Определена циклическая долговечность ротора при различных режимах работы, которая зависит от параметров наиболее напряженных зон. В результате проведенных расчетов НДС выделены наиболее напряженные зоны ротора (тепловая канавка переднего концевого уплотнения и придисковая галтель диска 1-й ступени), рассмотрены наиболее опасные пуски, при которых определены моменты действия максимальных напряжений и для них произведена оценка долговечности. Анализ расчетов показал, что при пусках с предварительным прогревом уплотнений упруго-пластическое деформирование в концентраторах на наружной поверхности ротора имеет место только при первом пуске, затем происходит приспособляемость и конструкция впоследствии деформируется упруго.

Впервые предложены уточненные критерии длительной прочности металла роторов на основе анализа современных данных о жаропрочных свойствах материала и опыта длительной эксплуатации.

Выполнено сопоставление зависимостей для максимальных напряжений диска с центральным отверстием по сравнению со сплошным диском.

Впервые определены критерии оценки механических свойств материала цельнокованных роторов, позволяющие обеспечить снижение вероятности хрупких разрушений. Установлено, что возникновение хрупких разрушений связано не только со свойствами материала, но и с жесткостью напряженного состояния. Коэффициентом жесткости является соотношение максимальных касательных и нормальных напряжений, характеризующих сопротивление пластической деформации и разрушение отрыва. Признаком протекания пластической деформации является возрастание касательных напряжений до уровня предела текучести материала раньше, чем нормальных напряжений до уровня сопротивления отрыву. В противном случае деталь разрушается хрупко.

Показано влияние различных факторов на малоцикловую усталость роторов.

Разработаны рациональные пути реновации турбоагрегатов. Проанализированы фактические данные о ползучести роторов высокого и среднего давлений турбины К-200-130.

Ключевые слова: паровая турбина, термонапряженное состояние, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость.

Pugachova T.N. The improvement of the increasing durability methods and the ways of the renovation of a steam turbine – 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, 2009.

The thesis is devoted to the determination of safe exploitation duration in conditions of long static and cyclic loadings on the basis of tense-deformed state analysis. The peculiarities of the state of a high temperature elements of a steam turbine and also the factors which influence their functionability and resource were considered in this work.

The carried out series of calculation gave a chance to determine weak sides in the construction of a middle pressure rotor of the turbine K-200-130, to get the values of VDC parameters and thermocyclical resistance in different regimes of exploitation, to set the residual resource in conditions of a complicated loading and to find out exactly a real resource of exploitation, considering a superposition of facts which reflect the effect of the creep and cycle fatigue. It allows to divide strictly the influence on the factors' long-term statistical durability and thermocyclical strength and as a result to predict surely the resource of rotor's work.

For the first time the more accurate criteria of the long-term metal rotor strength on the basis of the analysis of modern data of a heat-proof material and experience of a long-term exploitation are offered. For the first time the criteria of mechanical quality material assessment of a solid-forged rotor were determined. They allow to ensure the decreasing possibility of the fragile destruction.

It's determined that the emergence of fragile destructions is connected not only with the material quality but also with the roughness of the strain state. The influence of different factors on the rotor-cyclic fatigue is shown.

Key words: steam turbine, thermo-tense state, creep and long-term durability, cyclic fatigue.

Підписано до друку 30.12.2009 р. Формат 60х84¹/₁₆.
Папір офсетний. Друк - різнографія. Умовн. друк. арк. 0,9.
Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Зам. №

Надруковано у СПДФО Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво № 2 480 017 0000 040432 від 21.03.2001 р.
61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 16.