

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Тарасов Олександр Іванович

УДК 621.438:621.45.038.3

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І РОЗРОБКА
ЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖУВАННЯ ГАЗОВИХ ТУРБІН**

Спеціальність 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків–2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі турбінобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Науковий консультант

доктор технічних наук, професор
Бойко Анатолій Володимирович,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
завідувач кафедри турбінобудування

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Круковський Павло Григорович,
Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, завідувач
відділу моделювання процесів тепломасообміну в об'єктах енергетики та теплотехнологіях

доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Переверзєв Дмитро Андрійович,
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків,
провідний науковий співробітник відділу оптимізації процесів та конструкцій турбін

доктор технічних наук, професор
Малярєнко Віталій Андрійович,
Харківська національна академія міського господарства, науковий керівник центру енергозберігаючих технологій

Захист відбудеться жовтня 2009 р. о 14⁰⁰ 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 в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий «___» серпня 2009 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Термодинамічне вдосконалення ГТУ і ГТД всіх типів виконуються головним чином шляхом освоєння високих температур газу (T_g). Оскільки темпи підвищення жароміцності сплавів для газових турбін істотно відстають від зростання T_g , то у найближчому майбутньому єдиним шляхом підвищення T_g залишається застосування охолодження найбільш нагрітих і найбільш навантажених деталей газових турбін, в першу чергу соплових і робочих лопаток. Тому дослідження і вирішення проблем освоєння високих температур газу в газотурбінних установках за допомогою застосування високоефективного охолодження деталей турбін є одним з найбільш актуальних напрямів розвитку сучасного газотурбінобудування.

При створенні сучасних високотемпературних газотурбінних установок доводиться вирішувати комплекс питань, пов'язаних з організацією ефективного охолодження деталей турбін. Вітчизняні, а також зарубіжні організації і фірми накопичили великий досвід у розробці методів розрахунку зовнішнього і внутрішнього теплообміну в елементах охолоджуваних турбін, у створенні методів розрахунку термонапруженого стану і в оцінці міцності охолоджуваних лопаток, у вдосконаленні конструкцій елементів повітряних конвективних, плівкових, пористих і комбінованих систем охолодження, в розробці нових рідинних систем охолодження. Проте і на сьогодні проблема створення ефективних систем охолодження газових турбін не може вважатися повністю вирішеною. Подальше вирішення проблеми поділяється на ряд складових:

- вдосконалення методів визначення граничних умов теплообміну в проточній частині турбіни;
- створення точніших методів моделювання гідравлічних схем систем охолодження газових турбін;
- обґрунтування використання нетрадиційних теплоносіїв у системах охолодження;
- застосування нетрадиційних способів охолодження газових турбін.

Температура лопаток та інших елементів проточної частини в сучасних турбінах наближається до таких значень, коли невелике збільшення температури призводить до помітного зниження ресурсу роботи установки. У цих умовах виникає необхідність в точнішому, ніж раніше, прогнозуванні теплового стану найбільш навантажених частин турбіни. Таким чином продовжує бути актуальним вивчення теплообміну в проточній частині турбіни з метою вдосконалення методів розрахунку тепловіддачі.

У газотурбінних двигунах для охолодження використовується виключно повітря, відбір якого з циклу знижує ефективність. Тому доцільно використовувати інші теплоносії. Зокрема, в наземних газотурбінних установках доцільним є використання водяної пари. Тому розробка методів розрахунку розгалужених систем парового охолодження газових турбін і обґрунтування ефективності таких систем продовжує бути актуальним завданням у теперішній час.

У різних галузях техніки використовуються теплові труби з пористим наповнювачем, які мають високий коефіцієнт зведеної теплопровідності, що дозволяє застосовувати їх для передачі великих теплових потужностей за практично ізотермічних умов. У цьому розумінні їх застосування надзвичайно привабливе для охолодження елементів газових турбін. Проте розв'язування цієї задачі натрапляє на серйозні теоретичні та технологічні труднощі.

Визначені проблеми є актуальними для турбінобудування та складають напрямок дисертаційної роботи.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи тісно пов'язана з науковими програмами МОН України, планами і темами, які виконувалися в НТУ «ХПІ» на кафедрі турбінобудування у період з 1999 по 2008 роки.

Як науковий керівник очолював виконання держбюджетних НДР: «Фундаментальні наукові дослідження і розробка методу створення високоекономічних турбінних лопаток з ламінаризованими профілями» (ДР № 0103U001501, 2003–2005), «Фундаментальні наукові

дослідження систем транспіраційного і парового охолодження високотемпературних газових турбін» (ДР № 0106U001778, 2006–2008) та госпдоговірної науково-дослідної роботи «Розрахунок системи охолодження турбіни ГТЕ-115М» (ВАТ «Турбоатом», м. Харків, 2008).

Як відповідальний виконавець брав участь у виконанні держбюджетної НДР «Створення методів розрахунку гідродинаміки і теплообміну високотемпературних теплових труб. Використання теплових труб для теплової стабілізації елементів конструкцій газотурбінних установок» (ДР № 0100U001660, 2000–2002).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є вдосконалення систем охолодження газових турбін шляхом подальшого розвитку методів розрахунку теплового стану газових турбін, гідравлічних систем охолодження, а також застосуванням перспективних теплоносіїв і способів охолодження.

У процесі виконання роботи були розв'язані задачі:

- визначення коефіцієнтів тепловіддачі на торцевій поверхні міжлопаткового каналу для активних і реактивних профілів на основі застосування математичної моделі спряженого гідродинамічного і теплового пограничного шару;
- удосконалення методів розрахунку розгалужених систем охолодження газових турбін і закономірностей теплообміну у каналах цих систем;
- вивчення закономірностей течії і теплообміну однофазного і двофазного теплоносія в каналах системи охолодження на основі застосування математичної теплогазодинамічної моделі;
- оптимізація розгалужених систем охолодження газових турбін за допомогою ЛПт-пошуку;
- розробка розгалужених систем охолодження газової турбіни і порівняльний аналіз ефективності парового і повітряного охолодження;
- аналіз ефективності застосування вологої пари для охолодження соплової лопатки високотемпературної турбіни порівняно з паровим і повітряним охолодженням;
- вивчення закономірностей процесів руху і фазового переходу у пористих матеріалах, заповнених рідиннометалевим теплоносієм;
- чисельний аналіз теплового стану багатошарової системи, що складається з оболонки лопатки, зовнішня поверхня якої нагрівається газом, пористої прокладки, заповненої рідиннометалевим теплоносієм, і внутрішньої тонкої стінки, яка охолоджується повітрям;
- обґрунтування можливості застосування пористих прокладок з рідиннометалевим теплоносієм для вирівнювання температурного поля оболонки і збільшення ефективності її охолодження.

Об'єкт дослідження – охолоджувані елементи високотемпературних газових турбін.

Предмет дослідження – процеси теплообміну в проточній частині газової турбіни і у внутрішніх каналах систем охолодження, теплообмін у фазових переходах теплоносія в пористих матеріалах, моделювання розгалужених гідравлічних мереж систем охолодження.

Методи дослідження. Теоретичні положення дисертації базуються на фундаментальних основах теорії тепломасообміну, гідродинаміки, чисельних методах розв'язування задач теплопровідності, конвективного і двофазного теплообміну, методах розрахунку розгалужених гідравлічних мереж. Зокрема, для розрахунків гідравлічних мереж систем охолодження використано метод, оснований на теорії графів; для розрахунків теплового стану турбін – метод кінцевих елементів; для розв'язування системи звичайних диференціальних рівнянь теплогазодинамічної задачі – метод Рунне-Кута; для оптимізації систем охолодження – метод ЛПт-пошуку; для розв'язування задач тепломасообміну в насичених рідиннометалевим теплоносієм пористих прокладках – метод кінцевих елементів у поєднанні з методом Гальоркіна.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше:

1. Запропоновано і обґрунтовано модифікацію методу розрахунку розгалужених гідравлічних мереж з урахуванням стисливості теплоносія, що забезпечує похибку розрахунку витрати теплоносія не більше ніж 8–10 %.

2. Набув подальшого розвитку метод розрахунку відцентрового тиску повітря в різних за формою порожнинах біля дисків роторів газових турбін для моделювання розгалужених систем охолодження газових турбін, який дозволяє уникнути коливань при сходженні ітераційного процесу та забезпечує надійні результати у практично важливому діапазоні витрат повітря, що запирає внутрішні порожнини у роторі від надходження газу.

3. Запропоновано і обґрунтовано поправку до рівняння подібності для теплообміну в каналах системи охолодження прямокутного перерізу, яка вказує на зниження тепловіддачі у таких каналах у порівнянні з каналами круглого перерізу на 10–15 % залежно від співвідношення ширини до висоти.

4. Запропоновано в інтегральному методі розрахунку спряженого гідродинамічного і теплового пограничного шару використовувати уточнену залежність для тепловіддачі на торцевих поверхнях криволінійних каналів, яка дає можливість враховувати вплив на тепловіддачу особливостей течії в кутових зонах поблизу опуклого і увігнутого боків лопатки.

5. Для складних розгалужених систем охолодження високотемпературних газових турбін виконано аналіз ефективності парової системи охолодження у порівнянні з повітряною, який свідчить, що потрібна витрата пари порівняно з витратою повітря приблизно у два рази менше при утриманні температури деталей на однаковому рівні.

6. Показано ефективність вологої пари для охолодження лопатки газової турбіни, зроблено обґрунтовані висновки щодо необхідного значення початкового ступеня сухості пари на вході у внутрішні канали системи охолодження за допомогою розробленої математичної моделі сумісного вирішення рівнянь газодинаміки і теплообміну однофазних і двофазних теплоносіїв.

7. Запропоновано і теоретично обґрунтовано можливість застосування пористих елементів з рідиннометалевим теплоносієм для вирівнювання температурного поля оболонки лопатки і збільшення ефективності її охолодження за допомогою розробленої математичної моделі теплообміну і динаміки рідиннометалевого теплоносія у пористих матеріалах.

8. Доведено ефективність методу ЛПт-последовностей для оптимізації систем охолодження газових турбін за допомогою розробленого алгоритму, який був впроваджений у загальну програму розрахунку систем охолодження газових турбін.

Практичне значення одержаних результатів для галузі турбінобудування полягає у такому.

1. Розроблені метод і комп'ютерна програма для визначення граничних умов теплообміну на торцевих поверхнях міжлопаткових каналів у соплових і робочих лопатках, яка може застосовуватися в процесі проектування систем охолодження газових турбін для підвищення надійності розрахунків.

2. Дано рекомендації щодо визначення витрати пари у порівнянні з витратою повітря в системах охолодження стаціонарних газових турбін, які можуть використовуватися для попереднього аналізу парового охолодження.

3. Розроблено метод розв'язування одновимірної спряженої задачі газодинаміки, теплообміну однофазних і двофазних теплоносіїв та температурного стану оболонки лопатки; створено відповідну комп'ютерну програму, яку доцільно використовувати для проектування дефлекторних систем охолодження тонкостінних лопаток газових турбін.

4. Отримала подальший розвиток модель двофазного теплообміну у пористому середовищі, на основі якої створено програмний комплекс для моделювання теплообміну в багаточастинній системі, який дозволяє розробляти перспективні системи охолодження лопаток газових турбін.

5. Вдосконалено систему охолодження направляючої лопатки газової турбіни за допомогою використання пористих елементів, насичених двофазним теплоносієм, що є прикладом перспективної системи охолодження.

6. Створено алгоритм і відповідну програму оптимізації систем охолодження з урахуванням режимних і функціональних обмежень, яка дозволяє суттєво зменшити час на розробку розгалужених систем охолодження газових турбін.

Результати дисертаційної роботи впроваджено на: ВАТ «Турбоатом» (м. Харків, акт про впровадження від 19.05.2009), ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв, акт про впровадження від 18.05.2009), ВАТ «Актуальна механіка» (м. Харків, акт про впровадження від 15.12.2008) та у навчальний процес кафедри турбінобудування НТУ «ХПІ» (акт про впровадження від 15.05.2009).

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на: міжнародних науково-технічних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 1999, 2001, 2002, 2003, 2005, 2008); «HEAT/MASS TRANSFER MIF-92» (Мінськ, 1992), 4-й міжнародній конференції «Обратные задачи: идентификация, проектирование и управление» (Москва, 2003); міжнародній науково-технічній конференції «Вдосконалення турбоустановок методами математичного моделювання» (Зміїв, Україна, 2003); міжнародних науково-технічних конференціях «Power Engineering Research Problems» (Варшава, Польща, 1999, 2003), «International Joint Power Generation Conference» (Атланта, США, 2003), «ASME Turbo Expo» (Відень, Австрія, 2004), IV міжнародній науково-технічній конференції «Проблемы промышленной теплотехники» (Київ, 2005); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения» (Харків, 2006, 2007, 2008, 2009), міжнародній науково-технічній конференції «Моделирование-2008» (Київ, 2008), XII і XIII Всеросійській міжвузівській конференції «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели» (Москва, 2004, 2008).

Публікації. Основні результати досліджень опубліковано в 37 наукових роботах, серед них: 22 праці у фахових наукових виданнях ВАК України, 2 свідоцтва про офіційну реєстрацію програм для ЕОМ, 1 авторське свідоцтво.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, висновків. Повний обсяг дисертації становить 335 сторінок, серед них 149 рисунків по тексту, 24 рисунки на окремих 11 сторінках, 18 таблиць за тестом, список використаних джерел з 202 найменувань на 23 сторінках, додатки на 4 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується актуальність дослідження, формулюється мета роботи і перелік вирішуваних завдань, указується наукова новизна роботи і її практичне значення.

У першому розділі дисертаційної роботи зроблено огляд теоретичних та експериментальних робіт про теплообмін у каналах системи охолодження і в проточній частині газової турбіни. Розглянуто методи розрахунку розгалужених систем охолодження газових турбін та відмічено їх недоліки. Показано тенденції застосування повітряної системи охолодження. Проаналізовано особливості застосування пари в системах охолодження. Наведено відомості про роботи, присвячені дослідженню вологої пари як охолоджувача і можливості використання теплових труб як елемента систем охолодження деталей газових турбін. Проведено аналіз невирішених проблем за всіма напрямками.

У другому розділі обґрунтовується необхідність вдосконалення і створення нових інтегральних методів розрахунку теплового пограничного шару в інженерній практиці. Показано, що існуючі чисельні методи моделювання в'язких течій з використанням моделей турбулентності різного рівня не дозволяють поки з достатньою точністю розраховувати інтенсивність тепловіддачі, особливо в області переходу від ламінарного режиму течії в пограничному шарі до турбулентного. Чисельне моделювання течії в плоских решітках турбінних профілів типу ТС-1А підтвердило цей висновок (рис.1). Інтегральний метод розрахунку теп-

лового пограничного шару показав помітно кращий збіг з експериментом, ніж чисельне моделювання.

Аналіз досліджень теплообміну на торцевих поверхнях показав, що течія тут є складнішою, ніж на профілі лопатки і це не дозволяє описати тепловіддачу на торцевій поверхні простими рівняннями подібності. Тому в розрахунках теплового стану вінця турбіни використовується середній коефіцієнт тепловіддачі на торцевій поверхні міжлопаткового каналу. Проте проведені оцінки показали, що задання середнього коефіцієнта тепловіддачі замість локального може приводити до неприпустимої похибки розрахунку температури металу. Тому було виконано вдосконалено методи розрахунку локальної тепловіддачі на торцевій поверхні міжлопаткового каналу.

Система інтегральних рівнянь тривимірного гідродинамічного торцевого пограничного шару була виведена на основі залежностей, отриманих у роботі Гречаниченко Ю.В., і розв'язана відносно товщини втрати імпульсу і кута скосу потоку в пограничному шарі. Інтегральне рівняння теплового пограничного шару розв'язувалось відносно товщини втрати

ентальпії $\delta_{tx}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot u}{\rho_e \cdot C_e} \cdot \left(1 - \frac{T_w - T^*}{T_w - T_e^*} \right) dy$ і у системі координат Мейджора мало вигляд

$$\begin{aligned} \frac{\partial \delta_{tx}^{**}}{\partial x} + \delta_{tx}^{**} \cdot \frac{\partial \ln \Delta T}{\partial x} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \delta_{tx}^{**}}{\partial z} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \delta_{tx}^{**} \cdot \left(\frac{\partial I_t \cdot \varepsilon}{\partial z} + \frac{\partial \ln \Delta T}{\partial z} + \alpha'_x \right) + \\ + \delta_{tx}^{**} \cdot \left(\frac{\partial \ln C}{\partial x} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial z} \right) = St; \end{aligned} \quad (1)$$

де $\varepsilon = \tan \theta$, θ – кут відхилення донних ліній струменя від напрямку вектора швидкості зовнішнього потоку C_e ; $St = \frac{q_w}{\rho C_p \Delta T C_e}$ – критерій Стантона; q_w – тепловий струмінь на стінці,

$\Delta T = T_w - T_e^*$ – різниця між температурою стінки і загальмованою температурою зовнішнього потоку, I_t – формпараметр теплового пограничного шару, ρ – густина, C_p – теплоємність.

Вузловим моментом інтегрального методу розрахунку теплового пограничного шару є консервативний закон теплообміну, як для гідродинамічного пограничного шару є закон тертя. Коректування закону теплообміну було виконано з використанням вибірки експериментальних даних відносно локальної тепловіддачі на торцевих поверхнях у плоских турбінних решітках напрямних і робочих лопаток. Заздалегідь шляхом рішення оберненої задачі теплопровідності в двовимірній постановці були отримані згладжені розподіли інтенсивності тепловіддачі для всіх досліджених решіток. Відмічено, що в кутових зонах торцевої поверхні у всіх дослідах інтенсивність теплообміну була вища, ніж у середній частині.

Запропоновано для середньої частини торцевої поверхні закон теплообміну використовувати у вигляді

$$Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu}, \quad (2)$$

де ε_{Tu} , Tu – відповідно поправка на турбулентність і ступінь турбулентності зовнішнього потоку, що змінюється вниз за течією.

Для кутових зон, прилеглих до увігнутої і опуклої сторін лопатки, було запропоновано поправки до закону теплообміну відповідно у вигляді

$$\varepsilon_{\acute{o}\acute{a}} = 1 + 0,15 \frac{d_{\acute{a}\acute{e}}}{R}; \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\acute{i}\acute{i}} = 1 + 0,08 \frac{d_{\acute{a}\acute{e}}}{R}, \quad (4)$$

де $d_{\acute{a}\acute{e}} = 4F/\dot{\Gamma}$ – еквівалентний діаметр криволінійного каналу, F – площа перерізу, $\dot{\Gamma}$ – периметр перерізу, R – кривизна каналу.

Таким чином, рівняння подібності, що замикає інтегральну систему теплового погра-

Рис. 5. Блок-схема розрахунку системи охолодження (гідравлічний модуль)

ничного шару (1), відповідно для увігнутого і опуклого боків лопатки мало вигляд

$$Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{\phi a}; \quad (5)$$

$$Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{\phi i}, \quad (6)$$

де

$$Nu_{x0} = 0,0296 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}, \quad (7)$$

Порівняльний аналіз розрахунку з експериментом був проведений відносно місцевих коефіцієнтів тепловіддачі на торцевій поверхні для чотирьох решіток профілів активного і реактивного типу. Було встановлено, що в цілому розрахункові значення добре узгоджуються з експериментальними даними як якісно, так і кількісно (рис. 2, 3).

У третьому розділі виконано вдосконалення математичних моделей систем охолодження. Відмічено, що проектування є складним багатодисциплінарним процесом, який припускає багатократне виконання розрахунків теплового і напруженого стану деталей газової турбіни, визначення параметрів охолоджувача в каналах системи охолодження, а також проведення інших, не менш важливих розрахунків. Показано, що жодна з багатофункціональних програм не може повністю задовольнити всім потребам процесу проектування. Однією з причин цього є те, що параметри повітря або іншого теплоносія за течією у каналах системи охолодження значно змінюються у зв'язку з підігрівом і падінням тиску. Крім того, слід мати на увазі, що конструкції корпусу турбіни і частково ротора є тонкостінними оболонками, омиваними гарячим газом з одного боку, а з іншого – повітрям або іншим газоподібним теплоносієм. Оскільки визначення теплового стану охолоджуваних елементів газової турбіни і розподілення теплоносія в системі охолодження знаходяться у тісному взаємозв'язку. Ці задачі в загальному випадку не можуть бути розділені. У зв'язку з цим системи охолодження проектується за допомогою комп'ютерних програм різного ієрархічного рівня. Основною в цьому ланцюжку програм є програма взаємозв'язаного розрахунку гідравлічної мережі і температурного стану елементів газової турбіни, яка в максимальній мірі дозволяє враховувати всі особливості конструкції. Цим вимогам відповідає розроблений програмний комплекс ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis).

ТНА має широкі можливості проектування систем охолодження з різними теплоносіями. Він складається з двох основних модулів: модуля розрахунку розгалуженої гідравлічної мережі і модуля розрахунку теплового стану плоских і осесиметричних багатоскладових тіл. Обидва модулі працюють у зв'язаній постановці, суть якої полягає в обміні інформацією на кожному кроці ітераційного процесу (рис. 4).

Модуль розрахунку гідравлічної мережі базується на математичній моделі макрорівня, в якій використовувалися головним чином співвідношення алгебри. Модуль розрахунку температурного стану тіла це модель мікрорівня, тобто математична модель для рішення плоскі і осесиметричної задачі теплопровідності методом кінцевих елементів.

Використання двох модулів в зв'язаній постановці дозволяє знайти як параметри гідравлічної мережі, так і температурний стан охолоджуваної конструкції.

Методи розрахунку гідравлічних мереж вважаються добре відпрацьованими. У зв'язку з цим можна вказати на роботи Слітенко А.Ф., Кондращенко В.Я., Вінічука С.Д., Федорова М.Ю., Швеца І.Т., Дибана Є.П. та ін. У дисертаційній роботі гідравлічна мережа розраховувалася методом Андріяшева, який припускав організацію ітераційних циклів по незалежних контурах (рис. 5).

Температурний стан плоского або осесиметричного тіла розраховувався за допомогою МКЕ, який передбачає мінімізацію функціонала. Для осесиметричної задачі теплопровідності функціонал має вигляд

(8)

У двовимірній задачі використані найбільш прості кінцеві елементи – трикутні елементи з лінійною апроксимацією температури, що дають достатньо точне рішення для задач теплопровідності. У тривимірному випадку – шестигранні елементи. Швидкість зміни температури усередині кожного елемента передбачалася незалежною від координат, що дозволило уникнути осциляцій температури в нестационарних процесах.

Запропоновано використовувати члени функціонала Q і R для зведення тривимірної задачі теплопровідності до двовимірної. Такий підхід дозволив розраховувати елементи ротора і корпусу турбіни в осесиметричній постановці, враховуючи при цьому відведення теплоти при проходженні теплоносія крізь монтажні зазори між дисками і хвостовиками лопаток, крізь стики в корпусних елементах і т.д. Проведено аналіз похибки розрахунку температури, зумовлений таким спрощенням задачі, і показано у яких випадках слід виконувати подальші уточнюючі розрахунки в тривимірній постановці.

Незважаючи на те, що проблемі розрахунку охолодження елементів газових турбін присвячена велика кількість робіт, є необхідність удосконалювати методи розрахунку тепловіддачі в каналах системи охолодження і методи розрахунку гідравлічних схем.

Структурною одиницею гідравлічної схеми системи охолодження є канал, у якому втрачається повний тиск і відбувається підігрів теплоносія. Точність визначення втрат тиску і підігріву теплоносія, а також точність розрахунку гідравлічної мережі в цілому залежить від похибки обчислення коефіцієнта гідравлічного опору і коефіцієнта тепловіддачі в каналі. Проте геометрія каналів системи охолодження не обмежується тільки простими конфігураціями, теплообмін і опір у яких добре вивчені експериментально. Тому було виконано обширне чисельне дослідження теплообміну (CFD-аналіз) в деяких специфічних каналах. Таким чином був вивчений теплообмін у каналах круглого і прямокутного перерізу при великій різниці температури стінки і повітря, теплообмін у прямокутних каналах, переріз яких змінювався вздовж каналу, теплообмін у зоні вхідної кромки лопатки.

Встановлено, що в круглому каналі локальна тепловіддача за умови, що температура стінки T_c більше температури повітря T_p , досить добре описується рівнянням подібності

(9)

де ϵ – поправка на початкову ділянку

(10)

яка була запропонована Мухіним В.О., Сукомелом О.С., Величко В.І. для середньої тепловіддачі у трубі довжиною l . Порівняння розрахунків за рівняннями (9), (10) з результатами чисельного аналізу показало збіг локальної тепловіддачі з прийнятною похибкою уздовж всієї довжини каналу (рис. 6).

Рівняння (9) дещо відрізняється значенням показника ступеня і співмножника від рівняння з довідника з теплообміну Кутателадзе С.С. і Борішанського В.М. для середньої тепловіддачі, де вони мають значення відповідно 0,55 і 0,023. Враховуючи те, що чисельний аналіз не може бути цілком виправданою підставою для корекції експериментальних даних,

рівняння (9) виявилось корисним для аналізу впливу на тепловіддачу інших чинників. Зокрема, вивчено відмінність тепловіддачі в круглих і прямокутних каналах.

Як приклад використовувався канал охолодження, розташований на внутрішньому боці лопатки (рис. 7). Температура поверхні була задана рівною 1123 К, температура повітря на вході в канал 573 К. Ширина каналу варіювалася, але висота залишалася постійною і рівною 2 мм. Витрата повітря задавалася такою, щоб забезпечити швидкість повітря в межах 100 м/с, що є характерним для каналів систем охолодження. Встановлено, що внаслідок гальмування потоку в кутових зонах прямокутного каналу середня по периметру тепловіддача знижується в порівнянні з круглим каналом приблизно на 15–18 %, що відображається поправкою до рівняння (9):

$$\dots, \quad (11)$$

де h – висота, b – ширина каналу.

У каналах системи охолодження часто має місце трибічний теплообмін (рис. 7). Встановлено, що у цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі знижується ще на 10 % (рис. 8). Таким чином, застосування рівняння для круглого каналу (9) для розрахунку тепловіддачі в прямокутному каналі, як це зазвичай робиться, для каналу з трибічним теплообміном завищує коефіцієнт тепловіддачі більше ніж на 25 %. За деякими оцінками ця похибка може привести до зниження температури зовнішньої поверхні лопаток більше ніж на 30 К, що в значній мірі може відбитися на ресурсі їх роботи.

У розрахунках гідравлічних мереж найбільш складною і не до кінця розв'язаною проблемою є розрахунок замикання каналів, коли повітря досягає швидкості звуку. У зв'язку з цим запропоновано прийом, який дозволяє з похибкою, що не перевищує 10 %, розраховувати витрату повітря в цих випадках. Суть прийому полягає в діленні падіння повного тиску в каналі на дві складові

$$\dots. \quad (12)$$

Перша з них рівна падінню повного тиску в каналі за рахунок гідравлічного опору від величини повного тиску P_1^* на вході до деякого значення повного тиску P_e^* , якому відповідає умова $M=1$. Друга складова обумовлена додатковим опором. Якщо значення числа Маха скрізь у каналі менше одиниці, то $P_e^* = P_2^*$, де P_2^* – величина повного тиску на виході з каналу. Впровадження запропонованого підходу у розрахунок гідравлічних мереж дозволило помітно підвищити точність розрахунку і забезпечити надійну і швидку збіжність ітераційного процесу (рис. 5).

Точність запропонованого підходу аналізувалася шляхом зіставлення з результатами чисельного аналізу течії в трубах і діафрагмах з урахуванням стисливості, а також з експериментальними даними. У всіх випадках розрахунок за допомогою ТНА з описаним прийомом показував достатньо високу точність (рис. 9).

Однією з важливих проблем розрахунку систем охолодження роторів газових турбін є надійне врахування відцентрового натиску, яке визначає замикання придискових зазорів від проникнення газу з проточної частини турбіни. Чисельний аналіз течії в зазорах різних конфігурацій показав, що у всіх випадках відцентровий натиск залежно від витрати повітря описується залежністю вигляду 2, 3, 4 на рис. 10. Для визначення відцентрового тиску, як правило, розв'язується звичайне диференціальне рівняння рівноваги (Швець І.Т., Дибан Є.П) відносно закрутки потоку β

$$\dots, \quad (13)$$

де $x = r/r_1$, $\beta = \frac{w_r}{w_\phi} = \frac{\omega r}{w_\phi}$ – закрутка потоку, $Re_\omega = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}$, $K_v = \frac{2\pi r_2^2 s \rho \omega}{G_r}$ – кінематичний фактор, $A = 0,0274 K_v \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{2.6} \left(\frac{r_2}{s}\right) Re_\omega^{-0.2}$, ω – кутова швидкість.

У зіставленні з результатами CFD-аналізу було встановлено, що інтегрування рівняння (13) дозволяє знайти відцентровий тиск з прийнятною точністю у випадку відцентрового руху повітря (позитивна витрата) і при невеликих значеннях витрати доцентрового руху (негативна витрата). При великих значеннях витрати повітря або газу у напрямі до осі обертання структура течії в зазорі біля диска значно ускладнюється і тому не може бути описана рівнянням (13).

Проведений аналіз дозволив замінити багатократне інтегрування (13) для всіх зазорів у системах охолодження ротора попередньою побудовою імітаційних кривих типу $H=f(G)$ (рис. 11). Аналітичний опис відцентрового натиску привів до вдосконалення алгоритму Андріяшева пошуку витрат у незалежних контурах гідравлічної мережі системи охолодження. Як наслідок було покращено збіжність ітераційного процесу розрахунку гідравлічної мережі і виключено осциляції.

У четвертому розділі розглядається можливість використання в системі охолодження стаціонарних газових турбін перегрітої пари.

Виконаний порівняльний аналіз повітряної і парової системи охолодження включав спряжене рішення проблем теплопровідності твердого тіла і моделювання потоків охолоджувача в розгалуженій гідравлічній мережі. Аналізувалася система охолодження енергетичної газотурбінної установки, що призначена для роботи в парогазовому циклі. Зокрема, було проаналізовано систему охолодження частини корпусу з сопловим апаратом, соплові лопатки, диск турбіни, робочі лопатки першого ступеня, а також систему охолодження ротора в цілому.

Встановлено, що для всіх досліджуваних елементів заміна повітря на пару з тими ж, що і повітря, параметрами на вході в систему приводить до переохолодження. Наприклад, для лопатки з дефлекторною системою охолодження (рис. 12) заміна повітря на пару знижує витрати охолоджувача і одночасно знижує температуру лопатки. Така ж тенденція спостерігалася при аналізі температурного стану окремого диска газової турбіни і ротора турбіни в цілому (рис. 13).

Причина цього була пояснена відмінністю властивостей пари і повітря. При однакових умовах кінематична в'язкість, теплопровідність трохи відрізняються. Разом з тим спостерігалися сильні відмінності в густині, теплоємності і значенні критерію Прандтля. Густина пари була у півтора рази менше густини повітря, що збільшило швидкість пари і витрати повного тиску. Як наслідок заміна повітря на пару знижує витрати охолоджувача на 20 – 30 %.

Зростання швидкості пари зумовило зростання тепловіддачі у всіх каналах системи приблизно на 30 – 40 % (рис. 12). Крім того, температура пари зростала у меншій мірі внаслідок більшої теплоємності (приблизно в 2 рази) у порівнянні з повітрям.

Щоб не допустити переохолодження і зберегти температуру деталей на тому ж рівні, що і при повітряній системі охолодження, було знижено тиск пари на вході в систему. В результаті витрата пари в порівнянні з витратою повітря зменшилася в сопловому апараті на 45 %, в робочих лопатках на 35 %. Для всього ротора газової турбіни зниження витрати склало 32 %.

Таким чином, застосування пари як охолоджувача має переваги:

- при однакових з повітрям вхідному тиску і температурі значно знижується температура деталей турбіни при одночасному зменшенні витрати теплоносія;
- при приблизно однакових температурах деталей істотно знижується витрата пари в порівнянні з витратою повітря.

У п'ятому розділі проведено порівняльний аналіз для трьох типів теплоносіїв: повітря, перегрітої пари і вологої пари на прикладі охолодження соплової лопатки першого ступеня з дефлектором.

З цією метою розроблено метод, оснований на інтегруванні одновимірних рівнянь енергії, руху, нерозривності для теплоносія і одновимірного рішення рівняння теплопровідності для оболонки лопатки.

У випадку застосування однофазного теплоносія система диференціальних рівнянь складалася з:

$$\text{рівняння імпульсів} \quad ; \quad (14)$$

$$\text{рівняння нерозривності} \quad ; \quad (15)$$

$$\text{рівняння енергії} \quad . \quad (16)$$

У рівняннях (14) – (16) прийняті позначення: w – швидкість, p – тиск, ρ – щільність, Q – тепловий потік, $d_{\text{ек}}$ – еквівалентний діаметр каналу, λ – коефіцієнт опору тертя, f – площа поперечного перерізу каналу.

Для замикання системи рівнянь (14) – (16) використовувалося рівняння для потоку теплоти від газу крізь оболонку лопатки до охолоджувача

$$\text{де } \alpha_{\text{г}}, \alpha_{\text{ох}} \text{ – коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки і від стінки до охолоджувача, } T_{\text{г}} \text{ – температура газу, } T_{\text{ох}} \text{ – поточна температура охолоджувача, } \delta, \lambda \text{ – товщина стінки і теплопровідність матеріалу лопатки, } G \text{ – масова витрата охолоджувача, } h \text{ – висота лопатки.} \quad (17)$$

У випадку застосування вологої пари система диференціальних рівнянь зазнавала зміни, зумовленої збільшенням витрати парової фази в результаті кипіння вологої пари. Диференціальні рівняння визначали рух і теплообмін парової фази вологої пари. Вони включали:

$$\text{рівняння імпульсів} \quad ; \quad (18)$$

$$\text{рівняння нерозривності} \quad ; \quad (19)$$

$$\text{рівняння енергії} \quad , \quad (20)$$

де r – теплота паротворення.

У випадку застосування однофазного охолоджувача тепловіддача від оболонки до теплоносія розраховувалася за рівнянням

де T_c – температура стінки каналу, ε_l – коефіцієнт, що враховує довжину каналу, ε_{op} – коефіцієнт оребрення.

Після відповідних перетворень система рівнянь (14) – (17), (18) – (21) розв'язувалася методом Рунге-Кутта.

Теплообмін вологої пари характеризується помітно більшою інтенсивністю в порівнянні з сухою парою. Проте надійних залежностей через надзвичайну складність процесу двофазного теплообміну на сьогодні не існує. Тому використовувалися орієнтовні поправкові коефіцієнти до залежності (21), що ґрунтуються на результатах дослідів, у яких вивчався двофазний теплообмін у зігнутій трубці.

Проведені розрахунки показали, що у випадку застосування охолоджувачем перегрітої пари замість повітря температура зовнішньої стінки лопатки знижувалася приблизно на 150 К при одночасному зниженні підігріву теплоносія (рис. 14). У випадку застосування вологої пари охолодження відбувається при температурі насичення до тих пір, поки ступінь сухості пари не досягне одиниці. Тому глибина охолодження у випадку застосування вологої пари є більшою, ніж при використанні повітря і перегрітої пари. Показано, що для охолодження аналізованої лопатки вологість пари на вході має бути 13 %.

Волога пара привела до істотного заохолодження лопатки. Це дозволило істотно скоротити витрату охолоджувача або підвищити температуру газу. При підвищенні температури газу на 200 К температура стінки лопатки знаходилася в прийнятному температурному стані.

Було проведено також оцінку застосування повітря і пари для охолодження торцевої поверхні міжлопаткового каналу високотемпературної газової турбіни. Для цього проаналізовано схему охолодження, в якій охолоджувач подавався всередину міжлопаткового каналу. З боку газу задавалися коефіцієнти тепловіддачі, які були визначені за методом розділу 2. Показано, що заміна повітря на перегріту пару дає змогу понизити температуру торцевої стінки у середньому на 60 – 65 К з одночасним зменшенням нерівномірності температури. У випадку приблизно однакових температур стінки витрата перегрітої пари менше витрати повітря на 35 %.

У шостому розділі розглянуто оптимізацію систем охолодження з використанням програмного комплексу ТНА, в який був упроваджений модуль оптимізації (рис. 15). Було застосовано метод систематичного перегляду багатовимірного простору параметрів за допомогою пробних точок ЛПт–послідовностей, що за даними Соболя І.М. і Статникова Р.Б. є найбільш рівномірно розподіленими серед усіх відомих послідовностей.

Метод дозволив розв'язувати багатокритерійну оптимізаційну задачу для систем охолодження газотурбінних установок у багатовимірному просторі варійованих параметрів з урахуванням різних функціональних і параметричних обмежень, що накладаються відповідно до технологічних можливостей виготовлення деталей турбіни і вимог щодо забезпечення надійності. Метою оптимізації було забезпечення допустимого температурного рівня газової турбіни при мінімальних витратах на охолодження. Як критерії, що оптимізуються, були прийняті:

- витрати повітря, яке подається в систему охолодження з різних відборів компресора;
- термодинамічні параметри повітря, яке подається в систему охолодження, відповідні їх значенням за конкретними ступенями компресора;
- витоки повітря з системи охолодження в проточну частину газової турбіни.

Як функціональні обмеження використовувалися максимальні і середні температури деталей турбіни або ті параметри охолоджувача, за якими можна судити про температуру деталей (коефіцієнти тепловіддачі, витрати і температура охолоджувача в деяких каналах

системи). Як параметричні обмеження використані обмеження на геометричні розміри і кількість каналів в елементах охолоджуючого тракту.

Численні розрахунки показали, що такий метод, реалізований в ТНА, гарантує знаходження оптимального варіанта системи охолодження навіть при великій кількості критеріїв, що оптимізуються, варійованих параметрів, функціональних і параметричних обмежень. При цьому вихідний потік інформації містить не тільки оптимальний варіант системи охолодження, але і найбільш ефективні варіанти з паретової множини, які за економічністю де-що поступаються оптимальному, але можуть, в загальному випадку, вигідно відрізнятися за технологічністю виготовлення або мати високу надійність в експлуатації.

Ефективність застосування методу ЛПП–пошуку показана для систем охолодження ряду направляючих і робочих лопаток газової турбіни.

Виконано оптимізацію системи охолодження петльового типу для робочої лопатки (рис. 16). На першому етапі оптимізації варіювалися тільки чотири геометричні параметри – ширина щілини у вихідній кромці в чотирьох перерізах лопатки. Оптимальний варіант був знайдений серед відносно невеликої вибірки з 500 варіантів і характеризувався зменшеною витратою на 27,6 % у порівнянні з початковим і значно більш рівномірним полем температури (рис. 17). Подальша оптимізація здійснювалася з введеними додатковими варійованими параметрами – висотою і кроком поперечних ребер, використовуваними для турбулізації потоку у вертикальних каналах лопатки. При такому істотному збільшенні кількості параметрів оптимум був знайдений серед вибірки з 10000 варіантів. Знайдений варіант виявився істотно більш вигідним у порівнянні з початковим. Витрата повітря складала всього 68 % від початкової витрати, перепади температури уздовж профілю лопатки і по висоті значно зменшилися (рис. 18).

У сьомому розділі розглянуто альтернативний підхід до організації систем охолодження газових турбін. Охолоджені елементи конструкції газових турбін, особливо лопаток, характеризуються досить складною формою внутрішніх порожнин. Часто вони мають настільки малі розміри, що організація повітряної або парової систем охолодження є неможливою. Така ситуація може мати місце у випадках вхідної і особливо вихідної кромки лопаток. Розміри вихідної кромки лопатки нерідко не дозволяють взагалі розмістити усередині охолоджуючий канал. У цьому випадку повітря виводиться з внутрішньої порожнини через отвори увігнутої частини оболонки лопатки, розташовані на відстані 10–15% від вихідної кромки.

Як для лопаток малих розмірів з хордою 30–40 мм, так і для лопаток з хордою 100 і більше міліметрів падіння температури уздовж лопатки від вхідної кромки до вихідної може скласти 100 і більше градусів. Вирівнювання температури лопатки може бути досягнуте, якщо з боку охолоджувача розташувати елементи, що володіють високою теплопровідністю, дозволяють перерозподіляти відведення теплоти до повітря. Відомо, що теплові труби з пористим наповнювачем володіють високою зведеною теплопровідністю. Проте через малі розміри внутрішніх порожнин лопаток розмістити усередині теплову трубу не вдається. Тому як альтернатива запропоновано використовувати тільки елементи теплових труб, а саме тільки їх пористу частину у вигляді пластин або елементів складнішої форми. Ці елементи повинні прилягати до внутрішньої оболонки лопатки з одного боку, а з другого боку – охолоджуватися повітрям або паром.

Застосування теплових труб і пропонованих пористих елементів у системах охолодження газових турбін можливо в перспективі за умови проведення глибоких наукових досліджень і технологічних розробок. Зроблено перший крок у цьому напрямі, а саме: розроблено математичну модель, що описує процеси теплообміну в пористому елементі, заповненому рідким лужним металом (K, Na, Li), і процесу теплопровідності в металевій оболонці лопатки. Використовуючи модель, проведено аналіз ефективності такого способу охолодження лопаток турбіни газотурбінного двигуна.

Для опису процесу передачі теплоти за рахунок взаємного переміщення рідкої і парової фаз у пористому середовищі було використано математичну модель, яка складалася з рівняння збереження енергії для зведеної ентальпії H

(22)

рівняння збереження маси, записаного відносно зведеного тиску двофазного теплоносія

(23)

рівняння теплопровідності для оболонки лопатки відносно температури T

(24)

У рівняннях $\vec{u}$, ρ , ν – швидкість, густина і кінематична в'язкість двофазного середовища; ε – об'ємна пористість, σ – поверхневий натяг, K – проникність; γ_h , Γ_h – параметри, які залежать від пористості, властивостей теплоносія і насичення s ; C , λ – об'ємна теплоємність і теплопровідність матеріалу твердого тіла.

Рівняння (22) випливало із загального рівняння збереження енергії для системи, яка включала у себе тверду матрицю і двофазну суміш. При цьому зроблено допущення про те, що в матриці, парі і рідинній фазі спостерігається термодинамічна рівновага, тобто передача енергії відбувається тільки за рахунок взаємної дифузії пари і рідини. Рівняння (22) придатне і в тій ситуації, коли в пористому середовищі присутня як двофазна зона, так і однофазні зони, зайняті відповідно парою і рідиною.

Рівняння (23) отримано в результаті складання рівнянь збереження закону Дарсі для рідкої і парової фаз.

У загальному випадку задача розв'язувалася у нестационарній постановці (зовнішній цикл). На кожному часовому кроці виконувалися додаткові ітерації (внутрішній цикл), в яких перераховувалися властивості двофазного теплоносія, які були залежні від насиченості, і властивості пористого середовища.

Адекватність математичної моделі і її програмної реалізації було встановлено зіставленням із результатами фізичного експерименту з теплообміну в пористих середовищах, заповнених водою.

Запропоновано використовувати натрій як теплоносій, який через меншу хімічну активність дозволяє виготовляти пористі структури з доступних матеріалів, таких як хромонікельові неіржавіючі сталі і нікель. Термін придатності таких пористих структур більше ресурсу двигуна і складає $1,3 \cdot 10^5$ годин при вмісті в натрії кисню $2 \cdot 10^{-3} \%$.

Показано ефективність передачі великих теплових потоків у пористих прокладках, розміри яких дозволяють встановлювати їх на внутрішній поверхні оболонки лопатки турбіни. Розглянуто одношарові, двошарові і тришарові пористі моделі з нерівномірним тепловим навантаженням, знайдено оптимальні співвідношення характеристик кожного з шарів. Як приклад розглянуто модель пористої прокладки з нерівномірним тепловим потоком на поверхні, який імітував зміну тепловіддачі від газу до профілю турбінної лопатки. На внутрішньому боці було задано температуру насичення натрію, яка рівнялася $881,7^\circ\text{C}$ (рис. 19). Встановлено, що весь об'єм порожнини був заповнений як рідким, так і парою натрію при температурі насичення (рис. 19а). Розрахунок температурного стану повністю металеві оболонки за тих же граничних умов показав, що в цьому випадку зміна температури мала місце у межах від 1023°C до 890°C . Перепад температури складав 123°C (рис. 19б).

Був виконаний аналіз теплового стану вхідної кромки газової турбіни для двох варіантів конструкції: традиційної металеві вхідної кромки (рис. 20) і вхідної кромки з пористою прокладкою зі спеченого сталеві порошку з пористістю 0,6 (рис. 21). Розглянутий не роз-

рахунковий режим течії газу з ударом в увігнуту частину профілю. При цьому коефіцієнт тепловіддачі мав максимальне значення $6000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ на увігнутій частині профілю і мінімальне $2000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ на невеликій відстані від точки розділення потоку на опуклій частині. З внутрішнього боку кромка охолоджувалася повітрям, що надходило з дефлектора через систему отворів.

Для металевої оболонки лопатки в цих умовах мали місце значні перепади температури. Так на короткій відстані уздовж профілю температура поверхні лопатки змінювалася на 90°C (рис. 20).

У випадку використання пористої прокладки (рис. 21) температурне поле металу лопатки значно вирівнювалося, нерівномірність температури поверхні становила всього 26°C . У середині пористого елемента знаходилася ізотермічна двофазна зона з температурою насичення натрію. Насиченість натрію змінювалася від 5 % поблизу зони нагріву до 95 % поблизу зони охолодження.

Проведений аналіз показав доцільність використання натрію як допоміжного теплоносія для теплової стабілізації елементів газових турбін. Виявилось можливим отримати оптимальне співвідношення між проникністю пористого середовища і геометричними розмірами пористого елемента, яке забезпечувало транспорт теплоносія і дуже близький до ізотермічного стан оболонки лопатки.

Виконано модернізацію системи охолодження прямої лопатки високотемпературної газової турбіни високого тиску авіаційного двигуна. Один із варіантів початкової системи охолодження не забезпечував прийнятний температурний рівень (рис. 22). Максимальна температура спостерігалася в зоні вихідної кромки і складала 1020°C , температура вхідної кромки була біля 840°C . Таким чином, падіння температури по опуклій і увігнутій частині лопатки досягало $100 - 150^\circ\text{C}$.

Застосування уздовж обводу профілю пористої прокладки з натрієм привело до вирівнювання температур лопатки і зменшення температури вхідної і вихідної кромки (рис. 23). При цьому витрата повітря була така, як у попередній конструкції. Пориста прокладка мала товщину 3 мм, що в 2 рази перевищувало товщину оболонки. У зв'язку з цим її не вдалося розмістити у зоні вихідної кромки лопатки і тому температура вихідної кромки знизилася тільки до 970°C . В той же час температура вхідної кромки знизилася до 820°C . На 13°C зменшилися перепади температури на опуклій і увігнутій поверхнях оболонки лопатки в місцях установки пористої прокладки.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну проблему удосконалення методів розрахунку тепловіддачі і течії у розгалужених гідравлічних схемах, теплообміну у проточній частині газової турбіни і у пористих системах, насичених рідким металом. Всі розроблені та удосконалені методи були втілені у відповідні комп'ютерні програми, що дозволило створити і дозволяє створювати у майбутньому ефективні конструкції систем охолодження сучасних і перспективних газових турбін.

1. Розроблено інтегральний метод розрахунку гідродинамічного і теплового пограничного шару та створено відповідну комп'ютерну програму, яка дозволяє визначати коефіцієнти тепловіддачі на торцевих поверхнях міжлопаткових каналів активних і реактивних профілів турбінних лопаток.

2. Удосконалені методи розрахунку розгалужених систем охолодження газових турбін, зокрема:

- розроблено і впроваджено в спільний алгоритм розрахунку гідравлічних схем систем охолодження газових турбін метод врахування замикання каналів у випадку досягнення швидкості звуку;
- метод розрахунку відцентрового тиску, який був інтегрований у загальну схему розрахунку системи охолодження роторів турбін;

- запропоновано поправку до розрахунку теплообміну в каналах системи охолодження прямокутного перерізу з чотирибічним і трибічним обігріванням;
- запропоновано спосіб визначення тепловіддачі в каналах прямокутної форми з прохідним перерізом, що різко змінюється.

3. Встановлено закономірності течії і теплообміну однофазного і двофазного теплоносія в каналах системи охолодження лопаток газових турбін та визначено переваги вологої водяної пари за допомогою розробленої математичної теплогазодинамічної моделі та відповідної комп'ютерної програми.

4. Виконано багатофакторну оптимізацію систем охолодження газових турбін на допомогу розробленого алгоритму методу ЛПт-пошуку та відповідної комп'ютерної програми.

5. Розроблено розгалужені системи охолодження елементів газових турбін і доведено ефективність водяної пари як охолоджувача у порівнянні з повітрям, що дозволяє рекомендувати широке застосування водяної пари для вказаних цілей.

6. Розроблено метод та комп'ютерну програму для аналізу теплового стану багатошарової системи, що складається з оболонки лопатки, зовнішня поверхня якої нагрівається газом, пористої прокладки, заповненої рідиннометалевим теплоносієм, і внутрішньої тонкої стінки, яка охолоджується повітрям.

7. Обґрунтовано можливість застосування пористих прокладок з рідиннометалевим теплоносієм для вирівнювання температурного поля оболонки і збільшення ефективності її охолодження.

8. На основі розроблених і вдосконалених методів виконано розрахунки сучасних і запропоновано перспективні системи охолодження. Зокрема, отримано такі результати:

- доведено, що для систем охолодження корпусу, ротора, соплових і робочих лопаток витрата перегрітої водяної пари забезпечує ті ж параметри систем охолодження, що і повітря при менших приблизно в два рази витратах охолоджувача;
- доведено ефективність вологої пари для охолодження лопатки газової турбіни і зроблено висновки щодо вибору значення початкового ступеня сухості вологої пари.

9. Результати роботи впроваджені на: ВАТ «Турбоатом», ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», ВАТ «Актуальна механіка» та у навчальний процес кафедри турбінобудування НТУ «ХПІ».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Тарасов А.И. Локальный теплообмен и профильные потери на охлаждаемых лопатках ГТУ с учетом зависимости физических свойств газа от температуры / А.Ф. Слитенко, А.И. Тарасов // Энергетическое машиностроение.— Харьков.— 1986.— Вып. 41. — С. 60–63.
Здобувачем проведені розрахунки пограничного шару на профілі лопатки турбіни і зроблена оцінка впливу залежності властивостей газу від температури на інтенсивність теплообміну.
2. Тарасов А.И. Особенности решения задач нестационарной теплопроводности методом конечных элементов / А.И. Тарасов, В.И. Челак // Энергетическое машиностроение.— Харьков.— 1986.— Вып. 42. — С. 94–101.
Здобувачем обґрунтований порядок апроксимації часової похідної температури в методі кінцевих елементів, доведено зниження осциляцій температури при розрахунку нестационарних задач теплопроводности.
3. Тарасов А.И. Учет трехмерности температурного состояния энергетического оборудования с помощью объемных источников теплоты / А.И. Тарасов, В.И. Челак // Энергетическое машиностроение. — Харьков.— 1988. — Вып. 46. — С. 57–60.

Здобувачем запропонований підхід для розрахунку температурного стану роторів і корпусів в осесиметричній постановці з урахуванням відтоку теплоти в канали охолодження, які розташовані у площині, що проходить через вісь обертання.

4. Тарасов А.И. Исследование температурного состояния диска газовой турбины с помощью комплексной программы совместного расчета системы охлаждения и температурного поля / А.Ф. Слитенко, А.И. Тарасов, В.Б. Титов, В.И. Челак // Энергетическое машиностроение. – Харьков. – 1989. – Вып. 47. – С. 28–33.

Здобувачем виконаний аналіз ефективності системи охолодження диска газової турбіни.

5. Тарасов А.И. О целесообразности регулирования расхода воздуха на охлаждение газовой турбины на режимах частичной нагрузки / [А.Ф. Слитенко, А.М. Темиров, А.И. Тарасов, В.Б. Титов, А.В. Зрелов, В.И. Челак] – Теплоэнергетика. – М., 1990. – № 9. – С. 48–50.

Здобувачем проведені розрахунки системи охолодження газової турбіни на часткових навантаженнях, зроблений аналіз результатів розрахунків.

6. Тарасов А.И. Особенности применения датчиков ИМТК в газотурбостроении / [А.И. Тарасов, В.И. Челак, Л.А. Ефимчук, Я.И. Блюмин] – Теплоэнергетика. – М., 1992. – №10. – С. 65–67.

Здобувачем виконані розрахунки тривимірного температурного поля датчика ИМТК, заглибленого в лопатку. Зроблена оцінка похибки вимірювання температури лопатки.

7. Тарасов А.И. Оценка возможности применения жидкометаллических теплоносителей для охлаждения лопаток газовых турбин / А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. научных трудов ХГПУ. – 1999. – Вып. 7. – Ч 3. – С 81–84.

Здобувачем розроблена програма розрахунку і виконаний аналіз застосування рідинно-металевих теплоносіїв для охолодження лопаток газових турбін.

8. Tarasov A. Evaluation of the possibility of liquid–metal using for gas turbine cooling/ A.Tarasov, O.Litvinenko// Problemy badawcze energetyki cieplnej: Prace naukowe – Mechanika. – Warszawa : Politechnika Warszawska. – 1999. – z.181.– P. 287–293.

Здобувачем обґрунтована можливість використання рідкісноземельний металів у системах охолодження лопаток турбін.

9. Тарасов А.И. Исследование теплового состояния конструкций огнетехнических установок методом конечных элементов / [В.М. Кошельник, А.В. Кошельник, А.И. Тарасов, Ю.М. Жуков] // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков : ХГПУ. – 1999. – №. 36. – С. 3–8.

Здобувачем розроблена математична модель конструкції, проведений аналіз теплового стану установки.

10. Тарасов А.И. Методика расчета теплообменного аппарата с термосифонными трубками / А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2001. – №7. – С. 217–223.

Здобувачем розроблена методика розрахунку теплообмінного апарату з термосифонними трубками.

11. Тарасов А.И. Применение пористых сред для выравнивания температурного поля элементов газовых турбин / А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2002. – №9. – Т. 12. – С. 175–180.

Здобувачем доведена можливість використання елементів з двофазним теплоносієм для зниження температурних перепадів охолоджуваних деталей газових турбін.

12. Тарасов А.И. Использование элементов с жидкометаллическим теплоносителем в системах охлаждения газовых турбин / А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко // Совершенствование турбоустановок методами математического моделирования: Сб. научн. трудов. – Харьков : Ин-т проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины. – 2003. – Т.1. – С. 270–274.

Здобувачем визначені граничні умови теплообміну, показана ефективність вирівнювання перекосів температури за допомогою пористих елементів з рідким металом.

13. Tarasov A. Implementation of heat pipes for gas turbine cooling/ A.Tarasov, O.Litvinenko // Problemy badawcze energetyki cieplnej: Prace naukowe – Mechanika. – Warszawa : Politechnika Warszawska. – 2003. – z202.– P. 283-290.

Здобувачем обґрунтована можливість використання пористих елементів для зниження перепадів температури у лопатках турбін.

14. Тарасов А.И. Применение пористой подложки, насыщенной жидкометаллическим теплоносителем в направляющей лопатке турбины высокого давления авиационного двигателя / А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2005. – №6. – С. 77 – 80.

Здобувачем обґрунтована ефективність вирівнювання перекосів температури за допомогою пористих елементів з рідким металом.

15. Тарасов А.И. О моделировании теплообмена на профилях турбинных лопаток с помощью CFD программ / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов, Е.В. Рассохин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2005. – № 6. – С. 81–84.

Здобувачем визначена завдання дослідження, аналіз результатів CFD-розрахунків тепловіддачі на профілях лопаток турбін.

16. Тарасов А.И. Решение сопряженной задачи расчета трехмерного гидродинамического и теплового пограничного слоя / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2005. – № 29. – С.67–76.

Здобувачем розроблений інтегральний метод розрахунку гідродинамічного і теплового пограничного шару.

17. Тарасов А.И. Замена воздуха на пар в системах охлаждения действующих газовых турбин / А.И. Тарасов // Тяжелое машиностроение. –2006. – №1.– С. 12–14.

18. Тарасов А.И. Моделирование теплового состояния лопаток газовых турбин с дефлекторной системой охлаждения / В.М. Капинос, А.И. Тарасов, В.Н. Пустовалов// Электронное моделирование.– 2006.– №1.– С. 99–107.

Здобувачем розроблений метод теплогідравлічного розрахунку, проведені розрахунки системи охолодження прямої лопатки газової турбіни.

19. Тарасов А.И. Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2006. – №5. – С. 47–52.

Здобувачем виконаний аналіз ефективності застосування пари для охолодження диска і лопаток газової турбіни.

20. Тарасов А.И. Особенности применения воздуха, пара и влажного пара в системах охлаждения газовых турбин / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2007. – №2. – С. 59–63.

Здобувачем розроблений метод теплогідравлічного розрахунку охолодження прямої лопатки газової турбіни вологою парою.

21. Тарасов А.И. О возможности 1-D моделирования течения в придисковых полостях газовых турбин / А.И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2007. – №2. – С. 115–120.

Здобувачем виконаний аналіз похибки одновимірного розрахунку тиску, що створюється у зазорі між диском і статором.

22. Тарасов А.И. Оптимизация системы охлаждения турбинной лопатки дефлекторного типа / А.И. Тарасов, И.А. Долгов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2008. – №.6. – С. 76–82.

Здобувачем визначене завдання дослідження і впроваджений модуль оптимізації в загальну програму розрахунку систем охолодження, виконаний аналіз результатів.

23. Тарасов А.И. Определение граничных условий теплообмена на торцевых поверхностях межлопаточных каналов газовых турбин / А.И. Тарасов, В.Б. Титов, А.А. Гуринов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2008. – №.6. – С. 88–92.
Здобувачем визначена задача аналізу, виконаний аналіз результатів розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі інтегральним методом.
24. Тарасов А.И. Анализ теплообмена при струйном охлаждении входной кромки лопатки газовой турбины / А.И. Тарасов, И.А. Долгов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2009. – №.3. – С. 122–127.
Здобувачем визначене завдання, виконаний аналіз критерійних рівнянь для розрахунку теплообміну в зоні вхідної кромки лопатки.
25. Тарасов А.И. Учет центробежного эффекта в расчетах систем охлаждения роторов газовых турбин / А.И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2009. – №3. – С. 138–143.
Здобувачем проведений CFD-аналіз течії в зазорі між диском і статором газової турбіни, виконане обґрунтування використання імітаційної залежності для тиску.
26. Тарасов А.И. Охлаждаемая лопатка газовой турбины / А.И. Тарасов, В.Б. Титов // а. с. №1543910 СССР Заявлено 15.10.1986.
Здобувачем обґрунтовано принцип охолодження лопатки турбіни.
27. Тарасов А.И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)/ А.И.Тарасов, А.И.Долгов // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2006613871.–Российская федерация, Заявка №2006613693, дата поступления 2.10.2006, зарегистрировано 10.10.2006.
Здобувачем розроблені основні модулі програми розрахунку гідравлічної схеми і температурного стану газових турбін.
28. Тарасов А.И. НТТС (Heat Transfer Coefficient Calculator) / А.И. Тарасов, А.И. Долгов // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141.–Российская федерация, Заявка №2006613778, дата поступления 10.10.2006, зарегистрировано 9.01.2007.
Здобувачем сформульована задача, визначена система рівнянь для розрахунку теплообміну у проточній частині газових турбін, виконане програмування.
29. Тарасов А.И. Повышение экономичности высокотемпературной ГТУ на частичных нагрузках путем управления системой охлаждения / А.Ф. Слитенко, А.И. Тарасов, А.М. Темиров, В.Б. Титов, А.В. Зрелов, В.И. Челак // Состояние и перспективы газодинамических и тепловых исследований в обеспечении повышения температуры газа в стационарных газотурбинных установках: тезисы докладов XXXVI Всесоюзной научно-технической сессии, (Москва, 1989).– М. :–С. 52–53.
Здобувачем на основі проведених розрахунків систем охолодження високотемпературної ГТУ на часткових навантаженнях обґрунтований спосіб підвищення її економічності.
30. Тарасов А.И. Численное исследование системы охлаждения и температурного поля лопатки газовой турбины / А.Ф. Слитенко, А.И. Тарасов, В.И. Челак // Тепломассообмен ММФ–92: тезисы докладов Международного форума (Минск, 1992)/ Минск, НАН Белоруссии, том 10, С.152–155.
Здобувачем зроблений аналіз системи охолоджування лопатки і запропонований спосіб підвищення її ефективності.
31. Tarasov A. Usage of Porous Media for Damping the Temperature Irregularity of Gas Turbines Parts / A. Tarasov, O. Litvinenko // Inverse Problems: Identification, Design and Control : proceedings of the 4th international conference (Moscow, 2-6 July, 2003), 13–4.
Здобувачем зроблений аналіз можливості зменшення перепадів температури в лопатці турбіни за допомогою пористих елементів з рідиннометалевим теплоносієм.
32. Тарасов А.И. Моделирование локального теплообмена на торцевой поверхности межлопаточного канала / А.И. Тарасов, В.Б. Титов, А.А. Гуринов// Проблемы промышленной

теплотехники: сб. тезисов докладов IV международной конференции (Киев, 26–30 сентября 2005 г.) / ИТТФ НАН Украины.–К. : ИТТФ, 2005.– С. 75.

Здобувачем розроблений метод розрахунку теплового пограничного шару на торцевій поверхні міжлопаткового каналу і проведені тестові розрахунки.

33. Tarasov A. Coupled CFD and thermal state analysis of steam turbine secondary flow path/ A. Tarasov, L. Moroz // International Joint Power Generation Conference (Atlanta, Georgia, USA, June 16-19, 2003), IJPGC2003–40058.

Здобувачем виконаний чисельний аналіз течії пари і теплового стану ротора турбіни. Запропонований спосіб, що дозволяє виконувати чисельне розв'язування зв'язаної задачі теплообміну для ротора в цілому.

34. Tarasov A. Flow Phenomenon in the Steam Turbine Disk-Stator Cavities Channeled by Balance Holes / A. Tarasov, L. Moroz // Proceedings of 2004 ASME TURBO EXPO 2004 (Vienna, Austria, June 14 – 17, 2004), GT2004–54228.

Здобувачем виконано чисельне моделювання течії пари в порожнинах біля диска і в розвантажувальних отворах. Показаний складний характер течії і зроблена оцінка похибки розрахунку відцентрового тиску.

35. Тарасов А.И. Анализ функционирования существующей системы охлаждения газовой турбины при условии замены воздуха паром / А.И. Тарасов, Е.В. Рассохин // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: сб. тезисов докладов XII Всероссийской Межвузовской научно-технической конференции (Москва, 24–36 октября 2004 г.) / МГТУ им. Н.Э.Баумана.–М. : 2004.– С. 111–112.

Здобувачем виконаний аналіз розгалуженої системи охолодження корпусу і прямої лопатки першого ступеня газової турбіни і обґрунтована ефективність застосування водяної пари як теплоносія.

36. Тарасов А.И. Оптимизация систем охлаждения лопаток газовой турбины методом ЛП – поиска / А.И. Тарасов, А.И. Долгов // Моделирование 2008: Сб. трудов конференции (Киев, 14-16 мая 2008) / Ин-т проблем моделирования в энергетике им. Г.Е.Пухова НАН Украины.–К., ИПМЭ, 2008.–С. 350–357.

Здобувачем обґрунтований вибір методу оптимізації систем охолодження газових турбін. Виконана оптимізація системи охолодження лопатки високотемпературної турбіни.

37. Тарасов А.И. Совершенствование методов расчета и оптимальное проектирование систем охлаждения газовых турбин / А.И. Тарасов, А.И. Долгов, Чан Конг Шанг// Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: сб. тезисов докладов XIII Всероссийской Межвузовской научно-технической конференции (Москва, 29–31 октября 2008 г.) / МГТУ им. Н.Э.Баумана.–М.: 2008.– С. 92–94.

Здобувачем виконано уточнення розрахункових залежностей для теплообміну в каналах систем охолодження газових турбін, що дозволило підвищити точність розрахунку температур охолоджуваних деталей турбін. Виконана оптимізація системи охолодження газової турбіни.

АНОТАЦІЇ

Тарасов О.І. Удосконалення методів розрахунку і розробка ефективних систем охолодження газових турбін – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за фахом 05.05.16 - турбомашини і турбоустановки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»: Харків, 2009.

Дисертація присвячена вирішенню прикладної науково-технічної проблеми вдосконалення методів розрахунку і створення ефективних повітряних, парових систем охолодження для сучасних і перспективних газових турбін.

Розроблено математичну модель гідродинамічного і теплового пограничного шару для визначення коефіцієнта тепловіддачі на торцевій поверхні міжлопаткових каналів активних і реактивних турбінних решіток.

Запропоновано спосіб зведення тривимірної задачі теплопровідності до двовимірної та обґрунтовано його застосування для попереднього розрахунку температурного стану газової турбіни з достатньою точністю для попереднього аналізу.

Вирішено проблему запирання каналів системи охолодження при досягненні швидкості звуку шляхом введення додаткових гідравлічних опорів.

Встановлено, що незалежно від форми зазору біля диска характер зміни відцентрового напору в роторах турбін залежно від витрат повітря в зазорі може бути описаний імітаційною залежністю.

Виконано порівняльний аналіз ефективності повітря, насиченої та вологої водяної пари в каналах системи охолодження за допомогою математичної моделі течії і теплообміну однофазного і двофазного теплоносіїв.

Уточнено рівняння подібності для теплообміну в каналах круглого і прямокутного поперечних перерізів, що дозволило виправити розрахунок температури охолоджуваних лопаток газових турбін на 20 – 30 К.

Для оптимізації систем охолодження газових турбін створено алгоритм і програму, яка була основана на методі ЛПт-последовательностей. Показані широкі можливості та ефективність програми для створення економних систем охолодження напрямних і робочих лопаток газових турбін.

Виконано аналіз розгалужених систем охолодження корпусу, ротора, напрямних лопаток високотемпературної газової турбіни при використанні повітря і перегрітої водяної пари. Встановлено, що однаковий температурний рівень деталей досягається при наближено двократному зниженні витрат пари в порівнянні з витратою повітря.

Обґрунтовано доцільність застосування пористих елементів з рідиннометалевим теплоносієм для вирівнювання температурного стану оболонки і збільшення ефективності її охолодження.

Ключові слова: газова турбіна, системи охолодження, тепловий захист, теплообмін, теплопередача, гідравлічні системи, коефіцієнт тепловіддачі, рідиннометалевий теплоносій.

Тарасов А.И. Совершенствование методов расчета и разработка эффективных систем охлаждения газовых турбин. – Рукопись.

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

Диссертация посвящена решению прикладной научно-технической проблемы совершенствования методов расчета и создания эффективных воздушных, паровых систем охлаждения для современных и перспективных газовых турбин.

Разработана математическая модель гидродинамического и теплового пограничного слоя, позволяющая определять с достаточной точностью локальные значения коэффициента теплоотдачи на торцевой поверхности межлопаточных каналов активных и реактивных турбинных решеток.

Получили дальнейшее развитие методы расчета гидравлических сетей и методы расчета теплового состояния деталей газовых турбин, используемых в рамках единой программы анализа системы охлаждения газовых турбин. В частности в этом направлении сделано следующее.

Предложен способ сведения трехмерной задачи теплопроводности к двумерной и обосновано его применение для предварительного расчета температурного состояния газовой турбины с достаточной для предварительного анализа точностью.

Решена проблема запирання каналов системы охлаждения при достижении скорости звука путем введения дополнительных гидравлических сопротивлений.

Для уточнения расчетов расходов охладителя в системах охлаждения роторов турбин выполнен обширный численный анализ течения в придисковых зазорах различной конфигурации. Установлено, что независимо от формы зазора характер изменения центробежного напора от расхода среды в зазоре может быть описан имитационной зависимостью. Это позволило значительно ускорить расчет за счет исключения численного интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений для закрутки потока из итерационных циклов.

Разработана математическая теплогазодинамическая модель течения и теплообмена однофазного и двухфазного теплоносителя в каналах системы охлаждения. Выполнен сравнительный анализ эффективности использования воздуха, насыщенного и влажного водяного пара. Проведена оценка необходимой начальной степени сухости влажного пара для охлаждения направляющей лопатки для газовой турбины одной из энергетических ГТУ.

На основе численного моделирования течения и теплообмена в каналах системы охлаждения уточнены критериальные уравнения для канала круглого и прямоугольного поперечных сечений. Применение уточненных уравнений по сравнению с используемыми в настоящее время для расчетов систем охлаждения охлаждаемых лопаток приводит к увеличению температуры поверхности на 20 – 30 К.

Для оптимизации систем охлаждения использован метод ЛПit-последовательностей, созданы алгоритм и соответствующий модуль программы расчета систем охлаждения газовых турбин. Показаны широкие возможности и эффективность оптимизации систем охлаждения направляющих и рабочих лопаток газовых турбин.

Выполнен анализ разветвленных систем охлаждения корпуса, ротора, направляющих лопаток высокотемпературной газовой турбины при использовании воздуха и перегретого водяного пара. Показано, что одинаковый температурный уровень деталей достигается при приблизительно двукратном снижении расхода пара по сравнению с расходом воздуха.

Предложено в перспективных конструкциях лопаток для снижения перекосов температуры устанавливать пористые элементы, заполненные жидким натрием. Создана математическая модель для моделирования теплового состояния многослойной оболочки лопатки. Обоснована целесообразность применения пористых элементов с жидкометаллическим теплоносителем для выравнивания температурного поля оболочки и увеличения эффективности ее охлаждения.

Ключевые слова: газовая турбина, системы охлаждения, тепловая защита, теплообмен, теплопередача, гидравлические системы, коэффициент теплоотдачи, жидкометаллический теплоноситель.

Tarasov A.I. Perfection of methods of calculation and creation of the effective cooling systems of gas turbines. Manuscript.

Thesis for degree of Doctor of Sciences in Technique for speciality 05.05.16 – turbomachine and turbine units. – National technical university the «Kharkiv polytechnical institute» : Kharkiv, 2009.

Thesis is devoted to the solution of the applied scientific and technical problem of perfection of methods for analysis and creation of the effective air, steam cooling systems of the modern and perspective gas turbines.

It was developed the mathematical model of hydrodynamic and thermal boundary layer, allowing to predict with sufficient exactness the local heat transfer coefficients on the end wall of inter-blade channels of active and reactive turbine cascades.

To make preliminary thermal analysis of the cooled gas turbine details more progressive it was developed and grounded the method of reducing 3D heat conductivity problem to 2D one.

The flow-choking problem for cooling system channels is resolved through the imposition additional hydraulic resistances that provided smooth change of total resistance at approaching air speed to speed of sound.

It was grounded that centrifugal pressure in any rotor gaps depending on mass flow rate of air can be described by the imitation dependence in the single way. It allowed avoiding oscillations and accelerating analysis of the rotor cooling system.

A comparative analysis of the effectiveness of air, saturated and water steam in the channels of the cooling system was developed using a mathematical model of flow and heat transfer of one- and two-phase coolant.

It was refined heat transfer equations for in channels of circular and rectangular cross sections, that improved the calculation of the temperature of cooled blades of gas turbines at 20-30 K.

To optimize the cooling systems of gas turbines algorithms and programs based on the method LPt-sequences were developed. Showing great potential and effectiveness of the program to create efficient cooling systems of the nozzle vanes and blades of gas turbines.

The analysis of the branched cooling systems of casing, rotor, and nozzle vanes of high temperature gas turbine at the use of air and overheated water steam was executed. It is shown that the identical temperature level of details is at the nearly double reduction of steam flow as compared with the flow of air.

It was grounded the usefulness of a porous element with a liquid metal coolant to equalize the thermal state of the nozzle vane and increase the efficiency of its cooling.

Keywords: gas turbine, cooling system, heat protection, heat exchange, heat transfer, hydraulic system, liquid metal heat carrier.

Підписано до друку 14.08.2009 р. Формат 60x80/14 Папір офсетний.

Ум.друк.арк. 1,9. Тираж 100 прим. Замовлення 18

Видавництво та друкарня ПП «Технологічний Центр»,

м. Харків, вул.. Новгородська, 3а. Тел. 750-89-90