

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Гурінов Олександр Олексійович

УДК 621.438:621.45.038.3

**УДОСКОНАЛЕННЯ ПОВІТРЯНИХ І ПАРОВИХ
СИСТЕМ ОХОЛОДЖУВАННЯ
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ГАЗОВИХ ТУРБІН**

Спеціальність 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків-2007

Дисертація - рукопис.

Робота виконана на кафедрі турбінобудування Національного технічного університету “Харківського політехнічного інституту”.

Науковий керівник - кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Тарасов Олександр Іванович,
Національний технічний університет
„Харківський політехнічний інститут”,
професор кафедри турбінобудування

Офіційні опоненти: доктор технічних наук,
старший науковий співробітник
Переверзєв Дмитро Андрійович,
Інститут проблем машинобудування
на ім'я А.М. Підгорного НАН України,
м. Харків, ведучий науковий співробітник
відділу оптимізації процесів та конструкцій
турбін;

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Петухов Ілля Іванович,
Національний аерокосмічний університет
„Харківський авіаційний інститут”, м. Харків,
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки.

Захист відбудеться 31 січня 2008 р. о 14 год. 30 хв. 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 ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”

Автореферат розісланий “6” грудня 2007 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність дослідження. Підвищення ефективності газотурбінних установок і двигунів здійснювалося за рахунок освоєння все більш високих температур газу перед турбіною. Найпростішим і природним чином забезпечення надійної роботи ГТУ при підвищених температурах є використання жароміцних матеріалів, здатних витримувати ці температури і високі напруги протягом заданого терміну служби. Починаючи з 1960-х років, темпи зростання температури газу значно перевищують темпи зростання жароміцності матеріалів, що може бути пояснене, перш за все, досягненнями у області створення ефективних систем охолодження.

Температура газу перед турбіною вже зараз досягає величин перевищуючих 1500К і в майбутньому може досягти теоретичної температури горіння палива. Досвід показує, що створення нових жароміцних сплавів не може повністю компенсувати бажане збільшення температури газу. Створення надійно працюючих конструкційних керамічних матеріалів є перспективним напрямом рішення проблеми, але незважаючи майже на 50-річну історію досліджень в цьому напрямі, проблема ще далека від завершення унаслідок недостатньої міцності керамічних деталей.

Тому в найближчому майбутньому освоєння вищих температур газу відбуватиметься тільки при одночасному вдосконаленні систем охолодження.

Вдосконалення систем охолодження очевидно повинне здійснюватися на основі рішення двох очевидних проблем: підвищення надійності систем охолодження шляхом точнішого прогнозу граничних умов теплообміну в проточній частині турбіни і в каналах системи охолодження, та створення економних, з погляду витрат повітря, систем охолодження. У цьому значенні заміна повітря на водяну пару, що виробляється в парогенераторі, відкриває широкі можливості підвищення ефективності газотурбінних установок в цілому.

Таким чином комплексне рішення проблеми підвищення надійності і ефективності системи охолодження є актуальною і в даний час.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана здобувачем відповідно до науково-дослідної тематики кафедри турбінобудування Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Здобувач як виконавець окремих етапів досліджень брав участь у виконанні держбюджетних тем “Фундаментальні наукові дослідження і розробка методу створення високоекономічних турбінних лопаток з ламінаризованими профілями” (№ ДР 0103U001501), “Фундаментальні наукові дослідження систем транспіраційного і парового охолодження високотемпературних газових турбін” (№ ДР 0106U001778).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є вдосконалення систем охолодження сучасних газових турбін шляхом рішення двох взаємозв'язаних задач:

- розробки методів розрахунку інтенсивності тепловіддачі на тих поверхнях проточної частини турбіни, температурний стан яких в значній мірі визначають надійність і довговічність роботи турбіни;
- застосування в системах охолодження перегрітої та вологої водяної пари, як альтернативного охолоджувача у разі використання газотурбінної установки в парогазовому циклі.

Поставлена мета досягається розв'язанням наступних задач:

- розробка математичної моделі зв'язаного гідродинамічного і теплового пограничного шару на торцевій поверхні міжлопаткового каналу для активних і реактивних профілів;
- встановлення залежностей для консервативного закону теплообміну, що замикає систему інтегральних рівнянь зв'язаного гідродинамічного і теплового пограничного шару на торцевій поверхні міжлопаткового каналу;
- виявлення ефективності парового охолодження в порівнянні з повітряним в складних розвинених системах охолодження;
- розробка математичної моделі теплогазодінамічної поведінки однофазного і двофазного теплоносія в каналах системи охолодження;
- застосування в якості охолоджувача для соплової лопатки високотемпературної турбіни вологої пари, та виявлення ефективності вологопарового охолодження порівнянні з повітряним та паровим.

Об'єкт дослідження - процеси теплообміну в проточній частині газової турбіни і в каналах систем охолодження.

Предмет дослідження – тепловий стан охолоджуваних елементів газової турбіни.

Основними *методами дослідження* для розробки математичної моделі граничних умов теплообміну на торцевих поверхнях були методи теорії теплообміну та гідродинаміки пограничного шару. Для розробки математичної моделі теплового стану охолоджуваних елементів газової турбіни - методи теорії теплообміну та гідродинаміки в каналах систем охолодження газових турбін для однофазних і двофазних теплоносіїв.

Наукова новизна дисертаційної роботи:

- вперше запропонована залежність для консервативного закону теплообміну на торцевих поверхнях криволінійних каналів, що враховує поправку на степінь турбулентності зовнішньої течії і поправку на особливості течії в кутових зонах поблизу випуклої і вогнутої сторін;

– показано, що використання нової залежності в інтегральному методі розрахунку зв'язаного гідродинамічного і теплового пограничного шару, дозволяє одержати розподіл коефіцієнтів тепловіддачі на торцевих поверхнях, які відображають особливості течії і узгоджуються з експериментальними даними з достатньою точністю;

– обґрунтовано шляхом чисельного моделювання течії в'язкого газу в міжлопатковому каналі і на основі рішення оберненої задачі теплопровідності, що в кутових зонах міжлопаткового каналу має місце вища інтенсивність теплообміну, ніж в середній частині торцевої поверхні;

– показана істотна ефективність парової системи охолодження в порівнянні з повітряною для складних розвинених систем охолодження високотемпературних газових турбін (для корпусу, ротора, соплових і робочих лопаток);

– вперше розроблена математична модель теплового стану оболонки лопатки яка заснована на сумісному рішенні рівнянь, що описують газодинаміку і теплообмін для однофазних і двофазних теплоносіїв;

– вперше показана істотна ефективність вологопарового охолодження лопатки газової турбіни в порівнянні з паровим і повітряним, та зроблені обґрунтовані висновки щодо вибору значення початкової степені сухості вологої пари на вході у внутрішні канали системи охолодження.

Практична цінність роботи полягає у наступному:

- розроблений метод та комп'ютерна програма для визначення граничних умов теплообміну на торцевих поверхнях міжлопаткових каналів для соплових та робочих лопаток дозволяє більш точно визначити коефіцієнт тепловіддачі на торцевих поверхнях та підвищити надійність газових турбін;

- запропонована залежність для консервативного закону теплообміну на торцевих поверхнях криволінійних каналів, що враховує поправки на особливості течії в кутових зонах міжлопаткового каналу;

- дані рекомендації по зниженню витрати пари в системах охолодження стаціонарних газових турбін в порівнянні з витратою повітря, при підтримці допустимого температурного рівня деталей турбін;

- розроблений метод та комп'ютерна програма одновимірного рішення зв'язаної проблеми газодинаміки і теплообміну однофазних і двофазних теплоносіїв, які дозволяють ефективніше визначити температурний стан оболонки лопатки;

- запропоноване раціональне охолодження повітрям соплової лопатки дефлекторного типу, що дозволяє суттєво знизити температуру стінки лопатки;

Результати досліджень використовуються ТОВ „Актуальна механіка”, (м. Харків) та у навчальному процесі кафедри турбінобудування НТУ “ХП”.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи одержані здобувачем самостійно, серед них:

- розроблена математична модель і комп'ютерна програма визначення граничних умов теплообміну на торцевих поверхнях міжлопаткових каналів;
- проведені тестові розрахунки за допомогою розробленої програми та зроблено співставлення з результатами фізичного експерименту для соплових та робочих лопаток;
- проведені розрахунки щодо обробки експерименту шляхом рішення оберненої задачі теплопровідності та чисельним моделюванням тривимірної течії в'язкого газу через канал соплових решіток;
- виконані розрахунки та аналіз розвинених систем повітряного і парового охолодження, стаціонарних високотемпературних газових турбін;
- розроблена математична модель і комп'ютерна програма одновимірного розрахунку газодинаміки та теплообміну в каналах систем охолодження для однофазних і двофазних теплоносіїв;
- проведені розрахунки щодо підвищення ефективності вологопарового охолодження в порівнянні з паровим і повітряним.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації докладались і обговорювались на: X-ій, XI-ій, XIII-ій міжнародних науково-практичних конференціях “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я” (м. Харків, 2002р., 2003р, 2005р.); IV міжнародної конференції “Проблеми промислової теплотехники”, (м. Київ, 2005 р.); IV міжнародної науково-технічної конференції “Механика жидкости и газа”, (м. Донецьк 2005 р); наукових семінарах, кафедри турбінобудування НТУ “ХПІ” (м. Харків, 2005р, 2006р, 2007р.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 5 наукових статей в наукових виданнях, що входять до переліку ВАК України.

Структура і об'єм дисертаційної роботи. Робота складається з введення, 4-х розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний об'єм дисертації 146 сторінок, зокрема: 73 ілюстрації за текстом, 6 таблиць за текстом, 2-х додатків на 2-х сторінках, списку використаних джерел з 77 найменувань на 8 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується актуальність дослідження, формулюється мета роботи і перелік розв'язуваних задач, вказується наукова новизна роботи та її практичне значення.

У першому розділі дисертаційної роботи приведений огляд літературних джерел по темі роботи. Розглянуті тенденції застосування повітряної системи

охолодження. Показаний огляд інформації про способи визначення граничних умов теплообміну з боку газу до лопатки газової турбіни. Розглянуті особливості застосування пари в системах охолодження. Приведені відомості про роботи, присвячені дослідженню вологопарового охолодження. Приведений огляд теоретичних робіт по напрямках дослідження, вказаний аналіз невирішених проблем.

У другому розділі розроблений інтегральний метод розрахунку теплового тривимірного пограничного шару на торцевій поверхні міжлопаткового каналу. У першій частині розділу обґрунтовується необхідність розробки інтегральних методів розрахунку теплового пограничного шару. Показано, що існуючі чисельні методи рішення повних рівнянь Нав'є-Стокса із застосуванням моделей турбулентності різного рівня не дозволяють поки з достатньою точністю розраховувати інтенсивність тепловіддачі навіть у відносно простих випадках безградієнтної течії на пластині. Так, наприклад, жодна з аналізованих моделей турбулентності не дала прийняттого збігу розрахованих значень коефіцієнтів тепловіддачі з експериментальними значеннями, одержаними в експерименті Жукаускаса. Найближчі до експерименту результати дала тільки $k-\omega$ модель і лише при відповідному підборі початкових параметрів набігаючого потоку, які не відповідали дійсним умовам проведення експерименту.

Чисельне моделювання течії в плоских решітках турбінних профілів типа ТС-1А по суті підтвердила висновок про те, що визначення коефіцієнта тепловіддачі не узгоджується з експериментом (рис.1), не дивлячись на те, що сітка розрахункової області в пристінній області розташовувалася у області в'язкого підшару (рис. 2).

Застосування інтегрального методу розрахунку теплового пограничного шару для визначення коефіцієнта тепловіддачі на профілі турбінної лопатки по методу Зисіной-Моложен показало кращий збіг з експериментальними даними (рис. 1). Точніше визначене в розрахунку положення точок ламінарно-турбулентного переходу і хороший збіг з експериментом в ламінарній зоні пограничного шару. У турбулентній частині пограничного шару погрішності коефіцієнта тепловіддачі були вищими. Тому був зроблений висновок, що інтегральні методи розрахунку теплового пограничного шару на профілях лопаток достатньо ефективні і дають ясне фізичне представлення задачі.

Аналіз досліджень теплообміну на торцевих поверхнях показав, що течія тут є ще складнішою, але, на жаль, в інженерній практиці до теперішнього часу коефіцієнт тепловіддачі тут визначається тільки середнім по поверхні значенням. Проте як показав розрахунок температурного стану торцевої

поверхні з профілями ТС-1А, граничними умовами для якого були локальні значення коефіцієнтів тепловіддачі наближені до реальних умов, температура має істотну нерівномірність по торцевій поверхні, і різниця між мінімальним і максимальним значенням складала 260 К. Таким чином, температурний стан істотно залежить від розподілу саме локальних коефіцієнтів тепловіддачі а не середнього значення і тому необхідність створення методики розрахунку локальних значень коефіцієнтів тепловіддачі на торцевій поверхні була очевидна.

Для цього була розроблена математична модель гідродинамічного і теплового пограничного шарів на торцевій поверхні міжлопаткового каналу для соплових та робочих лопаток. Система інтегральних рівнянь тривимірного гідродинамічного торцевого пограничного шару, використовувана в роботі, була виведена на основі залежностей, одержаних в роботі Гречаніченко Ю.В. та розв'язувалась відносно товщини витрати імпульсу, та кута скошу потоку в пограничному шарі. Для виведення інтегрального рівняння теплового пограничного шару використовувалося рівняння енергії. Для вирішення системи інтегральних рівнянь тривимірного торцевого пограничного шару (1) використовувалися замикаючі співвідношення, що встановлюють додаткові залежності між параметрами течії і характеристиками пограничного шару. Це апроксимації профілю швидкості і температури по товщині пограничного шару, закон тертя, відомості про формпараметри і т.д. Для розв'язання системи рівнянь (1) використовувалась система координат Мейджера.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \delta_x^{**}}{\partial x} + \delta_x^{**} \cdot (2 + H - M_1^2) \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial x} + \frac{\partial I \cdot \varepsilon \cdot \delta_x^{**}}{\partial z} - \alpha'_x \cdot M_1^2 \cdot I \cdot \varepsilon \cdot \delta_x^{**} = \zeta_x; \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \varepsilon \cdot \left(\frac{1+M}{M} \cdot \frac{\zeta_x}{\delta_x^{**}} - H \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial x} \right) - \alpha'_x \cdot \left(\frac{1+H}{M} - I \cdot \varepsilon^2 \right) + I \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \varepsilon \cdot \left(I \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \ln M}{\partial z} + \frac{\partial \ln M}{\partial x} \right) = 0; \\ \frac{\partial \delta_{tx}^{**}}{\partial x} + \delta_{tx}^{**} \cdot \frac{\partial \ln \Delta T}{\partial x} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \delta_{tx}^{**}}{\partial z} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \delta_{tx}^{**} \cdot \left(\frac{\partial I_t \cdot \varepsilon}{\partial z} + \frac{\partial \ln \Delta T}{\partial z} + \alpha'_x \right) + \delta_{tx}^{**} \cdot \left(\frac{\partial \ln C}{\partial x} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial z} \right) = St. \end{array} \right. \quad (1)$$

Тут $\varepsilon = tg \theta = \lim_{y \rightarrow 0} \frac{w}{u}$, а θ - кут відхилення донних ліній струму від напрямку вектора швидкості зовнішнього потоку в даній точці; $St = q_w / \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot C_f$ - число Стентона; $\Delta T = T_w - T_e^*$ - різниця між температурою стінки і загальмованою температурою вільного потоку; $H = \delta_x^* / \delta_x^{**}$, $I = \delta_{xz}^{**} / \varepsilon \cdot \delta_x^{**}$, $M = \delta_{zx}^{**} / \varepsilon \cdot \delta_x^{**}$ - формпараметри гідродинамічного пограничного шару; $I_t = \delta_{tz}^{**} / \varepsilon \cdot \delta_{tx}^{**}$ - формпараметр теплового пограничного шару; M_1 - число Маха. Інтегральні характеристики визначені залежностями:

$$\delta_x^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C} \right) dy; \quad \delta_x^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C} \right) dy; \quad \delta_{xz}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot w}{\rho_1 \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C} \right) dy;$$

$$\delta_{zx}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho^2}{\rho_1^2} \cdot \frac{u \cdot w}{C^2} dy; \quad \delta_{tx}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot u}{\rho_e \cdot C_e} \cdot \left(1 - \frac{T_w - T^*}{T_w - T_e^*}\right) dy; \quad \delta_{tz}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot w}{\rho_e \cdot C_e} \cdot \left(1 - \frac{T_w - T^*}{T_w - T_e^*}\right) dy.$$

Вузловим моментом інтегрального методу розрахунку теплового пограничного шару є створення закону теплообміну, також як і для гідродинамічного пограничного шару таким був закон тертя.

Для створення обґрунтованого закону теплообміну використовувалися експериментальні дані для соплових та робочих решіток по теплообміну на торцевій поверхні міжлопаткового каналу. Як завжди кількість експериментальних замірів в досліді була обмежена. Але розробка закону теплообміну вимагала знати розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по всій поверхні міжлопаткового каналу особливо поблизу профільної частини лопатки. Значення коефіцієнтів тепловіддачі на цій поверхні були визначені за допомогою розв'язання оберненої задачі теплопровідності у двовірній постановці. Двовірні моделі розглядалися як набір поперечних перетинів турбінної решітки. Моделі включали всі елементи експериментальної робочої ділянки решітки (рис. 3).

В результаті були отримані розподіли коефіцієнтів тепловіддачі від вогнутої до випуклої сторін міжлопаткового каналу і виявлені їх особливості, які полягали головним чином у різкому підвищенні інтенсивності теплообміну при наближенні до кутових зон.

Для з'ясування особливостей течії в кутових зонах каналу було виконане тривимірне моделювання течії і теплообміну в'язкого газу через канал з решітками профілів ТС-1А. В результаті, якого був зроблений висновок, що такий розподіл коефіцієнтів тепловіддачі на торцевій поверхні міжлопаткового каналу з профілями ТС-1А є наслідком віхрових структур в кутових зонах.

Використовуючи розподіл коефіцієнтів тепловіддачі на торцевій поверхні був розроблений закон теплообміну для торцевих поверхонь з активними і реактивними профілями. Так закон теплообміну для середньої частини торцевої поверхні мав вигляд $Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu}$.

Де, закон теплообміну для турбулентної течії на пластині, $Nu_{x0} = 0.0296 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$, поправка на турбулентність зовнішньої течії $\varepsilon_{Tu} = 1 + 200 \sqrt{Tu} - 0.01 \frac{z}{x}$.

$$\text{Де, } Tu_{\text{вх.кр}} = 8.45 \cdot Tu_0^{0.75} \cdot \left(\frac{d}{b}\right)^{0.455}, \quad Tu_{\text{вогн}} = 1.45 \cdot Tu_0^{0.85} \cdot \bar{C}^{-0.256/\gamma} \cdot \left(\int_0^{\bar{x}} \bar{C} d\bar{x}\right)^{-0.091} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{0.026 \cdot Tu_0 \cdot \bar{C}},$$

$$Tu_{\text{випукл}} = 0.838 \cdot Tu_0^{0.97} \cdot \bar{C}^{-0.414/\gamma} \cdot \left(\int_0^{\bar{x}} \bar{C} d\bar{x}\right)^{-0.125} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{-0.009 \cdot Tu_0 \cdot \bar{C}} \quad - \quad \text{експериментальні}$$

поправки на степiнь турбулентностi зовнiшньої течiї для зон бiля вхiдної кромки, вогнутої та випуклої сторiн.

Тут $\bar{C} = C_e / C_0$, C_e – мiсцева швидкiсть, C_0 – швидкiсть на вхiдi в канал, d – дiаметр вхiдної кромки лопатки, b – хорда лопатки, h – висота лопатки, $\gamma = \sin \beta_1 / \sin \beta_0$ – конфузорнiсть каналу, β_0, β_1 – кути входу i виходу потоку.

Для оцiнки впливу вторинних течiй в кутових зонах прилеглих до випуклої i вогнутої сторiн, для аналізованої вибiрки експериментальних даних були одержанi емпиричнi коефiцiєнти, що враховують виникаючi тут явища. Ця поправка була прийнята по аналогiї з дослiдами, проведеними для зiгнутих труб.

Для вогнутої сторони поправка мала вигляд $\varepsilon_{pr} = 1 + 0.15 d_{\text{эк}} / R$, для випуклої сторони $\varepsilon_{suc} = 1 + 0.08 d_{\text{эк}} / R$.

Де, $d_{\text{эк}} = 4F / \Pi$ – еквiвалентний дiаметр криволiнійного каналу, F – площа перетину, Π – периметр перетину, R – кривизна каналу.

Таким чином, критерiальне рiвняння подiбностi, замикаюче iнтегральну систему тривимiрного теплового i гiдродинамiчного пограничного шару (1), для вогнутої сторони має вигляд $Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{pr}$, для випуклої $Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{suc}$.

Iнтегральнi рiвняння гiдродинамiчного i теплового пограничних шарiв спiльно iз замикаючими спiввiдношеннями були розв'язанi методом Рунге-Кутта.

Порiвняльнiй аналіз розрахунку з експериментом був проведений по мiсцевим коефiцiєнтам тепловiддачi на торцевiй стiнцi для чотирьох рiшiток профiлiв активного та реактивного типу. Було встановлено, що в цiлому розрахунковi значення добре узгоджуються з експериментальними даними як якiсно, так i кiлькiсно (рис. 4, 5). У соплових рiшiтках вiдбувалося сильне прискорення потоку вiд входу до виходу, що приводило до зменшення товщини пограничного шару i пiдвищення коефiцiєнтiв тепловiддачi на вихiднiй дiлянцi (рис. 4). У робочих рiшiтках пограничний шар на торцевiй поверхнi розвивався при слабкому негативному градиенту тиску, тому для робочих рiшiток в цiлому характерна була вища iнтенсивнiсть теплообмiну на переднiй дiлянцi мiжлопаткового каналу i менша на вихiднiй дiлянцi (рис. 5).

У **третьому роздiлi** розглядається можливiсть використання в якостi охолоджувача в системi охолодження стацiонарних газових турбiн перегрiтої

пари. Виконаний в даній роботі зрівняний аналіз повітряної та парової системи охолодження, включав зв'язане рішення проблем теплопровідності твердого тіла і моделювання потоків охолоджувача в розвиненій гідравлічній мережі. Зв'язаність постановки полягала в послідовному уточненні теплових потоків, сприйманих як твердим тілом, так і охолоджувачем, в результаті якого встановлювався тепловий баланс. Розрахунок розподілу витрат охолоджувача і його теплообмін виконувався ефективним методом, заснованим на теорії графів. Температурний стан твердого багатоскладного тіла моделювався методом кінцевих елементів в плоскій або вісьосиметричній постановках. Використаний програмний комплекс дозволяв заміну властивостей теплоносія, зокрема повітря на пару, що виявилось надзвичайно продуктивним для вирішення поставленої задачі. Як об'єкт аналізу була вибрана енергетична газотурбінна установка, призначена для роботи у парогазовому циклі. Розглядалося рішення задачі частини корпусу, соплового апарату, диска, робочих лопаток першого ступеня газової турбіни, після чого досліджувалася система охолодження всього ротора в цілому.

Аналіз для всіх досліджених елементів показав, що при безпосередній заміні в системі охолодження повітря на пару, з тими ж параметрами на вході, дані елементи газової турбіни виявляються переохолоджуваними. Наприклад, для лопатки з дефлекторною системою охолодження, граф для якої представлений на (рис. 6) видно, що при одночасному зниженні витрати пари порівняно з витратою повітря, температура стінки також значно знижується. Така ж тенденція спостерігалася при аналізі температурного стану диска газової турбіни та ротора турбіни.

Це може бути пояснено відмінністю властивостей пари і повітря. Порівняння властивостей пари і повітря для однакових умов на вході показало, що кінематична в'язкість, теплопровідність відрізняються не набагато. Разом з тим спостерігалися сильні відмінності в густині, теплоємності і критерію Прандлє. Густина пари виявилася більш ніж в півтора рази менше густини повітря. Це привело до збільшення швидкості теплоносія при заміні повітря на пару, і витрата пари унаслідок зростання гідравлічних опорів знизилася на 20 – 30 %. В результаті у всіх каналах системи охолодження зросла інтенсивність теплообміну приблизно на 30-40% (рис. 6). Унаслідок більшої теплоємності (приблизно у 2 рази) пар є кращим охолоджувачем, і його температура зростала по мірі проходження по охолоджуючих каналах у меншій ступені.

Щоб уникнути зайвого заохолодження, і зберегти температуру деталей на тому рівні, що і при повітряній системі охолодження, потрібно було понизити тиск пари на вході в канали системи охолодження. При цьому витрати пари в

порівнянні з повітрям зменшилися в сопловому апараті на 45%, робочих лопатках на 35%, всього ротора газової турбіни на 32%.

У **четвертому розділі** проводиться порівняльний аналіз для трьох видів теплоносіїв: повітря, перегрітої пари і вологої пари, на прикладі соплової лопатки першого ступеня з дефлекторною схемою охолодження.

Для цієї мети розробляється метод, заснований на інтегруванні одновимірних рівнянь енергії, руху, нерозривності для теплоносія і одновимірного рішення рівняння теплопровідності для оболонки лопатки.

У разі однофазного теплоносія є відома з газової динаміки система диференціальних рівнянь, яка включає:

$$\text{рівняння енергії} \quad \frac{dQ}{dx} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} - \frac{p}{\rho^2} \frac{d\rho}{dx} \right) + w \frac{dw}{dx}, \quad (2)$$

$$\text{рівняння імпульсів} \quad \frac{dp}{dx} = -\rho w \frac{dw}{dx} - \lambda \frac{\rho}{d_{\text{эк}}} \frac{w^2}{2}, \quad (3)$$

$$\text{рівняння нерозривності} \quad \frac{1}{w} \frac{dw}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} + \frac{1}{f} \frac{df}{dx} = 0. \quad (4)$$

У рівняннях (2-4) прийняті позначення: w - швидкість, p - тиск, ρ - густина, Q - тепловий потік, $d_{\text{эк}}$ - еквівалентний діаметр каналу, λ - коефіцієнт опору тертя, f - поточна площа поперечного перетину каналу.

Для зручності інтегрування системи диференціальних рівнянь чисельним методом Рунге-Кутта рівняння (9-11) були представлені у наступному вигляді

$$\begin{cases} \frac{dw}{dx} = w u / z \\ \frac{dp}{dx} = -\lambda \frac{\rho}{d_{\text{эк}}} \frac{w^2}{2} - \rho w^2 u / z \\ \frac{d\rho}{dx} = -\rho u / z - \frac{\rho}{f} \frac{df}{dx} \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{Де } u = \frac{1}{w^2} \frac{dQ}{dx} + \frac{k}{k-1} \left(\frac{\lambda}{2d_{\text{эк}}} - \frac{p}{\rho w^2} \frac{1}{f} \frac{df}{dx} \right), \quad z = 1 + \frac{k}{k-1} \left(\frac{p}{\rho w^2} - 1 \right).$$

За допомогою рівнянь (5) визначаються значення w , p , ρ , і по рівнянню стану $p = \rho RT$ значення температури потоку. Зміна теплового потоку охолоджувача по довжині каналу обчислювалась по рівнянню

$$\frac{dQ}{dx} = \left(\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{В}}} \right)^{-1} (t_{\Gamma} - t_{\text{В}}) \frac{G}{h}, \quad (6)$$

де α_{Γ} , $\alpha_{\text{В}}$, - коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки і від стінки до охолоджувача, t_{Γ} - температура газу, $t_{\text{В}}$ - поточна температура охолоджувача, δ - товщина стінки, $\lambda_{\text{ст}}$ - теплопровідність матеріалу, G - масова витрата охолоджувача, h - висота лопатки.

У разі застосування вологої пари система диференціальних рівнянь зазнавала зміни, обумовлені збільшенням витрати парової фази унаслідок скипання вологи. Диференціальні рівняння визначали рух і теплообмін парової фази вологої пари. Інтегральні рівняння для двофазного середовища були представлені у наступному вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dw}{dx} = wu/z \\ \frac{dp}{dx} = -\lambda \frac{\rho}{d_{\text{ЭК}}} \frac{w^2}{2} - \rho w^2 u/z \\ \frac{dG}{dx} = Gw^2 \left[-\frac{1}{RT} \frac{u}{z} - \frac{\lambda}{2RTd_{\text{ЭК}}} + \frac{1}{w^2} \frac{u}{z} \frac{1}{w^2 f} \frac{df}{dx} \right] \end{array} \right. \quad (7)$$

$$\text{Де } u = \frac{1}{w^2} \frac{dQ}{dx} + r \left(\frac{\lambda}{2RTd_{\text{ЭК}}} - \frac{1}{w^2 f} \frac{df}{dx} \right), \quad z = 1 - r \left(\frac{1}{RT} + \frac{1}{w^2} \right).$$

$$r \frac{d\chi}{dx} = \frac{dQ}{dx} - w \frac{dw}{dx}. \quad (8)$$

Рівняння (8) дозволяло розрахувати степінь сухості пари χ , де r - теплота пароутворення.

У разі однофазного охолоджувача тепловіддача від оболонки до однофазного теплоносія розраховувалася по залежності

$$\alpha_{\text{В}} = 0,018 \frac{\lambda_{\text{В}}}{d_{\text{ЭК}}} \left(\frac{wd_{\text{ЭК}}}{v} \right)^{0,8} \left(\frac{T_{\text{В}}}{t_1 + 273} \right)^{0,5} \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{\text{ор}}, \quad (9)$$

де, ε_l - коефіцієнт, що враховує подовження каналу, $\varepsilon_{\text{ор}}$ - коефіцієнт оребрення.

Теплообмін вологої пари характеризується помітно більшою інтенсивністю в порівнянні з сухою парою. Проте надійних залежностей через надзвичайну складність процесу двофазного теплообміну в даний час не існує. Тому в роботі використовувалися орієнтовні поправочні коефіцієнти до

залежності (9), засновані на результатах дослідів, дослідження двофазного теплообміну в зігнутій трубці.

За допомогою розробленого методу були проведені розрахунки для повітряної системи охолодження по вибору оптимального значення коефіцієнта оребрення для вогнутої поверхні лопатки з метою раціонального охолодження. У розрахунках варіювалися ширина каналу і витрата повітря. Було показано, що температура стінки лопатки знизилася в середньому на 150 К по зрівнянню з початковим варіантом без оребрення. При цьому еквівалентний діаметр в каналі розподілявся по квадратичному закону.

Проведені порівняльні розрахунки показали, що у разі застосування в якості охолоджувача перегрітої пари температура зовнішньої стінки лопатки знизилася приблизно на 150 К. Нагрівання пари по довжині каналу виявилось в меншій мірі, ніж повітря. Очевидно, що при використуванні вологої пари температура і тиск взаємозв'язані. Охолодження відбувається при температурі насичення до тих пір, поки степінь сухості пари не досягне одиниці. При початковому тиску температура насичення складала 443 К, а температура для однофазного теплоносія була 573 К і таким чином глибина охолодження виходила більшою, ніж при використуванні однофазних теплоносіїв. Початкова степінь сухості вибиралася такою, щоб по всій довжині каналу залишалася волога пара і лише на виході її степінь сухості дорівнювала одиниці. Розрахунки показали, що для охолодження лопатки достатньо мати вологість пари на вході рівну 13%.

Система охолодження працююча на вологій парі приводила до істотного захолювання лопатки. Отже, за даних умов можна було істотно скоротити початкову витрату охолоджувача або підняти температуру газу перед лопаткою. У даній роботі було запропоновано підвищити температуру газу на 200 К, при цьому температура стінки лопатки знаходилась в прийнятному температурному стані.

На наступному етапі були виконані оцінки застосування в якості теплоносіїв повітря та пари для охолодження торцевої поверхні міжлопаткового каналу високотемпературної газової турбіни. Для прикладу була розглянута схема охолодження торцевої поверхні, в якій охолоджувач, поступав в прорізи, виконані в середині міжлопаткового каналу в листі розташованому над торцевою поверхнею. Далі охолоджувач розтікався по каналам утвореним подовжніми ребрами до випуклої і вогнутої сторонам лопатки, поступаючи в дефлектор лопатки і відповідно охолоджуючи лопатки.

В якості граничних умов теплообміну з боку газу задавався розподіл коефіцієнтів тепловіддачі розрахований при застосуванні розробленого методу у розділі 2. Для оцінки ефективності застосування в якості теплоносіїв повітря і

перегрітої пари були вибрані три досліджувані перетини поперек каналу: вхідний, середній і вихідний перетин.

В результаті проведених розрахунків були одержані теплогазодинамічні характеристики охолоджувача в каналах системи охолодження, а також температурний стан торцевої поверхні для даних поперечних перетинів. При заміні охолоджуючого повітря на перегріту пару температура торцевої стінки знизилася в усіх розглянутих перетинах в середньому на 60-65 К, при цьому також зменшилася нерівномірність температури.

Для забезпечення прийняттого температурного поля торцевої поверхні, такого ж, як і для повітряної системи охолодження, було запропоновано понизити витрату перегрітої пари на вході в канали системи охолодження на 35%. При цьому також знизилася нерівномірність температури в порівнянні з повітряною системою охолодження приблизно на 28% для всіх розглянутих перетинів.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена рішенням науково-технічної задачі моделювання і обґрунтованого аналізу систем охолодження газових турбін працюючих з різними теплоносіями.

1. Розроблена математична модель зв'язаного гідродинамічного і теплового пограничного шару на торцевих поверхнях для активних і реактивних профілів лопаток, яка дозволяє більш точно визначати коефіцієнт тепловіддачі на торцевих поверхнях, та підвищити надійність газових турбін.

2. Запропоновано закон теплообміну для торцевих поверхонь криволінійних каналів, що враховує поправки на степінь турбулентності зовнішньої течії і вторинні течії в кутових зонах поблизу випуклої та вогнутої сторін, який дозволяє покращити результати коефіцієнтів тепловіддачі в кутових зонах.

3. Зроблена детальна обробка натурального експерименту шляхом рішення оберненої задачі теплопровідності, з метою уточнення втрат теплоти від нагрівача, на основі якої були обґрунтовані закономірності теплообміну на торцевих поверхнях.

4. На основі чисельного моделювання течії та теплообміну тривимірного в'язкого газу через канал з сопловими лопатками встановлені причини високої інтенсивності теплообміну в кутових зонах лопаткового апарату.

5. Показана адекватність розробленої математичної моделі зв'язаного гідродинамічного і теплового пограничного шару на торцевих поверхнях при порівнянні з експериментами, що дозволяє застосовувати її в інженерних розрахунках на підприємствах.

6. Виконаний розрахунок складної розвиненої системи охолодження з використанням в якості теплоносія перегріту пари. Показана ефективність пари порівняно з повітрям, що дозволило знизити витрату теплоносія та підвищити економічність газової турбіни.

7. Розроблена математична модель одновимірного розрахунку заснованого на сумісному рішенні рівнянь, що описують газодинаміку і теплообмін для однофазних і двофазних теплоносіїв.

8. Проведений порівняльний аналіз температурного стану лопатки газової турбіни з різними теплоносіями. Показана істотна ефективність вологопарового охолодження в порівнянні з паровим і повітряним, що дозволяє істотно підвищити температуру газу перед турбіною.

9. Проведений порівняльний аналіз температурного стану торцевої поверхні соплового апарату із застосуванням в якості теплоносіїв повітря і перегрітої пари. Показано, що з економією витрати пари на рівні 35 % в порівнянні з витратою повітря, також знижується нерівномірність температурного поля по торцевій поверхні на 28%.

10. Результати досліджень використовуються ТОВ „Актуальна механіка”, (м. Харків) та у навчальному процесі кафедри турбінобудування НТУ “ХП”.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Слитенко А.Ф., Старусев Г.С., Гуринов А.А. Сравнительный анализ расчетного и экспериментального исследования вязкого течения в решетке турбинных лопаток // Вісник Національного технічного університету “ХП”: Збірник наукових праць. – Харків: НТУ “ХП”. – 2003. – Т. 2, № 9. – С.162-169.

Здобувач виконав розрахунок двовимірної в’язкої течії в плоскій турбінній решітці для умов експериментального дослідження, виконаного раніше на кафедрі турбінобудування.

2. Тарасов А.И., Гуринов А.А., Рассохин Е.В. О моделировании теплообмена на профилях турбинных лопаток с помощью cfd программ // Вісник Національного технічного університету “ХП”: Збірник наукових праць. – Харків: НТУ “ХП”. – 2005. – № 6. – С.81–84.

Здобувач виконав аналіз розрахунку коефіцієнта тепловіддачі на турбінних профілях на основі чисельного моделювання течії в’язкого газу для двовимірного випадку.

3. Тарасов А.И., Гуринов А.А. Решение сопряженной задачи расчета трехмерного гидродинамического и теплового пограничного слоя // Вісник Національного технічного університету “ХП”: Збірник наукових праць. – Харків: НТУ “ХП”. – 2005. – № 29. – С.67–76.

Здобувач розробив алгоритм та комп'ютерну програму для розв'язання задачі розрахунку тривимірного гідродинамічного та теплового пограничного шару на торцевій поверхні міжлопаткового каналу.

4. Тарасов А.И., Гуринов А.А., Чан Конг Шанг. Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины // Вісник Національного технічного університету "ХПІ": Збірник наукових праць. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2006. – №5. – С. 47-52.

Здобувач виконав серію розрахункових досліджень для системи охолодження високотемпературної газової турбіни, для різних видів теплоносіїв. Показав що перегріта пара являється найбільш ефективним охолоджувачем в зрівнянні з повітрям.

5. Капинос В.М., Тарасов А.И., Гуринов А.А. Особенности применения воздуха, пара и влажного пара в системах охлаждения газовых турбин // Вісник Національного технічного університету "ХПІ": Збірник наукових праць. – Харків: НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2007. – №2. – С. 115-120.

Здобувачем запропонований метод розрахунку температурного стану тонкостінних оболонок, що нагріваються зовні газом і охолоджуваних зсередини теплоносієм. Проведені зрівняні розрахунки для повітряної, парової та вологопарової системи охолодження.

АНОТАЦІЇ

Гуринов А.А. Удосконалення повітряних та парових систем охолодження високотемпературних газових турбін. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.16 – турбомашини і турбоустановки. Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2008 р.

Дисертація присвячена актуальному питанню моделювання і аналізу роботи системи охолодження газових турбін із застосуванням альтернативних охолоджувачів для підвищення економічності її роботи, а також підвищення надійності проточних частин газових турбін за допомогою більш точнішого визначення граничних умов теплообміну.

Створена математична модель гідродинамічного і теплового пограничного шару на торцевій поверхні для соплових та робочих лопаток. Запропоновано закон теплообміну для торцевих поверхонь криволінійних каналів, що враховує поправки на степінь турбулентності зовнішньої течії і вторинні течії в кутових зонах поблизу випуклої та вогнутої сторін. Зроблено детальну обробку експерименту шляхом рішення оберненої задачі теплопровідності та чисельного моделювання течії та теплообміну тривимірного в'язкого газу через канал з сопловими лопатками, в результаті якої були

встановлені причини високої інтенсивності теплообміну в кутових зонах лопаткового апарату. Виконаний аналіз розвиненої системи охолодження з використанням в якості охолоджувача повітря і перегрітої пари. Зроблений порівняльний аналіз для трьох видів теплоносіїв: повітря, перегрітої пари і вологої пари, на прикладі соплової лопатки першого ступеня з дефлекторною схемою охолодження. Для цієї мети розроблений метод, заснований на сумісному інтегруванні одновимірних рівнянь енергії, руху, нерозривності для однофазного та двофазного теплоносія і одновимірною рішення рівняння теплопровідності для оболонки лопатки. Показана істотна ефективність вологопарового охолодження в порівнянні з паровим і повітряним, що дозволяє істотно підвищити температуру газу перед турбіною.

Результати досліджень використовуються ТОВ „Актуальна механіка”, (м. Харків) та у навчальному процесі кафедри турбінобудування НТУ “ХП”.

Ключові слова: газова турбіна, система охолодження, пограничний шар, перегріта пара, волога пара.

Гуринов А.А. Совершенствование воздушных и паровых систем охлаждения высокотемпературных газовых турбин. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.16 – турбомашин и турбоустановки. Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2008 г.

Диссертация посвящена актуальному вопросу моделирования и анализа работы системы охлаждения газовых турбин с применением альтернативных охладителей для повышения экономичности ее работы, а также повышения надежности проточных частей газовых турбин путем более точного определения граничных условий теплообмена.

Проведены двухмерные расчеты вязкого газа с использованием современных моделей турбулентности для случаев на пластине и профиле сопловой лопатки. Показано несовершенство моделирования процессов теплообмена на профиле лопатки в случае ламинарно-турбулентного течения при использовании современных моделей турбулентности. Выполнен расчет с использованием известного интегрального метода теплового пограничного слоя на профиле сопловой лопатки, который показал хорошее совпадение с экспериментом. Создана математическая модель гидродинамического и теплового пограничного слоя на торцевой поверхности для сопловых и рабочих лопаток. Сделана детальная обработка эксперимента путем решения обратной задачи теплопроводности, в результате которой были получены распределения коэффициентов теплоотдачи от вогнутой к выпуклой сторонам межлопаточного канала и выявлены их особенности, которые заключались главным образом в

резком повышении интенсивности теплообмена при приближении к угловым зонам. На основе численного моделирования течения и теплообмена трехмерного вязкого газа через канал с сопловыми лопатками установлены причины высокой интенсивности теплообмена в угловых зонах лопаточного аппарата. Предложен закон теплообмена для торцевых поверхностей криволинейных каналов, который учитывает поправки на степень турбулентности внешнего течения и вторичные течения в угловых зонах вблизи выпуклой та вогнутой сторон. Показана адекватность разработанной математической модели сопряженного гидродинамического и теплового пограничного слоя на торцевых поверхностях при сравнении с экспериментами.

Выполнен анализ разветвленной системы охлаждения с использованием в качестве охладителя воздуха и перегретого пара. Сравнительный анализ, включал в себя сопряженное решение проблем теплопроводности твердого тела и моделирования потоков хладагента в разветвленной гидравлической сети. Параметры пара на входе в систему охлаждения были приняты такими же, как и для воздуха. Сравнение свойств пара и воздуха для этих условий показало, что плотность пара оказалась более чем в полтора раза меньше плотности воздуха. Это привело к увеличению скорости теплоносителя при замене воздуха на пар, а расход пара вследствие роста гидравлических сопротивлений снизился на 20-30%. В результате во всех каналах системы охлаждения возросла интенсивность теплообмена приблизительно на 30-40%. Вследствие большей теплоемкости (примерно в 2 раза) пар являлся лучшим хладагентом, и его температура возрастала по мере прохождения по охлаждающим каналам в меньшей степени. Если условно считать, что воздушная система охлаждения обеспечивала приемлемый температурный уровень элементов, то тогда паровая система приводит к существенному захлаживанию и перерасходу пара. Фиксируя температуру пара на уровне для воздушной системы охлаждения и варьируя давлением, удалось приблизиться к температурному полю рассматриваемых элементов с воздушным охлаждением. При этом было показано, что в сопловом аппарате расход пара снизился на 45%, в рабочих лопатках на 35%, всего ротора газовой турбины на 32%, по сравнению с расходом воздуха.

Сделан сравнительный анализ для трех видов теплоносителей: воздуха, перегретого пара и влажного пара, на примере сопловой лопатки первой ступени с дефлекторной схемой охлаждения пера лопатки и системы охлаждения торцевой поверхности. Для этой цели разработан метод, основанный на совместном интегрировании одномерных уравнений энергии, движения, неразрывности для однофазного и двухфазного теплоносителя и одномерного решения уравнения теплопроводности для оболочки лопатки. Предложено

рациональное охлаждение воздухом сопловой лопатки дефлекторного типа, что позволило существенно снизить температуру стенки лопатки. Показана существенная эффективность влажнопарового охлаждения по сравнению с паровым и воздушным, что позволяет существенно повысить температуру газа перед турбиной.

Результаты исследований используются ООО „Актуальная механика”, (г. Харьков) и в учебном процессе кафедры турбиностроения НТУ “ХПИ”.

Ключевые слова: газовая турбина, система охлаждения, температурное состояние, пограничный слой, перегретый пар, влажный пар.

Gurinov A.A Improvement of the air and steam cooling systems for high temperature gas turbines. – It is Manuscript.

Thesis for the degree of candidate of engineering sciences on speciality 05.05.16 – turbomachine and turbine units. National technical university “Kharkov polytechnic institute”, Kharkov, 2008.

Thesis is devoted to the important problem of the gas turbines cooling system design and analysis of its operation with alternative heat carriers for the best efficiency, and also increasing of reliability of gas turbines flow parts by more exact determination of heat transfer coefficients.

The mathematical model of hydrodynamic and thermal boundary layer on a end wall surface for nozzle and blades is created. The law of heat exchange for the end walls of curvilinear channels is developed, which takes into account the turbulence and secondary flows vorticity in angular zones of the end wall near-by suction and pressure blade sides. The mathematical model was based on experimental data for the several types of blade cascades. The experimental data were treated in detail to make the model more exact. For that it was resolved reverse conduction problem to be having the heat transfer coefficients field that continuously covers whole area of the blade channel platform.

Branched hydraulic network of the cooling air and steam system was analyzed. It was analyzed efficiency of the nozzle vane cooling system with deflector that was fed by the three types of the heat carrier: air, steam and wet steam. For that analysis it was developed the method for the coupled integration 1-D ordinary equations of the energy, impulse and continuity for the one- and two-phase flow, and 1-D equation of the conductivity for the nozzle vane shell. It was shown high efficiency of the wet steam cooling comparing with steam and air cooling.

Results of the researches are used in the LTD. „Actual mechanics”, (Kharkov) and in the educational process of department of NTU “KhPI ” turbine building.

Keywords: gas turbine, cooling system, boundary layer, overheated steam, wet steam.

Підписано до друку 03.12.07 р. Формат видання 145x215.
Формат паперу 60x90 1/16. Папір офсетний. Друк – ризографія.
Ум. -друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Зам. № 262964
Гарнітура Times New Roman.

Надруковано у ФО-П Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво № 04058841 Ф0050331 від 21.03.2001 р.
61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 16.