

УДК 533.6.011.6

Р.В. Федоров, Д.А. Генералов, М.И. Корнилова

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН, ОБТЕКАЕМЫХ СВЕРХЗВУКОВЫМ ДИСПЕРСНЫМ ПОТОКОМ¹

Федоров Руслан Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика» Ульяновского государственного технического университета. Окончил УлГТУ. Имеет статьи и изобретения в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: r.fedorov@ulstu.ru].

Генералов Дмитрий Александрович, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» УлГТУ. Окончил УлГТУ. Имеет статьи и изобретения в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: dmgeneralov@mail.ru].

Корнилова Мария Игоревна, студентка 2 курса УлГТУ. Имеет статьи в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: masha.kornilova.1995@mail.ru].

Аннотация

Разработка перспективных газотурбинных установок должна обеспечивать их работу в условиях повышения температуры рабочего тела с целью повышения коэффициента полезного действия при надежной и экономичной эксплуатации. В данной работе предложена математическая модель и методика численного исследования теплового состояния лопаток турбомашин, обтекаемых сверхзвуковым дисперсным потоком с учетом феномена газодинамической температурной стратификации. Адекватность модели турбулентного дисперсного пограничного слоя проверялась путем сопоставления расчетов коэффициентов теплоотдачи дисперсного потока в соплах с экспериментальными данными. С целью повышения точности расчетного прогнозирования теплового состояния лопаток за счет получения достоверных данных, а также повышения эффективности систем охлаждения для увеличения ресурса лопаток в настоящее время на базе пакета TurboWorks на кафедре «Теплоэнергетика» УлГТУ разрабатывается интегрированный в пакет Solid Works программно-информационный комплекс, в который в качестве уникальной информационной базы будут включены результаты исследований температурной стратификации. Как показывает анализ результатов численного исследования, применение разработанного конвективно-пленочного охлаждения дает уменьшение температуры выходной кромки лопатки турбомашин в 1,6 раза по сравнению с конвективным охлаждением.

Ключевые слова: математическое моделирование, численные методы, тепловая защита, конвективно-пленочное охлаждение, программно-информационный комплекс, дисперсный поток.

MATHEMATICAL MODELING AND NUMERICAL ANALYSIS OF A THERMAL STATE OF TURBO-MACHINE BLADES AFFECTED BY A SUPERSONIC DISPERSED FLOW

Ruslan Vladimirovich Fedorov, Candidate of Engineering, Associate Professor at the Department of Heat Power Engineering at Ulyanovsk State Technical University; graduated from Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modeling the hydro-gas-dynamic processes. e-mail: r.fedorov@ulstu.ru.

Dmitrii Aleksandrovich Generalov, Post-Graduate Student at the Department of Heat Power Engineering at Ulyanovsk State Technical University; graduated from Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modeling the hydro-gas-dynamic processes. e-mail: dmgeneralov@mail.ru.

Maria Igorevna Kornilova, a second year student at Ulyanovsk State Technical University; an author of articles in the field of numerical modeling the hydro-gas-dynamic processes. e-mail: masha.kornilova.1995@mail.ru.

Abstract

The development of the advanced gas-turbines must ensure their operation under the conditions of an increasing temperature of a working body to improve the efficiency during in a reliable and efficient operation. In this paper, a mathematical model

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Совета по грантам Президента Российской Федерации (гранты СП-875.2012.1 и МД-1576.2014.8).

and a method of a numerical research of a thermal state of turbo-machine blades affected by a supersonic dispersed flow including a gas-dynamic temperature stratification phenomenon are introduced. The adequacy of a turbulent dispersed boundary layer model was verified by comparing the calculation of the heat transfer coefficients of the dispersed flow in the nozzles with the experimental data. In order to improve the accuracy of the calculated prediction of the thermal state of the blades due to obtaining the reliable data, as well as the efficiency of cooling systems for the increasing resource of the blades, a software and information complex integrated into the Solid Works package is currently being developed on the base of the Turbo Works package at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University. The research results of the temperature stratification will be included into this software and information complex as a unique information base. As the analysis of the numerical study results shows, the application of the developed convective-film cooling temperature provides the temperature reduction to the trailing edge of the turbo machine blade by 1.6 times compared with the convection cooling.

Key words: mathematical modeling, numerical methods, thermal protection, convective-film cooling, software and information complex, dispersed flow.

ВВЕДЕНИЕ

Согласно данным «Энергетической стратегии России на период до 2020 г.», износ активной части основных фондов в электроэнергетике составляет 60–65%. На большинстве турбин лопатки выработали свой ресурс и поэтому требуется их быстрое, качественное и более дешевое производство. Традиционная технология производства лопаток турбин является весьма дорогостоящей и занимает много времени на подготовку производства: от 6 месяцев до года. Поэтому обеспечение тепловой защиты рабочих поверхностей лопаток турбин является значимым резервом повышения технико-тактических характеристик турбомашин, повышения сроков их эксплуатации, сокращения стоимости их обслуживания. Разработка эффективной тепловой защиты лопаток турбин является сложным и трудоемким процессом, включающим газодинамические, тепловые и прочностные расчеты, выбор рациональных систем охлаждения и их оптимизацию [1–3].

Разработка перспективных газотурбинных установок должна обеспечивать их работу в условиях повышения температуры рабочего тела с целью повышения коэффициента полезного действия при надежной и экономичной эксплуатации. Непрерывное повышение параметров рабочего тела обеспечивает более теплонапряженные состояния элементов газотурбинных установок, особенно лопаток турбоустановок. В таких условиях предел эластичности материала лопатки является достаточно чувствительным к изменению температуры, и при увеличении температуры вала на 10 К расчетный ресурс уменьшается вдвое [2]. Поэтому требуется знание более точного распределения температурного поля в самой лопатке и полей температур охладителя. Применение численного моделирования (CFD) позволяет модернизировать взаимодействие невязких и вязких стационарных течений со скоростями, течений и теплообмена во вращающихся каналах, турбулентного теплообмена в условиях влияния благоприятного и неблагоприятного градиентов давления [4]. Течения жидкостей и газов играют решающую роль в рабочих процессах газотурбинных установок, и они сопровождаются нестационарными эффектами, поэтому необходимо учитывать влияние нестационарных явлений на работу лопаточных аппаратов. Абсолютная погрешность расчетного прогнозирования температуры лопатки на

стадии ее проектирования не должна превышать 20–30 К, что повышает требования к САПР.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

С целью повышения точности расчетного прогнозирования теплового состояния лопаток за счет получения достоверных данных, а также повышения эффективности систем охлаждения для увеличения ресурса лопаток в настоящее время на базе пакета TurboWorks на кафедре «Теплоэнергетика» УлГТУ разрабатывается интегрированный в пакет Solid Works программно-информационный комплекс, в который в качестве уникальной информационной базы будут включены результаты исследований температурной стратификации.

Для точного прогноза теплового состояния необходимо решить пространственную задачу теплопроводности с неравномерным распределением граничных условий теплообмена как со стороны горячего потока газа, так и со стороны охлаждающего воздуха.

Для полного и качественного расчета трехмерного нестационарного температурного поля лопатки в нелинейной постановке с учетом зависимости теплофизических свойств материала лопатки от температуры применяются численные методы. Необходимо решить нестационарную пространственную нелинейную задачу теплопроводности лопатки:

$$c_{\lambda} \rho_{\lambda} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\lambda} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{\lambda} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{\lambda} \frac{\partial T}{\partial z} \right); \quad (1)$$

Величины λ_{λ} , c_{λ} , ρ_{λ} зависят от температуры.

Плотность q теплового потока при теплопередаче от рабочего тела в дозвуковом тракте к рабочему телу в сверхзвуковом тракте выражается уравнением:

$$q = k(T_{r1} - T_{r2}) = k\Delta T, \quad (2)$$

где $k = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)^{-1}$.

Плотность теплового потока, а следовательно интенсивность температурной стратификации возрастает при увеличении температурного напора ΔT_r и при возрастании коэффициента теплопередачи k . Температуры T_{r1} , T_{r2} выражаются через термодинамические температуры T_r ,

T_2 потока и коэффициенты восстановления температуры r_1, r_2 [5]:

$$T_{r1} = T_1 + r_1 (T^* - T_1); \quad (3)$$

$$T_{r2} = T_2 + r_2 (T^* - T_2); \quad (4)$$

$$T^* = T + u^2/2c_p; \quad (5)$$

Использование феномена газодинамической температурной стратификации позволит сократить расход охлаждающего воздуха в результате интенсификации теплообменных процессов, что сократит выбросы охлаждающего воздуха в проточную часть турбины и приведет к увеличению ее коэффициента полезного действия [6].

Для уравнения (1) граничные условия третьего рода в аналитическом виде записываются следующим образом:

- для поверхности лопатки со стороны газа:

$$-\lambda_{,l} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_z (T_r - T_{w1}); \quad (6)$$

- для поверхности лопатки со стороны охладителя:

$$-\lambda_{,l} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_{охл} (T_{w2} - T_{охл}); \quad (7)$$

- для поверхности лопатки со стороны газа в канале для разделения потока:

$$-\lambda_{,l} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_z (T_{w3} - T_{z2}). \quad (8)$$

Граничное условие (8) применяется для лопаток, в которых выполнены охлаждающие каналы, где проходит дозвуковой поток газа.

Для перехода от дифференциального уравнения (1) к конечно-разностному уравнению используется метод тепловых балансов.

Определение граничных условий происходит путем численного решения дифференциальных уравнений пограничного слоя. Систему уравнений, описывающих стационарный процесс теплоотдачи на поверхности плоской лопатки, можно представить в виде:

- дифференциальное уравнение теплоотдачи:

$$a_z = - \frac{\lambda}{|T_r - T_w|} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}; \quad (9)$$

- дифференциальное уравнение энергии:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial \tau} \left[(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2 + \frac{dP}{d\tau} + w_x \frac{dP}{dx} + q_v; \quad (10)$$

- дифференциальное уравнение движения:

$$\rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = - \frac{dP}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w_x}{\partial y} \right] + S_v; \quad (11)$$

- дифференциальное уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} = 0; \quad (12)$$

- уравнение состояния:

$$\rho = \rho/(RT). \quad (13)$$

Дополнительные члены q_v и S_v характеризуют тепловое и аэродинамическое влияние частиц на несущую среду. Непосредственное влияние частиц на структуру увеличивается с ростом продольного градиента давления [7]. Течение дисперсного потока в дозвуковом тракте характеризуется отсутствием поперечного перемещения частиц в пограничном слое. Это позволяет определять коэффициент восстановления температуры по зависимости для однородного потока газа:

$$r_1 = \sqrt[3]{Pr}. \quad (14)$$

В сверхзвуковом потоке присутствует поперечное перемещение частиц, поэтому зависимость для определения коэффициента восстановления температуры определяется выражением:

$$r_2 = \frac{\sqrt[3]{Pr}}{1 + 28,6G^{0,3}}, \quad (15)$$

где G – обобщенная переменная имеет смысл критерия подобия, которая характеризует влияние конденсированных частиц $G = \frac{|s_v| \mu_0}{(u_{sm} - u) \rho_0^2 u_0^2}$.

Интенсивность внутренних источников теплоты q_v и количества движения s_v применительно к дисперсному пограничному слою:

$$s_v = \frac{0,75 \rho_s \rho c_{fs}}{\rho_g d_s} |u_s - u| (u_s - u); \quad (16)$$

$$q_v = \frac{6 \alpha_s \rho_s}{\rho_g d_s} (T_s - T). \quad (17)$$

На участке поверхности лопатки с ламинарным пограничным слоем принимаем $\lambda_T = \mu_T = 0$.

На участке поверхности с турбулентным пограничным слоем коэффициент турбулентного переноса теплоты λ_T можно определить по соотношению:

$$\lambda_T = \frac{\mu_T c_p}{Pr_T} \approx \frac{\mu_T c_p}{0,9}. \quad (18)$$

Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в соответствии с моделью пути смешения Прандтля определяется зависимостью:

$$\mu_T = \frac{\rho l^2 \partial u}{\partial y}, \quad (19)$$

где длина пути смешения l рассчитывается по выражению:

$$l = \alpha y \{1 - \exp[-\rho \nu y / (26\mu)]\}, \quad (20)$$

где α – коэффициент, характеризующий интенсивность турбулентного переноса количества движения;

ν – динамическая скорость в рассматриваемой точке.

Коэффициент $\alpha = \alpha T$ определяется зависимостью, предложенной Ковальновым Н.Н. [7], учитывающей влияние фактора динамической нестационарности, продольного градиента давления и кривизны обтекаемой поверхности:

$$\alpha_T = 0,4 \sqrt{1 - \frac{4,9}{\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=0}} \left[\frac{\left(\frac{\partial P_\infty}{\partial \tau}\right)}{\rho_\infty w_{x0} w_{x\infty}} - \frac{w_{x\infty}}{r} \right]} \cdot \frac{\left(\frac{\partial P_\infty}{\partial x}\right)}{1 + 21,4 \frac{\left(\frac{\partial P_\infty}{\partial x}\right)}{\rho_\infty u_0 \left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=0}}}, \quad (21)$$

где индекс ∞ характеризует параметры течения в анализируемом сечении за пределами пограничного слоя.

При определении коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопаток поверхность делится на ряд характерных участков, для каждого из которых записывается свое уравнение подобия вида $Nu = cRe^n$.

Для зоны входной кромки коэффициент теплоотдачи определяется уравнением подобия:

$$Nu_{вх.кр} = 0,635 Re_{вх.кр}^{0,5} \quad (22)$$

Для зоны выходной кромки используется уравнение подобия:

$$Nu_{вых.кр} = 0,00325 Re_{2\text{вых.кр}}^{0,93} \quad (23)$$

Третий определяемый характерный участок – зона вогнутой части профиля – корыта. В активных решетках среднее значение коэффициента теплоотдачи на вогнутой стороне:

$$\bar{a}_{\text{вогн}} \approx (0,85 \dots 0,95) \bar{a}_z \quad (24)$$

В реактивных решетках:

$$\bar{a}_{\text{вогн}} \approx (1 \dots 1,2) \bar{a}_z \quad (25)$$

Четвертый характерный участок – зона выпуклой части профиля – спинки. В активных решетках среднее значение коэффициента теплоотдачи на спинке:

$$\bar{a}_{\text{сп}} \approx (1 \dots 1,1) \bar{a}_z \quad (26)$$

В реактивных решетках:

на входной части спинки (0,6–0,7 длины спинки):

$$a_{\text{з.вх.сп}} \approx (0,75 \dots 0,95) \bar{a}_z; \quad (27)$$

на выходной (остальной) части

спинки:

$$a_{\text{з.вых.сп}} \approx (1,2 \dots 1,4) \bar{a}_z \quad (28)$$

В каналах рабочих лопаток коэффициент теплоотдачи определяется уравнением [1]:

$$a_{\text{охл.вр.}} = a_{\text{охл.}} k_{\text{вр.}} \quad (29)$$

Адекватность модели турбулентного дисперсного пограничного слоя проверялась путем сопоставления расчетов коэффициентов теплоотдачи дисперсного потока в соплах с опытными данными. Результаты сопоставления, приведенные в работе [7], свидетельствуют о том, что предлагаемая методика в целом адекватно отражает особенности обменных процессов в дисперсном пограничном слое.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

При расчете выбираются теплофизические свойства материала лопатки и рабочего тела, рассчитываются граничные условия теплообмена на поверхностях лопатки, рассчитывается система охлаждения и определяются граничные условия теплообмена на поверхностях охлаждающих каналов. Определение граничных условий теплообмена для лопаток турбомашин предусмотрено как с помощью эмпирических уравнений подобия, так и на основе интегральных или дифференциальных методов расчета.

На рисунке 1 приведена зависимость относительной погрешности расчета от продолжительности теплового процесса. Продолжительность теплового процесса варьировалась путем изменения разбиения лопатки на расчетные элементы. Как видно из рисунка 1 при продолжительности теплового процесса более 10 минут относительная погрешность вычислений стремится к минимальным значениям. Такой продолжительности теплового процесса соответствует разбиение лопатки на 100000 расчетных элементов.

На рисунках 2 и 3 показаны результаты теплового расчета лопаток с конвективным охлаждением. Начальная температура лопатки задается равной 293 К. Как показывает анализ результатов, приведенных на рисунках 2 и 3,

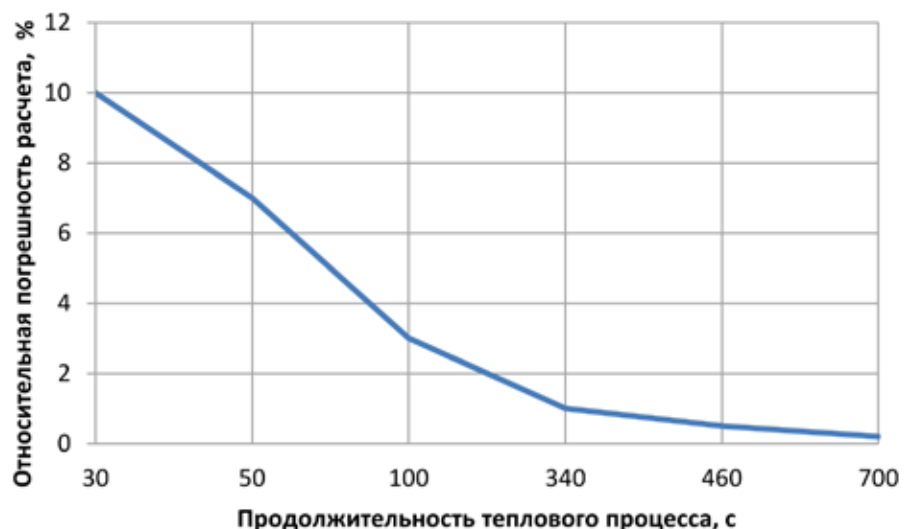


Рис. 1. Зависимость между заданной продолжительностью расчета и относительной погрешностью расчета

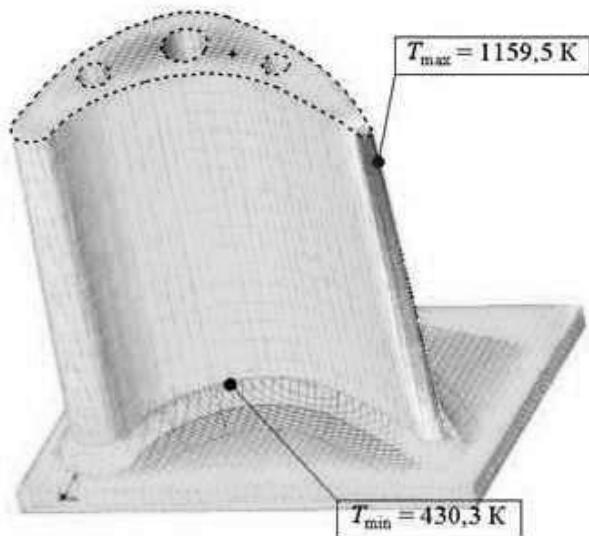


Рис. 2. Тепловое состояние лопатки турбины с максимальным значением температуры поверхности = 1159,5 К

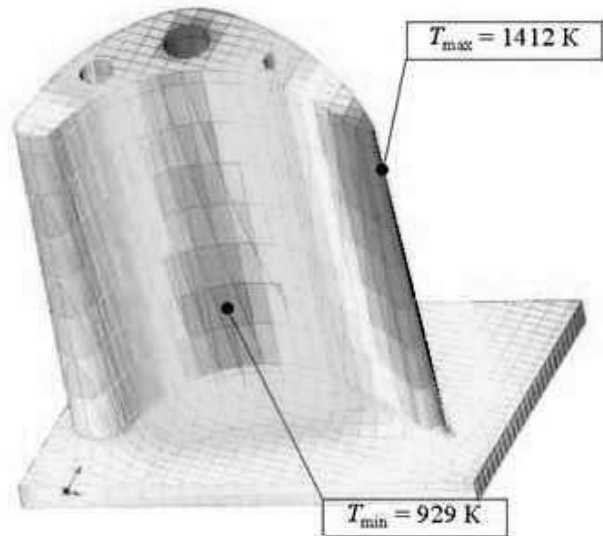


Рис. 3. Тепловое состояние лопатки турбины с максимальным значением температуры поверхности = 1412 К

наиболее подвержена перегреву выходная кромка лопатки. Это качественно соответствует экспериментальным данным [8].

На рисунке 4 показаны результаты эффективности лопаток с конвективно-пленочным охлаждением. Начальная температура лопатки задается равной 293 К. Как показывает анализ результатов, приведенных на рисунке 4, применение разработанного конвективно-пленочного охлаждения дает уменьшение температуры выходной кромки в 1,6 раза.

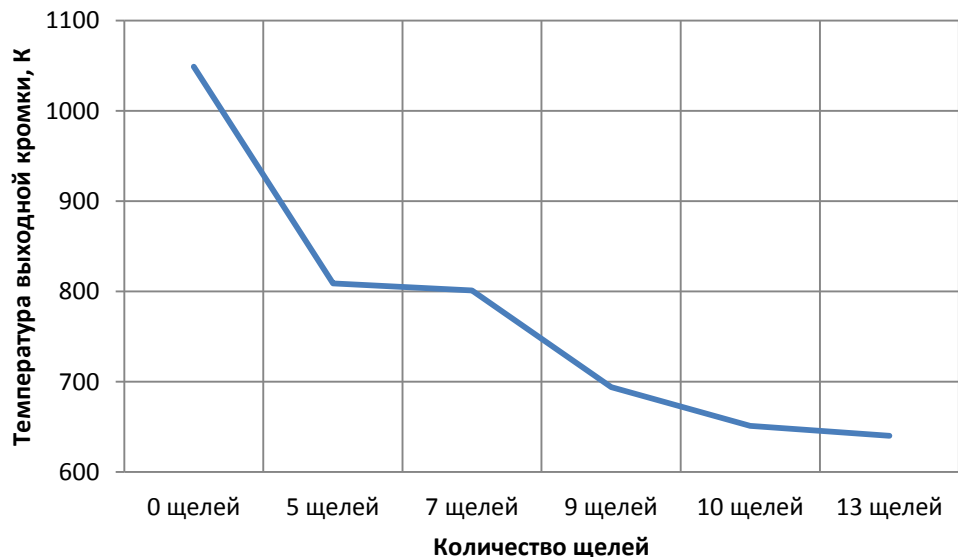


Рис. 4. Эффективность конвективно-пленочного охлаждения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

На основе численного моделирования установлено принципиально различное влияние конденсированных частиц на эффективность конвективно-пленочного охлаждения при наличии и отсутствии инерционного выпадения частиц на стенку. Как показывает анализ результатов исследования, применение разработанного конвективно-пленочного охлаждения дает уменьшение температуры выходной кромки в 1,6 раза. С учетом полученных результатов представляется перспективным дальнейшая доработка программно-информационного комплекса, позволяющая проводить расчет теплового состояния лопаток турбомашин с повышенной точностью с учетом газодинамической температурной стратификации потока, что позволит разрабатывать новые способы охлаждения лопаточных аппаратов на основе данного феномена.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин : учеб. пособие. – М. : Изд. МАИ, 1996. – 100 с.
2. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. – Х. : «Основа», 1994. – 121 с.
3. Осокин В.А., Шпак П.А., Пиук Е.Л. Перспективы совершенствования конструкций теплозащитных покрытий для лопаток газотурбинных установок // Перспективные материалы. – 2008. – № 2. – С. 19–27.
4. Numerical analysis of turbine blade cooling ducts / by Marc Johannes Noot: – Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 1997.
5. Математическое моделирование и исследование газодинамической температурной стратификации в

дисперсном потоке / В.Н. Ковальногов [и др.] // Автоматизация процессов управления. – 2013. – № 1 (31). – С. 40–46.

6. Ковальногов Н.Н., Фокеева Е.В. Оптимизация параметров процесса газодинамической температурной стратификации в дисперсном потоке // Проблемы энергетики. – 2010. – № 11–12. – С. 3–11.

7. Ковальногов Н.Н. Пограничный слой в потоках с интенсивными воздействиями. – Ульяновск : УлГТУ, 1996. – 245 с.

8. Тепловая защита лопаток турбин / Б.М. Галицейский [и др.]; под ред. Б.М. Галицейского. – М. : Изд. МАИ, 1996. – 356 с.

REFERENCES

1. Nagoga G.P. *Effektivnye sposoby okhlazhdeniya lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin: ucheb. posobie* [An Effective Cooling Method for High-Temperature Gas Turbine Blades. Textbook]. Moscow, MAI Publ., 1996. 100 p.

2. Kopelev S.Z. and Slitenko A.F. *Konstruktsiya i raschet sistem okhlazhdeniya GTD* [The Structure and Design of Gas-Turbine-Engine Cooling Systems]. Kharkiv, Osnova Publ., 1994. 121 p.

3. Osokin V.A., Shpak P.A., and Piyuk E.L. *Perspektivy sovershenstvovaniya konstruktsiy teplozashchitnykh pokrytiy dlya lopatok gazoturbinnnykh ustanovok* [Advanced

Improving the Construction of the Thermal Protection for Gas-Turbine Blades]. *Perspektivnye materialy* [Non-Conventional Materials, Journal], 2008, no. 2, pp. 19–27.

4. Marc Johannes Noot. *Numerical Analysis of Turbine Blade Cooling Ducts*. Eindhoven, the Eindhoven University of Technology, 1997.

5. Kovalnogov V.N. and Others. *Matematicheskoe modelirovanie i issledovanie gazodinamicheskoy temperaturnoy stratifikatsii v dispersnom potoke* [Mathematical Modeling and Research of Effectiveness of Gas-Dynamic Temperature Stratification in Disperse Flow]. *Avtomatizatsiya protsessov upravleniya* [Automation of Control Processes], 2013, no. 1 (31), pp. 40–46.

6. Kovalnogov N.N. and Fokeeva E.V. *Optimizatsiya parametrov protsessa gazodinamicheskoy temperaturnoy stratifikatsii v dispersnom potoke* [Optimization of Parameters of Process Gas-Dynamical Temperature Stratification in a Disperse Stream]. *Problemyenergetiki* [Power Engineering Problems], 2010, no. 11–12, pp. 3–11.

7. Kovalnogov N.N. *Pogranichnyi sloy v potokakh s intensivnymi vozdeystviyami* [Boundary Layer in Flows with Intensive Exposure]. Ulyanovsk, ULSTU Publ., 1996. 245 p.

8. Galitseyskiy B.M. and Others. *Teplovaya zashchita lopatok turbin. pod red. B.M. Galitseyskogo* [Thermal Protection of Turbine Blades. Under the Editorship of B.M. Galitseyskiy]. Moscow, MAI Publ., 1996. 356 p.