

УДК 621.1.016+532.526

В.Н. Ковальногов, Д.А. Генералов, А.В. Чукалин, Р.В. Федоров, А.А. Плеханова

НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ТУРБОМАШИН¹

Ковальногов Владислав Николаевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Тепловая и топливная энергетика» Ульяновского государственного технического университета, окончил Казанский государственный университет. Имеет статьи, монографии и изобретения в области моделирования, исследования и оптимизации тепловых и гидрогазодинамических процессов в энергоустановках и технологическом оборудовании. [e-mail: kvn@ulstu.ru].

Генералов Дмитрий Александрович, старший преподаватель кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, окончил УлГТУ. Имеет статьи и изобретения в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: dmgeneralov@mail.ru].

Чукалин Андрей Валентинович, аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, окончил УлГТУ. Имеет статьи в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: chukalin.andrej@mail.ru].

Федоров Руслан Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, окончил УлГТУ. Имеет статьи, монографии и изобретения в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: r.fedorov@ulstu.ru].

Плеханова Анна Алексеевна, студентка 4 курса направления «Теплоэнергетика и теплотехника» энергетического факультета УлГТУ. Имеет статьи в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: nyutka73@mail.ru].

Аннотация

Приведены способ исследования теплового состояния лопаток турбомашин, методика численного исследования с учетом феномена газодинамической температурной стратификации. Рассматриваются возможность повышения эффективности охлаждения турбинных лопаток благодаря использованию феномена газодинамической температурной стратификации, возможность повышения точности расчетного прогнозирования теплового состояния лопаток за счет получения достоверных данных путем разработки математической модели и уникального программно-информационного комплекса для моделирования.

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

NEW ENGINEERING SOLUTIONS BASED ON MATHEMATICAL MODELLING OF THE TURBINE BLADE SYSTEM

Vladislav Nikolaevich Kovalnogov, Doctor of Engineering; Head of the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; graduated from Kazan State University; an author of articles, monographs, and inventions in the field of simulation, research, and optimization of thermal and hydrogasdynamic processes in power installations and processing equipment. e-mail: kvn@ulstu.ru.

Dmitrii Aleksandrovich Generalov, Senior Lecturer at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modelling of hydrogasdynamic processes. e-mail: dmgeneralov@mail.ru.

Andrei Valentinovich Chukalin, Postgraduate Student at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modelling of hydrogasdynamic processes. e-mail: chukalin.andrej@mail.ru.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Совета по грантам Президента Российской Федерации, грант № МК-4742.2016.8.

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

Anna Alekseevna Plekhanova, Forth Year Student of the Thermal and Heat Engineering Course of the Power Faculty at Ulyanovsk State Technical University. e-mail: nyutka73@mail.ru.

Abstract

The article deals with a method for studying the thermal state of turbomachine blades and a numerical investigation method taking into account the phenomenon of gas-dynamic temperature stratification. The authors consider the possibility of increasing the efficiency of cooling turbine blades due to the phenomenon of gas-dynamic temperature stratification, the possibility of improving the accuracy of the calculated forecasting of the thermal state of the blades by obtaining reliable data by developing a mathematical model and a unique software and information complex for modelling.

Key words: mathematical modelling, numerical methods, thermal protection, 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.

Разработка перспективных газотурбинных установок (ГТУ) должна обеспечивать их работу в условиях повышения температуры рабочего тела с целью увеличения коэффициента полезного действия (КПД) при обеспечении надежной и экономичной эксплуатации. Непрерывное повышение параметров рабочего тела обеспечивает более теплонпряженные состояния элементов ГТУ, 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 [1]. 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. Течения жидкостей и газов играют решающую роль в рабочих процессах

ГТУ, 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 системам автоматизированного проектирования (САПР) [2–6].

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Высокоточное исследование в нелинейной постановке выполняется с использованием численных методов, при этом учитывается зависимость теплофизических свойств материала лопатки от температуры трехмерного нестационарного температурного поля лопатки. Поэтому необходимо решать нестационарную нелинейную пространственную задачу теплопроводности лопатки [7]:

$$c_l \rho_l \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_l \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_l \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_l \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где x, y, z – координаты, м; T – температура, К; τ – время, с; λ_l – коэффициент теплопроводности материала лопатки, Вт/(м·с); c_l – удельная теплоемкость, Дж/кг·К; ρ_l – плотность материала лопатки, кг/м³; величины λ_l, c_l, ρ_l зависят от температуры.

Для перехода от дифференциального уравнения теплопроводности лопатки к конечно-разностному используется метод тепловых балансов.

На рисунке 1 приведены схемы к расчету двумерного пограничного слоя при обтекании поверхностей спинки и корыта лопатки и схема развертки пограничного слоя в декартовой системе координат.

Плотность q теплового потока при теплопередаче от рабочего тела в дозвуковом тракте к рабочему телу в сверхзвуковом тракте выражается уравнением [8]:

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

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

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_1 , T_2 потока и коэффициенты восстановления температуры r_1 , r_2 [9]:

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

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

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

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 КПД [7].

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

- для поверхности лопатки со стороны газа:

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

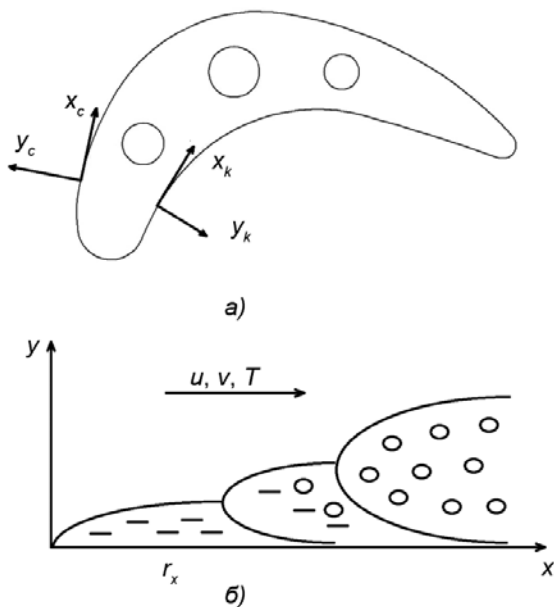


Рис. 1. Схема к расчету двумерного пограничного слоя при обтекании поверхностей корыта и спинки лопатки в криволинейных координатах $\{x_c, y_c\}$ и $\{x_k, y_k\}$ (а) и схема развертки пограничного слоя в декартовой системе координат $\{x, y\}$ (б): r_x – радиус кривизны; $r_x > 0$ для спинки; $r_x < 0$ для корыта

- 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:

$$-\lambda_{.l} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_z (T_{w3} - T_{r2}). \quad (8)$$

Граничное условие (8) применяется для лопаток, в которых выполнены охлаждающие каналы, где происходит 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:

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

- дифференциальное уравнение энергии:

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

- дифференциальное уравнение движения:

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

- 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:

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

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 [10]. 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:

$$s_v = \frac{0,75 \rho_s \rho c_{fs}}{\rho_6 d_s} |u_s - u| (u_s - u), \quad (16)$$

$$q_v = \frac{6 \alpha_s \rho_s}{\rho_6 d_s} (T_s - T). \quad (17)$$

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:

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

где ν – динамическая скорость в рассматриваемой точке.

Коэффициент $\alpha = \alpha_T$ определяется зависимостью, предложенной Ковальговым Н.Н. [10], учитывающей влияние фактора динамической нестационарности, продольного градиента давления и кривизны обтекаемой поверхности:

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

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 $\overline{Nu} = c Re^n$.

Для зоны входной кромки коэффициент теплоотдачи определяется уравнением подобия:

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

Для зоны выходной кромки используется уравнение подобия:

$$\overline{Nu}_{вых.кр} = 0,00325 Re_{2вых.кр}^{0,93}. \quad (23)$$

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

$$\overline{a_2}_{вогн} \approx (0,85 \dots 0,95) \overline{a_2}. \quad (24)$$

В реактивных решетках –

$$\overline{a_2}_{вогн} \approx (1 \dots 1,2) \overline{a_2}. \quad (25)$$

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

$$\overline{a_2}_{cn} \approx (1 \dots 1,1) \overline{a_2}. \quad (26)$$

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

$$\overline{a_2}_{cn}^{вх} \approx (0,75 \dots 0,95) \overline{a_2}; \quad (27)$$

на выходной (остальной) части спинки:

$$\overline{a_2}_{cn}^{вх} \approx (1,2 \dots 1,4) \overline{a_2}. \quad (28)$$

В каналах рабочих лопаток коэффициент теплоотдачи определяется уравнением [8]:

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

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.

На рисунке 2 показан пример тепловой картины, полученной с помощью выполненного на разработанном на кафедре «Тепловая и топливная энергетика» комплексе программ расчета теплового состояния лопатки турбомшины. Из рисунка 2 видно, что наиболее нагретыми являются входная и выходная кромки лопатки.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На кафедре «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ с помощью разработанного комплекса программ проведены исследования эффективности применения

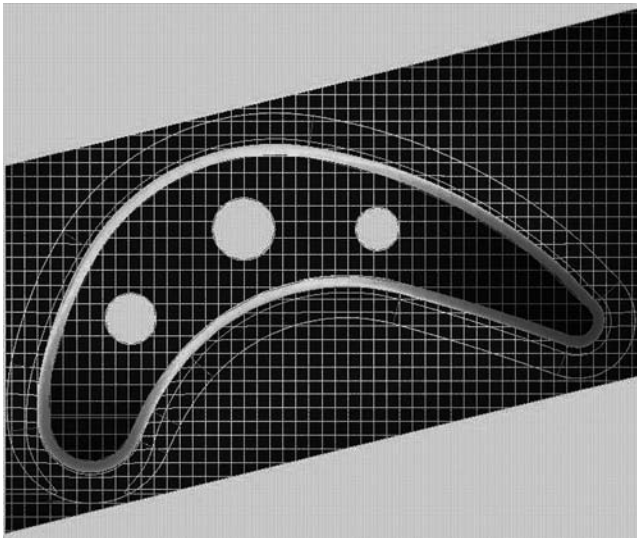


Рис. 2. Пример тепловой картины лопатки турбомашины для времени прогрева 30 с

газодинамической температурной стратификации дисперсных потоков в турбоустановках. Рассматривались варианты с совместным охлаждением газа и воздуха, с охлаждением воздуха и с подогревом рабочего тела [3]. Наибольшее КПД достигается в последнем случае, и данный способ повышения эффективности работы турбоустановки реализован в патенте РФ на изобретение [1]. Был проведен расчет ГТУ с учетом предполагаемого увеличения температуры за счет реализации эффекта газодинамической температурной стратификации в трубе Леонтьева. Повышение эффективности работы теплосилового устройства оценивалось по изменению эффективного КПД. В результате расчета показана зависимость прироста КПД от увеличения температуры (рис. 3).

При увеличении температуры газа на 50°K прирост эффективного КПД составляет практически 0,35%.

С учетом положительных результатов, реализованных в [1], были разработаны еще два технических решения, повышающих технико-тактические характеристики двигателей, на которые получено решение о выдаче патента на изобретение РФ (номера положительных решений заявок на изобретение № 2015155123 и № 2015155124).

Первое техническое решение заключается в применении паровых форсунок перед устройством разделения потоков для подачи пара с целью интенсификации теплообмена между до-

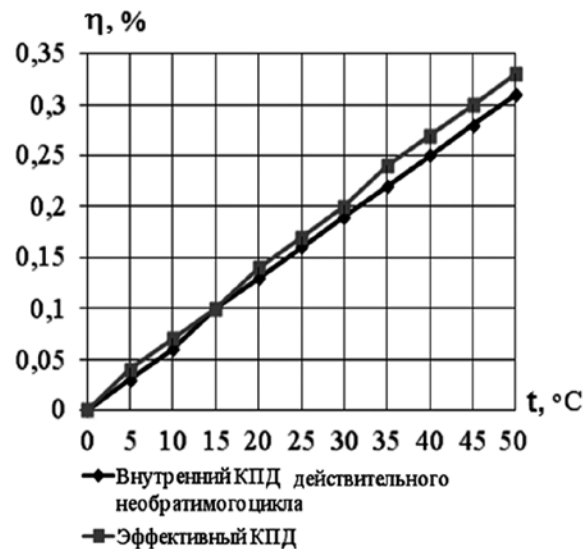


Рис. 3. Зависимость прироста внутреннего и эффективного КПД от увеличения температуры рабочего тела

звуковым и сверхзвуковым потоками, что приводит к большему повышению температуры газа перед турбиной и, следовательно, к повышению КПД.

Второе техническое решение заключается в использовании тепла дозвукового потока в трубе Леонтьева (рис. 4). Образующийся в трубе перепад температур приводит к возникновению теплового потока от дозвуковой части течения к сверхзвуковой. Дозвуковой поток, отдав тепло сверхзвуковому потоку, направляется по каналу рециркуляции дозвукового потока в теплообменник. Сверхзвуковой поток на выходе из трубы Леонтьева, более нагретый и с более высоким давлением поступает и расширяется в турбине, вращают вал двигателя и выкидывается в атмосферу. Таким образом, использование теплоты дозвукового потока в теплообменнике позволит сократить расход топлива и повысить экономичность двигателя.

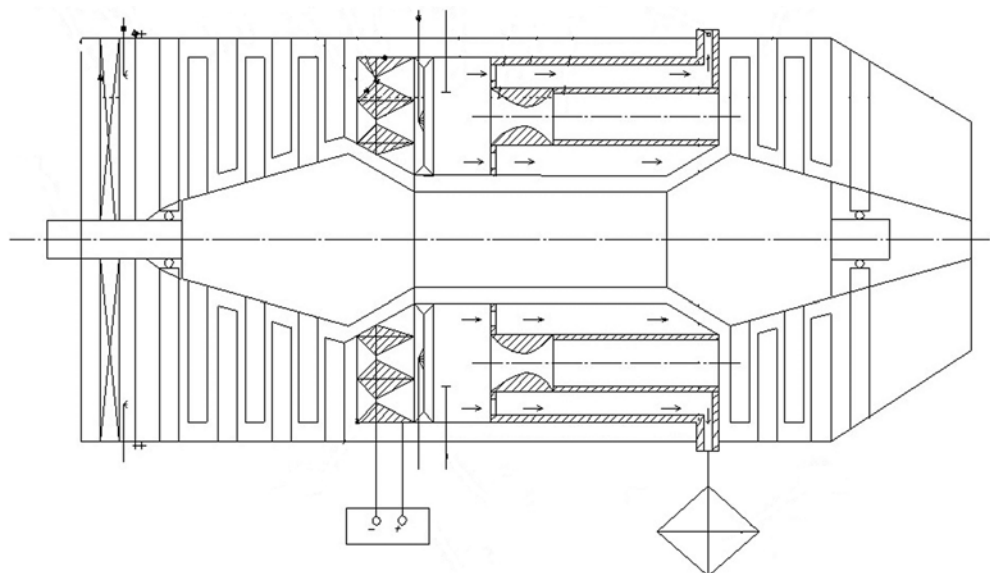


Рис. 4. Газотурбинный двигатель с паровыми форсунками

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С целью разработки новых способов тепловой защиты лопаточного аппарата турбомашин, повышения технико-тактических характеристик перспективных ГТУ и газотурбинных двигателей на кафедре «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ разработан и внедрен в учебный процесс комплекс программ для расчёта теплового состояния лопаток турбомашин. С помощью данного комплекса программ разработаны приведенные выше технические решения по повышению эффективности работы газотурбинных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зысин Л.В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 368 с.
2. Laptev A.G. Mathematical model for mixing liquids with a disperse phase in laminar and turbulent regimes in packed-bed flow mixers // *Theoretical foundations of chemical engineering*. – 2015. – № 49(1). – pp. 21–29.
3. Laptev A.G., Basharov M.M. Mathematical model and calculation of heat transfer coefficients of rough turbulent-flow-carrying channels // *Journal of engineering physics and thermophysics*. 2015. Vol. 88. – № 3. – pp. 681–687.
4. Kaul R., Sapali S.N. CFD analysis of turbulent flow over centrifugal pump's impeller of various designs and comparison of numerical results for various models // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. – 2013. – 7(1). – pp. 248–260.
5. Rahmani L., Draoui B., Bouanini M., Benachour E., CFD study on heat transfer to Bingham fluid during with gate impeller // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. – 2013. – № 7 (6). – pp. 1074–1079.
6. Sivakumar K., Natarajan E., Kulasekharan N., CFD simulation and experimental investigation of convection heat transfer in a rectangular convergent channel with staggered ribs // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. – 2013. – № 7 (3). – pp. 541–548.
7. Ковальногов В.Н., Федоров Р.В., Генералов Д.А. Исследование теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса // *Известия МГТУ «МАМИ». Сер. Транспортные средства и энергетические установки.* – 2014. – № 4 (22), Т. 1. – С. 27–32.
8. Пат. 2557793 Российская Федерация, МПК F02C 3/20, F02C 3/34. Газотурбинный двигатель / Ковальногов В.Н., Генералов Д.А., Школин Е.В. ; заявитель и патентообладатель Ульяновский государственный технический университет. – № 2014110128/06 ; заявл. 14.03.2014 ; опубл. 27.07.2015, Бюл. № 21.
9. Kovalnogov V.N., Fedorov R.V. and Generalov D.A. Modeling and development of cooling technology of turbine engine blades // *International Review of Mechanical Engineering*. – 2015. – № 9(4). – pp. 331–335.
10. Kovalnogov N.N. Boundary layer in flows under intensive actions. Ulyanovsk : UISTU, 1996.

REFERENCES

1. Zysin L.V. *Parogazovye i gazoturbinnye teplovye elektrostantsii. Ucheb. posobie* [Combined-Cycle and Gas Turbine Power Plants. Tutorial]. St. Petersburg, Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2010. 368 p.
2. Laptev A.G. Mathematical Model for Mixing Liquids with a Disperse Phase in Laminar and Turbulent Regimes in Packed-Bed Flow Mixers. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2015, no. 49 (1), pp. 21–29.
3. Laptev A.G., Basharov M.M. Mathematical Model and Calculation of Heat Transfer Coefficients of Rough Turbulent-Flow-Carrying Channels. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2015, vol. 88, no 3, pp. 681–687.
4. Kaul R., Sapali S.N. CFD Analysis of Turbulent Flow Over Centrifugal Pump's Impeller of Various Designs and Comparison of Numerical Results for Various Models. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 2013, no. 7 (1), pp. 248–260.
5. Rahmani L., Draoui B., Bouanini M., Benachour E. CFD Study on Heat Transfer to Bingham Fluid During With Gate Impeller. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 2013, no. 7 (6), pp. 1074–1079.
6. Sivakumar K., Natarajan E., Kulasekharan N., CFD Simulation and Experimental Investigation of Convection Heat Transfer in a Rectangular Convergent Channel With Staggered Ribs. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 2013, no. 7 (3), pp. 541–548.
7. Kovalnogov V.N., Fedorov R.V., Generalov D.A. Issledovanie teplovogo sostoiianiia lopatok turbomashin s pomoshchiu programmno-informatsionnogo kompleksa [Study of the Thermal State of Turbomachine Blades by Means of Software Complex]. *Izvestiya MGTU "MAMI". Ser. Transportnye sredstva i energeticheskie ustanovki* [Scientific Journal "Izvestiya MGTU "MAMI". Vehicles and Power Plants], 2014, no. 4 (22), vol. 1, pp. 27–32.
8. Kovalnogov V.N., Generalov D.A., Shkolin E.V. *Gazoturbinni dvigatel* [GasTurbine Engine] Patent RF. 2557793, Int.Cl.: F02C 3/20, F02C 3/34. Applicant and Proprietor Ulyanovsk State Technical University. Application no. 2014110128/06. Date of filing: March 14, 2014. Date of publication: July 27, 2015, Bull. no. 21.
9. Kovalnogov V.N., Fedorov R.V. and Generalov D.A. Modeling and Development of Cooling Technology of Turbine Engine Blades. *International Review of Mechanical Engineering*, 2015, no. 9 (4), pp. 331–335.
10. Kovalnogov N.N. *Boundary Layer in Flows under Intensive Actions*. Ulyanovsk, UISTU Publ., 1996.