

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 1. С. 12–18
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 1, pp. 12–18

Научная статья
УДК 536.24
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184525>
EDN: <https://www.elibrary.ru/EBNUGO>

Особенности процессов термогазодинамики и теплообмена на поверхности лопаток турбин ГТД

В.В. Григоровский^{1✉}, И.В. Котович², А.Д. Ежов³, П.И. Сучкова⁴

^{1,2,3,4}Московский Авиационный Институт (Национальный Исследовательский Университет (МАИ), Москва, Российская Федерация

¹grislavapro@gmail.com[✉]

Аннотация. В данной статье представлен всесторонний анализ исследований, посвященных вопросам термогазодинамических процессов и теплообмена при взаимодействии высокотемпературного газового потока с лопаткой турбины газотурбинного двигателя (ГТД). Основное внимание сосредоточено на анализе взаимодействия высокотемпературных газовых потоков с поверхностью турбинных лопаток – критически важного элемента, определяющего эффективность, надежность и ресурс современных энергетических и авиационных установок. На основе систематизации результатов экспериментальных и численных исследований детально рассмотрена структура пограничного слоя, формирующегося в зоне контакта высокотемпературного газа с охлаждаемой поверхностью лопатки. Показано, что динамика развития пограничного слоя, включая переходные и турбулентные режимы течения, напрямую влияет на интенсивность локального теплообмена и распределение температурных полей в материале лопатки. Особый акцент сделан на анализе критериальных зависимостей, применяемых для моделирования конвективного теплообмена в условиях экстремальных тепловых нагрузок и сложных газодинамических режимов.

Ключевые слова: лопатка турбины, газотурбинный двигатель, пограничный слой, теплообмен, тепловая защита

Для цитирования. Григоровский В.В., Котович И.В., Ежов А.Д., Сучкова П.И. Особенности процессов термогазодинамики и теплообмена на поверхности лопаток турбин ГТД // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 1. С. 12–18. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184525>

Original article

Features of heat transfer processes on turbine blade surfaces in gas turbine engines

V.V. Grigorovskiy¹, I.V. Kotovich², A.D. Ezhov³, P.I. Suchkova⁴^{1,2,3,4}Moscow Aviation Institute (National Research University) (MAI), Moscow, Russian Federation¹grislavapro@gmail.com

Abstract. The presented article is devoted to an in-depth analysis of scientific research concerning thermogasdynamic processes and heat exchange phenomena between high-temperature gas flows and working elements of gas turbine engines (GTE), in particular, blades. Attention is focused on the study of the complex interaction of high gas temperatures with the surfaces of turbine blades, a key factor that determines the operational characteristics, reliability and durability of modern aviation and power plants.

Based on the generalization of experimental data and numerical modeling, the structure of the boundary layer formed at the interface between a high-temperature gas and the cooled surface of the blade is analyzed in detail. It is emphasized that the development of the boundary layer passing through various stages, from the laminar to the turbulent regime, has a direct effect on the level of local heat exchange intensity and the distribution of temperature fields inside the blade material. This is especially important because the optimization of heat exchange processes reduces the thermal loads on the blades and increases the service life of the entire unit. Special attention is paid to the consideration of the criterion dependences used to model convective heat transfer under conditions of extremely high thermal loads and complex dynamics of the gas dynamic field. These dependencies play an important role in predicting the behavior of blade materials and allow for a more accurate assessment of cooling parameters, such as the rate of heat removal and temperature distribution along the blade surfaces.

The final conclusion highlights the importance of efficient cooling of turbojet engine blades, which helps to significantly increase their reliability and extend their service life at elevated temperatures in the combustion chamber. However, there are still a number of urgent problems that require further in-depth research on both experimental and theoretical levels. For example, one of the key unresolved issues remains the issue of safe operation of gas turbine blades at a gas flow temperature exceeding 2500 K. At the same time, the development of new materials and coating technologies that provide high resistance to erosion and oxidation when exposed to an aggressive environment of hot gases is of particular importance. The need to take into account interdisciplinary aspects such as fracture mechanics, heat resistance, and the interaction of mechanical stresses with the thermal field requires an integrated approach to solving the tasks set.

Keywords: turbine blade, gas turbine engine, boundary layer, heat transfer, thermal protection

For citation. Grigorovskiy V.V., Kotovich I.V., Ezhov A.D., Suchkova P.I. Features of heat transfer processes on turbine blade surfaces in gas turbine engines. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 1, pp. 12–18. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184525>

Введение

Одним из традиционных подходов к оптимизации термодинамического цикла газотурбинного двигателя (ГТД) считается одновременное повышение температуры рабочего тела на входе в турбину и увеличение степени сжатия воздуха

в компрессоре. Такой метод позволяет улучшить показатели КПД и мощности двигателя, обеспечивая более эффективное преобразование тепловой энергии в механическую работу [1]. Однако такие изменения требуют разработки эффективных систем тепловой защиты лопаток

турбины, поскольку рост температурных и барических показателей значительно увеличивает тепловую нагрузку на рабочие элементы. Оптимизация конструкции системы охлаждения и выбор материалов лопаток должны основываться на глубоком понимании термогазодинамических характеристик и механизмов теплообмена, возникающих в процессе работы двигателя. Именно этим аспектам посвящена данная статья.

Теплообмен на внешней поверхности лопаток турбин

При обтекании лопатки высокотемпературным газовым потоком на передней кромке формируется ламинарный пограничный слой. Влияние различных факторов, таких как вибрации лопатки, шероховатости поверхности, а также характеристики самого набегающего потока, включая газодинамические акустические волны и уровень турбулентности, может приводить к возникновению в ламинарном слое волн Толлмина–Шлихтинга. Эти вихревые возмущения могут развиваться и усиливаться при достижении определенного значения числа Рейнольдса (Re), соответствующего критическому значению $Re_{кр}$. Когда этот порог превышен, ламинарная структура пограничного слоя теряет устойчивость, что приводит к началу перехода к турбулентному течению [1]. Определение границ между зонами с ламинарным, переходным и турбулентным режимами течения на поверхности лопатки имеет решающее значение для понимания характера теплообмена в каждом из этих режимов.

Средняя по периметру профиля лопатки величина коэффициента теплоотдачи изменяется в пределах от 200–1200 Вт/м²×град, а в случае высокотемпературных газотурбинных двигателей – до 5000 Вт/м²×град [2].

Переход от ламинарного течения к турбулентному в пограничном слое существенно зависит от уровня турбулентности основного потока, который обычно оценивается параметром степени турбулентности Tu . Этот параметр определяется как отношение среднеквадратичного значения пульсаций скорости к средней скорости потока [4]. Для расчета этого параметра используется следующая формула:

$$Tu = \frac{1}{u} \sqrt{\frac{[(u')^2] + [(v')^2] + [(\omega')^2]}{3}}. \quad (1)$$

В ходе исследований теплообмена на выпуклых участках лопаток было обнаружено [3], что поворот потока приводит к возникновению центробежных сил, которые оказывают стабилизирующий эффект на структуру пограничного слоя. Тем не менее, повышение предела устойчивости пограничного слоя оказывается незначительным. На вогнутых поверхностях действие центробежной силы имеет обратный характер, вызывая появление возмущений типа Тейлора–Гертлера, что ведет к потере устойчивости течения. Влияние сжимаемости среды на процесс перехода проявляется при числах Маха $M \geq 2$. При возрастании числа Маха уменьшается число Рейнольдса, что связано с развитием турбулентного пограничного слоя на поверхности.

Кроме того, было выявлено значительное воздействие на режим течения процесса вдува газа в пограничный слой через пористую поверхность лопатки.

Для учета влияния турбулентности внешнего потока А.А. Дородницыным и Л.Г. Лойцанским [4] было предложено следующее аппроксимирующее соотношение:

$$\left(\frac{v}{U^2} \frac{dU}{dx} + \Gamma\right) Re^{**2} = -0,089, \quad (2)$$

где параметр Γ зависит от степени турбулентности пограничного слоя.

Дальнейшее развитие этого метода применительно к обтеканию лопаток проведено в работе [4]. Результаты представлены в виде:

при $\lambda_1 Tu_0 \leq 0,6$

$$Re_{хпн} = Re_{хпн}^P, \quad (3)$$

при $0,6 < \lambda_1 Tu_0 \leq 8$

$$Re_{хпн} = Re_{хпн}^P [1 - 0,6(\lambda_1 Tu_0)^{0,12}], \quad (4)$$

где $Re_{хпн}^P$ – значение критерия Рейнольдса определяется с учетом величины $\lambda_1 = \frac{C_1}{a_{кр}}$ – приведенная скорость на выходе из решетки, $\lambda_1 \times Tu_0$ – комплекс, определяющий координату начала турбулентности набегающего потока.

В проточной части лопаток турбины, где находится межлопаточное пространство, набегающий поток обычно обладает высокой степенью турбулентности. Увеличение степени турбулентности в межлопаточных каналах способствует переходу ламинарного пограничного слоя в тур-

булентный, что усиливает интенсивность теплообмена. Однако на участках с переходными режимами течения в пограничном слое оценка влияния степени турбулизованности на интенсификацию теплообмена становится затруднительной. Это обусловлено тем, что при повышении уровня турбулентности развитие пограничного слоя происходит при других значениях местных скоростей, температур и градиентов давления [5, 6].

При дозвуковых скоростях потока на входе в решетку средний коэффициент теплоотдачи по периметру профиля лопатки практически не изменяется в зависимости от критерия Маха. Когда число Маха достигает или превышает единицу на входе в канал, теплообмен на профиле лопатки значительно усиливается благодаря образованию скачков уплотнения во входном сечении, которые деформируют пограничный слой и увеличивают турбулентность потока.

Для определения локальных значений коэффициентов теплоотдачи на входных кромках лопаток применяется критериальная зависимость вида $Nu = c \times Re^n$, где в качестве определяющего размера в числе Рейнольдса используется диаметр кромки, а за скорость принимается скорость потока в расчетном сечении.

Характерное распределение локальных коэффициентов теплоотдачи по периметру профиля реактивной рабочей лопатки при условии безударного обтекания показано на рис. 1.

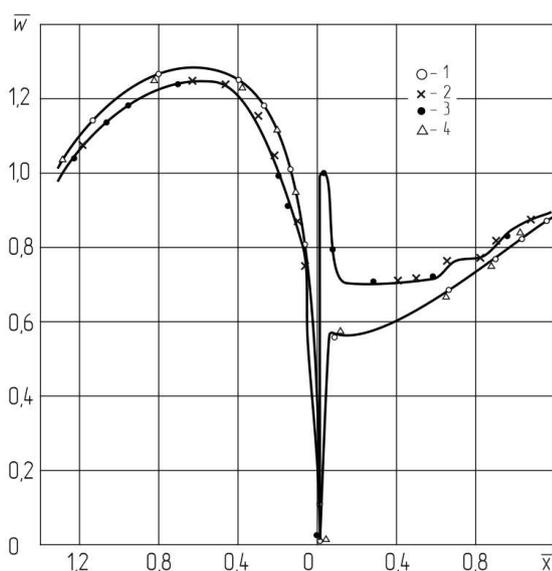


Рис. 1 а. Распределение относительной скорости на выпуклой поверхности сечения лопатки

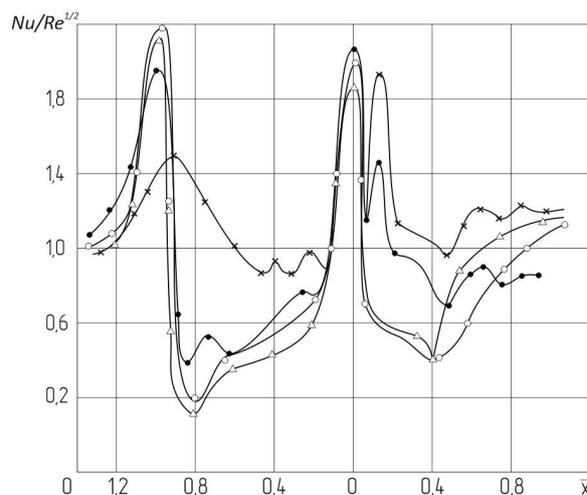


Рис. 1 б. Распределение локальных значений критерия Нуссельта по периметру сечения лопатки

На рисунках 1 а и 1 б координаты: $\bar{x} = 0$ – входная кромка лопатки, $\bar{x} = 0,8$ – спинка лопатки, $\bar{x} = 0,4$ – корытце лопатки, $1 - Re_2 = 2,32 \times 10^5$; $2 - Re_2 = 3,02 \times 10^5$; $3 - Re_2 = 5,1 \times 10^5$; $4 - Re_2 = 6,75 \times 10^5$.

Анализируя данные, представленные на рисунках 1 а и 1 б, можно сделать вывод о том, что ламинарный пограничный слой формируется на значительной части выпуклой поверхности профиля лопатки во всем рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса. Величина коэффициента теплоотдачи (см. рисунок 1 б) после начальной точки на входной кромке плавно убывает. Затем интенсивность теплообмена резко увеличивается, достигая своего пика в определенной точке, где значения коэффициентов теплоотдачи могут превышать те, что наблюдаются на входной кромке, особенно на некоторых режимах работы газотурбинного двигателя (ГТД).

Результаты проведенного анализа показали, что абсолютные значения локальных коэффициентов теплоотдачи и их распределение по периметру профиля лопатки зависят от нескольких ключевых факторов:

- числа Рейнольдса (Re), которое определяет гидродинамический режим течения;
- угла натекания потока на решетку, влияющего на условия входа потока в межлопаточные каналы;
- геометрических особенностей профиля лопатки, таких как радиусы закруглений, углы стреловидности и другие параметры, формирующие местные поля скоростей и давлений;

– режима течения в пограничном слое (ламинарного или турбулентного), который определяется числом Маха (М) и влияет на устойчивость и интенсивность теплопередачи;

– применяемого метода охлаждения лопатки, будь то конвективное, пленочное или испарительное охлаждение, что существенно меняет условия теплообмена на поверхности.

Методы расчета местных коэффициентов теплоотдачи основаны на решении дифференциальных или интегральных уравнений, описывающих процессы термогазодинамики и теплообмена в пограничном слое. Эти уравнения включают в себя законы сохранения массы, импульса и энергии, а также уравнение состояния среды, что позволяет моделировать сложные процессы переноса тепла и вещества в окрестности лопатки.

Для приблизительного анализа местного теплообмена при различных режимах течения в пограничном слое применяются интегральные уравнения [4].

$$\frac{d\delta_T^{**}}{dx} + \frac{d\delta_T^{**}}{U_c} \frac{dU_e}{dx} = \frac{q_w}{\rho_e C_p U_e \theta_e}, \quad (5)$$

где δ_T определяется в соответствии с выражением:

$$\delta_T^{**} = \int_0^{\delta_T} \frac{\rho u}{\rho_e U_e} \left(1 - \frac{T_e - T}{T_e - T_w}\right) dy; \quad (6)$$

$$\theta_e = T_e - T_w; q_w = \left(\frac{dT}{dy}\right)_w,$$

где δ_T^{**} – толщина потери теплосодержания; δ_T – толщина теплового пограничного слоя, м; u – скорость, м/с; ρ – плотность, кг/м³, T – температура потока, К, индексы «e» и «w» означают, что параметры относятся к внешнему потоку и к обтекаемой поверхности.

Теплообмен на стенке может быть описан критериальными зависимостями следующего вида:

$$\frac{q_w}{\rho_e C_p U_e \theta_e} = \frac{Nu_x}{Re_x Pr}, \quad (7)$$

где $Nu_x = A Pr^m Re_x^n$; $Re_x = U_e x / \nu_e$.

Для определения локальных коэффициентов теплоотдачи по периметру профиля лопатки разбивается на малые участки. Расчет локальных коэффициентов для ламинарного пограничного слоя осуществляется с помощью критериальной зависимости:

$$Nu_x = A_p (\rho + 1)^{-0,5} Pr^{0,333} Re_x \left(\int_0^x \frac{U_e}{\nu_e} dy \right)^{-0,5}. \quad (8)$$

Чтобы учесть влияние турбулентности внешнего потока на теплообмен в ламинарном пограничном слое, вводится поправочный множитель K_T [4, 9]. Этот множитель позволяет корректировать рассчитанные значения коэффициентов теплообмена с учетом реальной турбулентной структуры потока.

– для выпуклой поверхности:

$$K_T = 1 + 0,368(10^{-5} Re_0)^{0,25} \left(\int_0^x Tu_e d\bar{x} \right)^{0,944S}, \quad (9)$$

– для вогнутой поверхности:

$$K_T = 1 + 1,13(10^{-4} Re_0)^{0,5} \left(\int_0^x Tu_e d\bar{x} \right)^{0,75}, \quad (10)$$

где $S = \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1}$ – параметр, характеризующий конфузорность турбинной решетки; $Re_0 = U_0 b / \nu_0$ – критерий Рейнольдса набегающего потока; Tu_e – локальные значения степени турбулентности на профиле лопатки:

– напротив входной кромки лопатки:

$$Tu_e = 8,45 Tu_0^{0,75} (d/b)^{0,455}, \quad (11)$$

– на выпуклой поверхности профиля:

$$Tu_e = 0,838 Tu_0^{0,97} (\bar{U}_e)^{-0,41/S} \times \left[\int_0^x \bar{U}_e d\bar{x} \right]^{-0,12} \eta^{-0,009 Tu_0 \bar{U}_e}, \quad (12)$$

– на вогнутой поверхности профиля:

$$Tu_e = 1,45 Tu_0^{0,83} (\bar{U}_e)^{-0,26/S} \times \left[\int_0^x \bar{U}_e d\bar{x} \right]^{-0,091} \eta^{-0,026 Tu_0 \bar{U}_e}, \quad (13)$$

где $\bar{U}_e = U_e / U_0$; U_0, Tu_0 – скорость и степень турбулентности на входе в решетку лопаток; $\bar{x} = X/L$, L – периметр профиля, м; $\eta = h/b$ – параметр, учитывающий изогнутость профиля, h – стрелка прогиба скелетной линии профиля.

Полученные зависимости (11–13) были выведены путем обобщения экспериментальных

данных с применением методов математической статистики. Средние относительные ошибки этих зависимостей не превышают 9 % в рамках условий проведенных экспериментов.

Моделирование характеристик турбулентности в потоке требует решения системы дифференциальных уравнений, описывающих турбулентное течение, с привлечением двухпараметрических моделей турбулентности. Методы расчета локальных коэффициентов теплоотдачи, основанные на решении дифференциальных уравнений пограничного слоя, обладают повышенной точностью по сравнению с интегральными методами. Это связано с тем, что они позволяют более детально учитывать изменения физических параметров в пределах тонкого слоя, прилегающего к поверхности лопатки, что особенно важно при анализе сложных режимов течения и процессов теплообмена.

Для замыкания уравнений пограничного слоя вводятся понятия турбулентной вязкости ν_T и турбулентной температуропроводности α_T . Эти параметры позволяют учесть эффекты перемешивания, характерные для турбулентных течений, и обеспечить более точное моделирование процессов переноса импульса и тепла в пограничном слое.

$$\nu_T = -\frac{\overline{u'v'}}{\frac{\partial u}{\partial y}}; \alpha_T = \frac{\overline{i'v'}}{\frac{\partial i}{\partial y}} = \frac{\nu_T}{Pr_T}; \quad (14)$$

где Pr_T – турбулентный критерий Прандтля.

Турбулентную вязкость ν_T определяют с использованием математических моделей турбулентности. Наиболее широко применяемыми являются модель, основанная на формуле Прандтля–Колмогорова $\nu_T = C_1 k^2 / \varepsilon$, и модель, использующая гипотезу Прандтля о длине пути смещения $\nu_T = l^2 \frac{\partial u}{\partial y}$. Здесь k – кинетическая энергия турбулентности, ε – скорость ее диссипации, l – длина пути смещения, которая меняется по толщине пограничного слоя и зависит от локальных характеристик слоя в конкретном сечении. Модель « k - ε » предоставляет больше информации и лучше отражает физические закономерности турбулентных процессов в пограничном слое.

Учитывая сложную структуру пограничного слоя на поверхности лопатки, удобно ввести понятие эффективной вязкости $\nu_{эф}$ в пограничном

слое. В случае ламинарного пограничного слоя $\nu_{эф} = \nu$. В турбулентном пограничном слое эффективная вязкость выражается как $\nu_{эф} = \nu + \nu_T$. В переходном пограничном слое $\nu_{эф} = \nu + \gamma \nu_T$, где ν_T – турбулентная вязкость, а γ – коэффициент перемежаемости в переходной зоне.

Алгоритм расчета теплообмена на профилях турбинных лопаток включает следующие шаги:

1. Определение координат перехода ламинарного слоя в турбулентный.
2. Расчет длины участков для разных режимов течения.
3. Оценка коэффициентов перемежаемости в переходной зоне.
4. Вычисление профилей скоростей и температур по толщине пограничного слоя.
5. Оценивание значений удельного теплового потока и соответствующих коэффициентов теплоотдачи на обтекаемой поверхности.

При применении систем охлаждения с проницаемой стенкой лопатки учитываются эффекты вдува газа-охлаждителя на характеристики пограничного слоя [7]. Исследования показывают, что угол атаки набегающего потока может значительно влиять на интенсивность теплообмена при малых значениях параметров вдува, хотя это влияние ослабевает с ростом параметра вдува.

Работы [7, 8] посвящены изучению эффективности пленочного охлаждения лопаток турбореактивных двигателей (ТРД) при различных углах атаки набегающего газового потока на пленку.

Анализ выполненных исследований показывает, что интенсивность охлаждения заметно влияет на уровень остаточных напряжений при термопластичном упрочнении. Увеличение интенсивности охлаждения ведет к росту остаточных напряжений.

Также установлено, что использование системы тепловой защиты лопатки с помощью вдува охлаждающего газа в пограничный слой увеличивает коэффициент теплоотдачи, повышая тем самым эффективность газотурбинной установки (ГТУ).

Методы расчета пограничных слоев на проницаемых поверхностях при непрерывном распределенном вдуве хорошо развиты как экспериментально, так и теоретически [7]. Такие задачи решаются в рамках уравнений Рейнольдса для тепло- и массопереноса как для ламинарных, так и для турбулентных пограничных слоев [10].

Помимо этого, на теплообмен в рабочих лопатках влияют механические факторы, вызванные вращением ротора: центробежные силы и силы Кориолиса. В отсутствие вращения часто удается ограничиться расчетом двумерных пограничных слоев, что упрощает задачу. В работе [4] рекомендуется оценивать влияние вращения решетки на теплообмен с помощью эмпирической зависимости:

$$\overline{Nu}_{\text{вр}} = \overline{Nu}_{\text{неп}}(1 + 0,8S_u^{0,42}), \quad (15)$$

где $\overline{Nu}_{\text{неп}}$ – критерий Нуссельта для неподвижной решетки; $S_u = vL/\omega_2 d_{\text{ср}}$ – критерий, учитывающий влияние на теплообмен в решетке центробежных и кориолисовых сил.

Подводя итог, стоит подчеркнуть, что критический анализ представленных в данной статье результатов исследований, включая как собственные разработки автора, так и труды других специалистов, подтверждает, что охлаждение лопаток турбореактивных двигателей (ТРД) способствует повышению их надежности и ресурса при увеличенных температурах в камере сгорания. Вместе с тем, остаются нерешенными несколько важных вопросов, требующих дальнейшего изучения как в экспериментальном, так и в теоретическом аспектах. Среди них выделяется актуальная проблема эксплуатации лопаток газовых турбин при температурах газового потока свыше 2500 К.

Список источников

1. Ковальногов Н.Н. Пограничный слой в потоках с интенсивными воздействиями. Ульяновск: УлГТУ, 1996. 246 с.
2. Shukla A.K., Singh O. Performance evaluation of steam injected gas turbine-based power plant with inlet evaporative cooling // *Applied Thermal Engineering*. 2016. P. 454–464.
3. Шлихтинг Г. Возникновение турбулентности. М.: Иностранная литература. 1962. 200 с.
4. Копелев С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. Харьков: Основа, 1994. 240 с.
5. Швец И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев: Наукова думка. 1974. 487 с.
6. Ершов С.В., Шапочка А.Ю., Русанов А.В. Оптимальное пространственное профилирование лопаточных аппаратов турбинных ступеней на основе моделирования трехмерного вязкого течения // *Проблемы машиностроения*. 2000. № 3–4. С. 36–46.
7. Никитин П.В. Тепловая защита. МАИ, 2006. 510 с.
8. Motallebi A., Bakhtiyarikhoei M. Comparison and optimization of different methods to cooling in gas turbines and efficiency increase // *Indian Journal of Fundamental and Applied Life Sciences*. 2015. Vol. 5 (S2). pp. 1202–1208.
9. Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин (тепловой расчет и профилирование). М.: Наука, 1983. 144 с.
10. Быков Л.В., Молчанов А.М., Янышев Д.С. и др. Современные подходы к расчету характеристик течения при ламинарно-турбулентном переходе в пограничном слое. // *Теплофизика высоких температур*, 2018, Т. 56, № 1, с. 104–120.

References

1. Koval'nogov NN. *Boundary layer in flows with intense impacts*. Ulyanovsk: UIGTU; 1996. 246 p. (In Russ.).
2. Shukla AK, Singh O. Performance evaluation of steam injected gas turbine-based power plant with inlet evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*. 2016. P. 454–464.
3. Shlikhting G. *Boundary-layer theory*. Moscow: Inostrannaya literatura, 1962. 200 p. (In Russ.).
4. Kopelev SZ. *Design and calculation of cooling systems for gas turbine engines*. Kharkov: Osnova; 1994. 240 p. (In Russ.).
5. Shvets IT, Dyban EP. Air cooling of gas turbine components. Kyiv: Naukova Dumka, 1974. 487 p. (In Russ.).
6. Ershov CB, Shapochka AYU, Rusanov AV. *Optimal spatial profiling of turbine stage blade apparatuses based on modeling of three-dimensional viscous flow*. *Problemy mashinostroeniya*. 2000;(3–4):36–46. (In Russ.).
7. Nikitin PV. *Thermal protection*. MAI, 2006. 510 p. (In Russ.).
8. Motallebi A, Bakhtiyarikhoei M. *Comparison and optimization of different methods of cooling in gas turbines and efficiency increase*. *Indian Journal of Fundamental and Applied Life Sciences*. 2015. Vol. 5 (S2). p. 1202–1208.
9. Kopelev SZ. *Cooling blades of gas turbines (thermal calculation and profiling)*. Moscow: Nauka; 1983. 144 p. (In Russ.).
10. Bykov LV, Molchanov AM, Yanyshv DS et al. *Modern approaches to calculating flow characteristics during laminar-turbulent transition in the boundary layer*. *High Temperature Thermophysics*, 2018;56(1):104–120. (In Russ.).