

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПЕРЕДНЕЙ ПОЛОСТИ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Ремчуков С.С.^{1*}, Ярославцев Н.Л.^{2**}, Лепешкин А.Р.^{2***}

¹ Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (ЦИАМ),
Авиамоторная ул., 2, Москва, 111116, Россия

² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, 125993, Россия

* e-mail: remchukov.sviatoslav@yandex.ru

** e-mail: yaroslavcevn1@mai.ru,

*** e-mail: lepeshkin.ar@gmail.com

Статья поступила в редакцию 07.08.2020

Проведен расчет теплогидравлических характеристик системы охлаждения передней полости лопатки турбины. Выполнена верификация методики автоматизированного проектирования и расчета компактных теплообменников для узлов газотурбинных двигателей (ГТД) методом калориметрирования в жидкометаллическом термостате. Построены тепловые характеристики, полученные расчетным и экспериментальным способами. Анализ показал сходимость расчетных и экспериментальных характеристик в пределах допустимых погрешностей.

Ключевые слова: автоматизированное проектирование и расчет, компактный теплообменник, калориметрирование в жидкометаллическом термостате.

Введение

Увеличение температуры газа перед турбиной ГТД является одним из ключевых способов повышения его эффективности. Работоспособность турбины ограничена жаропрочностью материала, из которого изготавливаются детали, взаимодействующие с горячими газами [1]. В связи с этим актуальной становится задача разработки и совершенствования сложных охлаждаемых лопаток, использующих в качестве охладителя сжатый компрессорный воздух.

Постоянное усложнение конструкции внутренней полости охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин обуславливает увеличение продолжительности их экспериментальной отработки, что определяет требование создания новых прогрессивных методов доводки лопаток по их температурному состоянию, а также целесообразность накопления базы экспериментальных данных по эффективности охлаждения лопаточных интенсификаторов теплообмена [2–4].

Повышение эффективности системы охлаждения лопаток турбин ГТД обычно достигается за

счет турбулизации потока охладителя, протекающего по внутренней полости [5]. Для увеличения рабочих температур в современных охлаждаемых лопатках используются комбинированные системы интенсификации теплообмена, такие, как вихревые матрицы, системы штырьков, перемычек [6–8]. При выборе любой системы интенсификации теплообмена геометрия должна быть оптимизирована для конкретных условий задачи.

Существующие методики расчета позволяют определить теплогидравлические характеристики теплообменной поверхности, однако не предусматривают оптимизацию теплообменной поверхности [9–11]. Применение предлагаемой методики автоматизированного проектирования и расчета при разработке системы охлаждения лопатки турбины позволит определить оптимальную геометрию теплообменной поверхности и получить наилучшие теплогидравлические характеристики.

Исследуемый объект

Цель исследования — совершенствование системы охлаждения передней полости лопатки турбины ГТД. Для определения наиболее целесообразной конструкции был проведен анализ теплогидравлических характеристик различных вариантов систем охлаждения [12, 13]. Наиболее подходящим вариантом является конструкция типа «набивки Френкеля». Такая конструкция представляет собой совокупность скрещивающихся под определенным углом каналов [14]. Система охлаждения выбранного типа обеспечивает высокую интенсивность теплообмена за счет турбулизации потока. Варьирование углов скрещивания каналов оказывает существенное влияние на теплогидравлические характеристики, благодаря чему можно добиться требуемой эффективности системы охлаждения.

Объектом исследования является охлаждаемая рабочая лопатка первой ступени турбины с вихревыми матрицами, установленными в ее передней и задней полостях. В работе исследуется вихревая матрица передней полости, как наиболее сложной и нагруженной части пера (рис. 1).

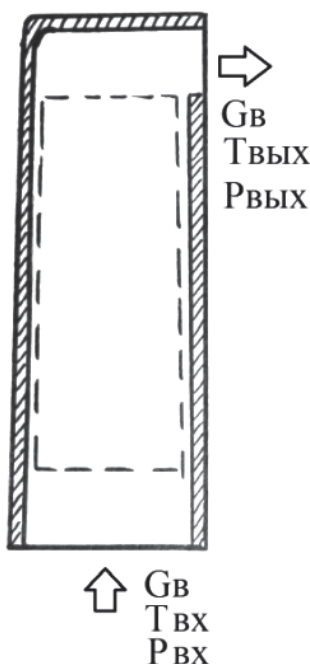


Рис. 1. Схема передней полости исследуемой лопатки

Проведение расчетных исследований

Исследование модуля передней полости охлаждаемой лопатки турбины осуществлялось по разработанной методике автоматизированного проектирования и расчета теплообменников [15].

Методика автоматизированного проектирования и расчета пластинчатого теплообменника может применяться для решения широкого круга задач, в том числе при проектировании газотурбинных двигателей [16]. Методика представляет собой совокупность взаимосвязанных модулей, объединенных общим алгоритмом. В каждом модуле осуществляется решение конкретной задачи: получение 3D-модели, построение расчетных сеток и т.д.

Предлагаемая методика позволяет оценить тепловые и гидравлические характеристики системы охлаждения с минимальными затратами, а также оптимизировать геометрию теплообменной поверхности.

На первом этапе формируется параметрическая модель исследуемого объекта — передней полости лопатки. В качестве ограничений задаются геометрические размеры полости для установки вихревой матрицы.

На рис. 2 представлена параметрическая 3D-модель передней полости лопатки с вихревой матрицей [17].

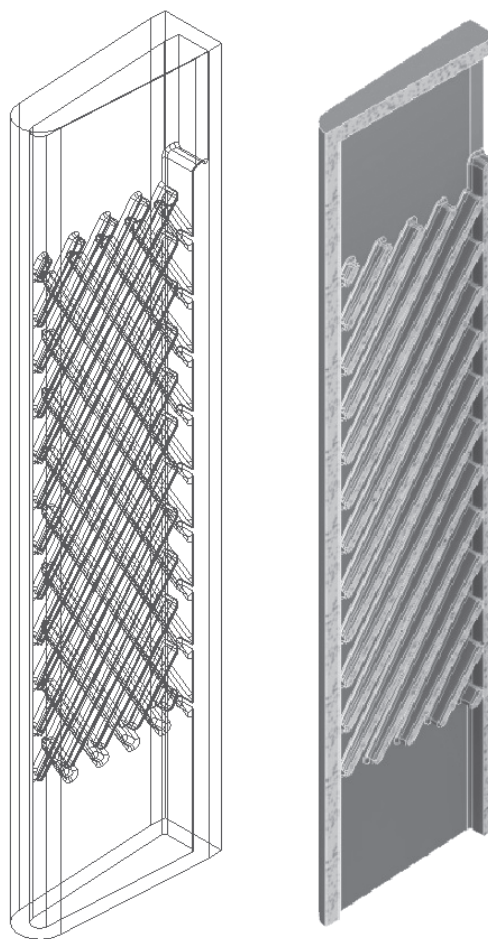


Рис. 2. Параметрическая 3D-модель передней полости исследуемой лопатки с вихревой матрицей

Параметрическая завязка модели позволяет в автоматизированном режиме менять геометрию зоны интенсификации теплообмена. Такими параметрами являются ширина вихревой матрицы B , длина вихревой матрицы L , угол наклона гофр α , шаг ребер h , ширина ребра t . Радиусы скруглений выбирались из технологических условий изготовления модуля. Все изменения параметров должны укладываться в ограничения, наложенные проектом лопатки.

Полученная 3D-модель далее обрабатывается в следующем модуле расчетного комплекса, где осуществляется построение расчетной сетки. Далее, тетраэдрические расчетные сетки, объемом более 30 млн ячеек каждая, направляются в расчетный модуль комплекса. При проведении расчетных исследований применяется модель турбулентности Shear Stress Transport (SST) [18, 19].

Расчет осуществляется в Ansys CFX со следующими параметрами (см. рис. 1):

- расход охлаждающего воздуха $G_B = 0,003$ кг/с;
- давление воздуха на входе $p_{Bx} = 170000$ Па;
- температура воздуха на входе $T_{Bx} = 335$ К;
- температура обтекания наружной стороны лопатки равна температуре кристаллизации жидкого цинка из условий проведения эксперимента $T_{II} = 692,4$ К.

Для оценки теплового состояния передней полости по высоте пера были выделены три расчетных сечения. Распределение температуры по высоте пера в трех расчетных сечениях представлено на рис. 3.

Проведенный расчет теплогидравлических характеристик позволил определить основные параметры воздушного потока. Результаты расчета приведены в таблице.

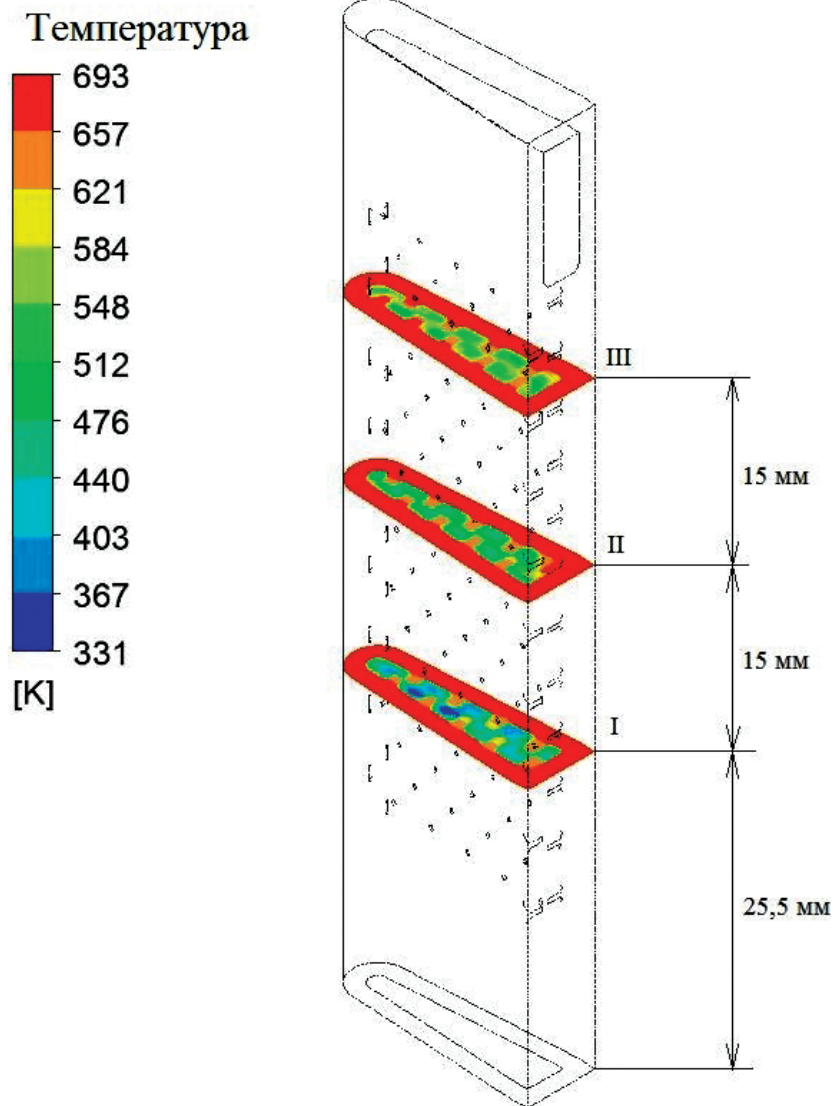


Рис. 3. Распределение температуры по высоте пера в трех расчетных сечениях

Результаты расчета передней полости лопатки турбины

№	Наименование параметра	Обозначение	Значение
1	Температура на выходе, К	$T_{\text{ВЫХ}}$	512,4
2	Давление на выходе, Па	$p_{\text{ВЫХ}}$	152129
3	Потери давления по воздуху, %	$\Delta p_{\text{В}}$	10,5
4	Площадь теплообменной поверхности, м ²	$S_{\text{ТП}}$	0,003906
5	Площадь проходного сечения по воздуху, м ²	$F_{\text{В}}$	0,000029

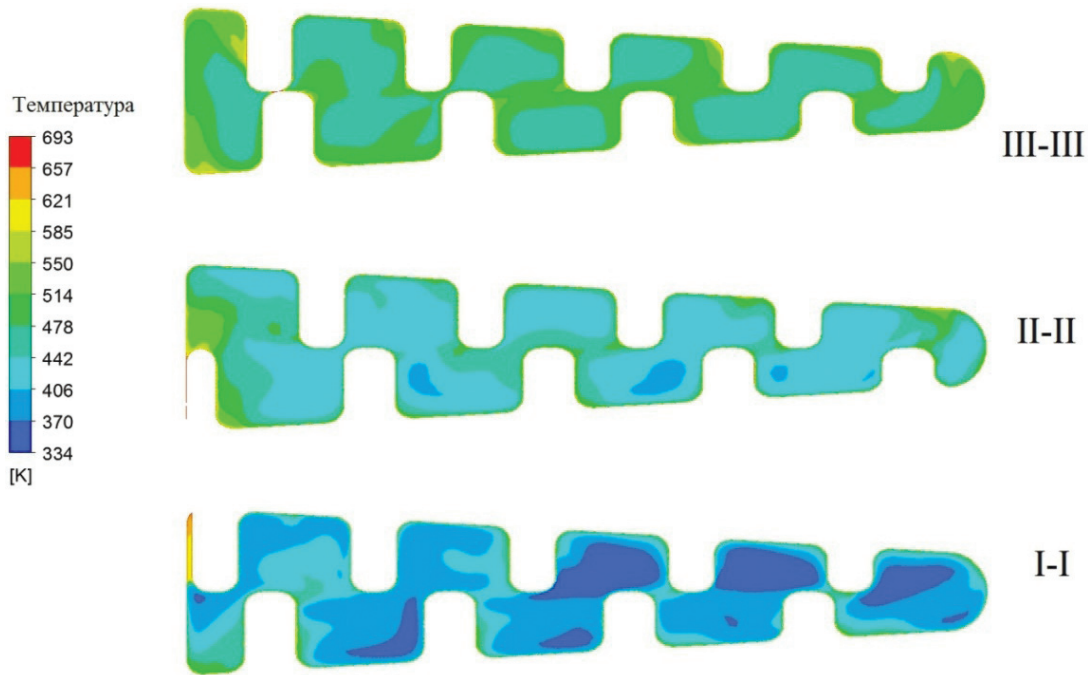


Рис. 4. Тепловое состояние в трех расчетных сечениях лопатки

По результатам расчета также построены картины теплового состояния в трех сечениях лопатки (рис. 4).

Далее обрабатывались результаты расчета. Работу системы охлаждения характеризует коэффициент теплопередачи K , зависящий от тепловой проводимости стенки лопатки λ/b и коэффициента теплоотдачи α [20]. Для передней полости лопатки в трех сечениях определялись коэффициенты теплоотдачи в различных точках. Определение коэффициентов теплопередачи осуществлялось по следующей методике.

1. Расчет удельного теплового потока по теплообменной поверхности:

$$q = \frac{G_{\text{В}} C_p (T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}})}{F},$$

где $G_{\text{В}}$ – расход воздуха через лопатку; C_p – удельная теплоемкость воздуха; F – площадь теплооб-

менной поверхности; $T_{\text{ВЫХ}}$ – температура воздуха на выходе из лопатки; $T_{\text{ВХ}}$ – температура воздуха на входе в лопатку.

2. Определение коэффициентов теплоотдачи в расчетных точках:

$$\alpha = \frac{q}{(T_{\text{СТ1}} - T_{\text{В}})},$$

где $T_{\text{СТ1}}$ – температура стенки со стороны воздуха; $T_{\text{В}}$ – температура воздуха в пристеночном пространстве расчетной точки.

3. Определение коэффициентов теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{b}{\lambda}\right)},$$

где b – толщина стенки лопатки; λ – коэффициент теплопроводности.

4. Построение кривой распределения коэффициентов теплопередачи по передней полости лопатки.

Результаты расчета, обработанные по приведенной методике, преобразуются в расчетную тепловую характеристику, которая далее сравнивается с экспериментальными данными.

Экспериментальное исследование модуля

Экспериментальное исследование рассматриваемой лопатки проводилось по технологии модульной доводки [21]. Оценка теплового состояния проведена методом калориметрирования в жидкометаллическом термостате.

Технология модульной доводки предусматривает экспериментальные исследования упрощенных модулей лопатки. При проведении таких исследований необходимо придерживаться следующих правил:

- геометрические параметры входной кромки должны полностью соответствовать проектным;
- криволинейные поверхности спинки и корыта лопатки в упрощенном варианте могут заменяться плоскими эквивалентными стенками;
- стенки боковых поверхностей упрощенного варианта лопатки могут иметь одинаковую толщину, а профиль его поперечного сечения — ромбическую форму.

Для испытания в жидкометаллическом термостате разработан и изготовлен упрощенный по материалу и геометрии модуль передней полости лопатки. Модуль соответствует передней полости охлаждаемой лопатки турбины и выполнен по модели, представленной на рис. 2.

Упрощенный модуль передней полости лопатки представляет собой плоский охлаждаемый пилон, состоящий из двух оребренных пластин, выполненных фрезерованием, полуцилиндра с геометрическими параметрами, соответствующими зоне входной кромки исследуемой лопатки, и торцевой накладке. Соединение отдельных элементов упрощенного модуля производится посредством аргоно-дуговой сварки, а контроль его системы охлаждения на отсутствие дефектов, которые могли возникнуть в процессе стыковки этих элементов, — рентгенографическим методом (рис. 5). Зазор между оребренными пластинами и в зоне входной кромки модуля между внутренней поверхностью полуцилиндра и торцевым участком оребрения не допускается.

Для проведения экспериментального исследования упрощенный модуль оснащен узлами под-

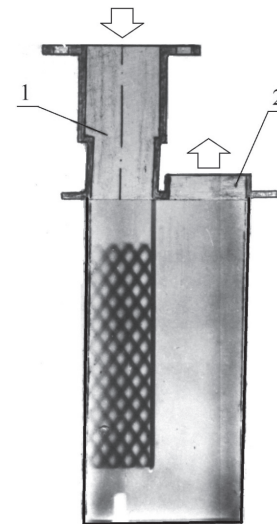


Рис. 5. Рентгенограмма упрощенного модуля лопатки

вода 1 и отвода 2 охладителя (рис. 5), изготовленными из малоуглеродистой стали. Узел подвода представляет тонкостенный ($\delta_{ст} = 10^{-3}$ м) фланцевый стакан, в торцевой поверхности которого прорезано отверстие для установки модуля. Отвод воздуха осуществляется через патрубок коробчатой формы.

Подготовленный к исследованию модуль устанавливается в рабочем участке [22], имитирующем натурные условия подвода охладителя. Рабочий участок, к которому подсоединяется узел подвода, обеспечивает возможность замера параметров охладителя на входе в исследуемый модуль. Температура охладителя на выходе из вихревой матрицы замеряется с помощью хромель-алюмелевой термопары. Отбор давления воздуха на входе в лопатку производится посредством трубки, смонтированной в рабочем участке.

Экспериментальная оценка теплового состояния лопатки проводилась на испытательном стенде. Метод испытания лопаток турбин в жидкометаллическом термостате подробно освещен в работах [23—25]. Методика оценки теплового состояния объекта исследования указанным способом следующая:

— высокочистый цинк загружается в тигель, плавится в электрической печи и перегревается до температуры 725 ± 5 К (рис. 6,а);

— тигель с цинком извлекается из печи, и в расплав погружается специально подготовленная для проведения испытаний лопатка, которая через некоторое время вместе с расплавом и тиглем приходит в равновесное температурное состояние (рис. 6,б);

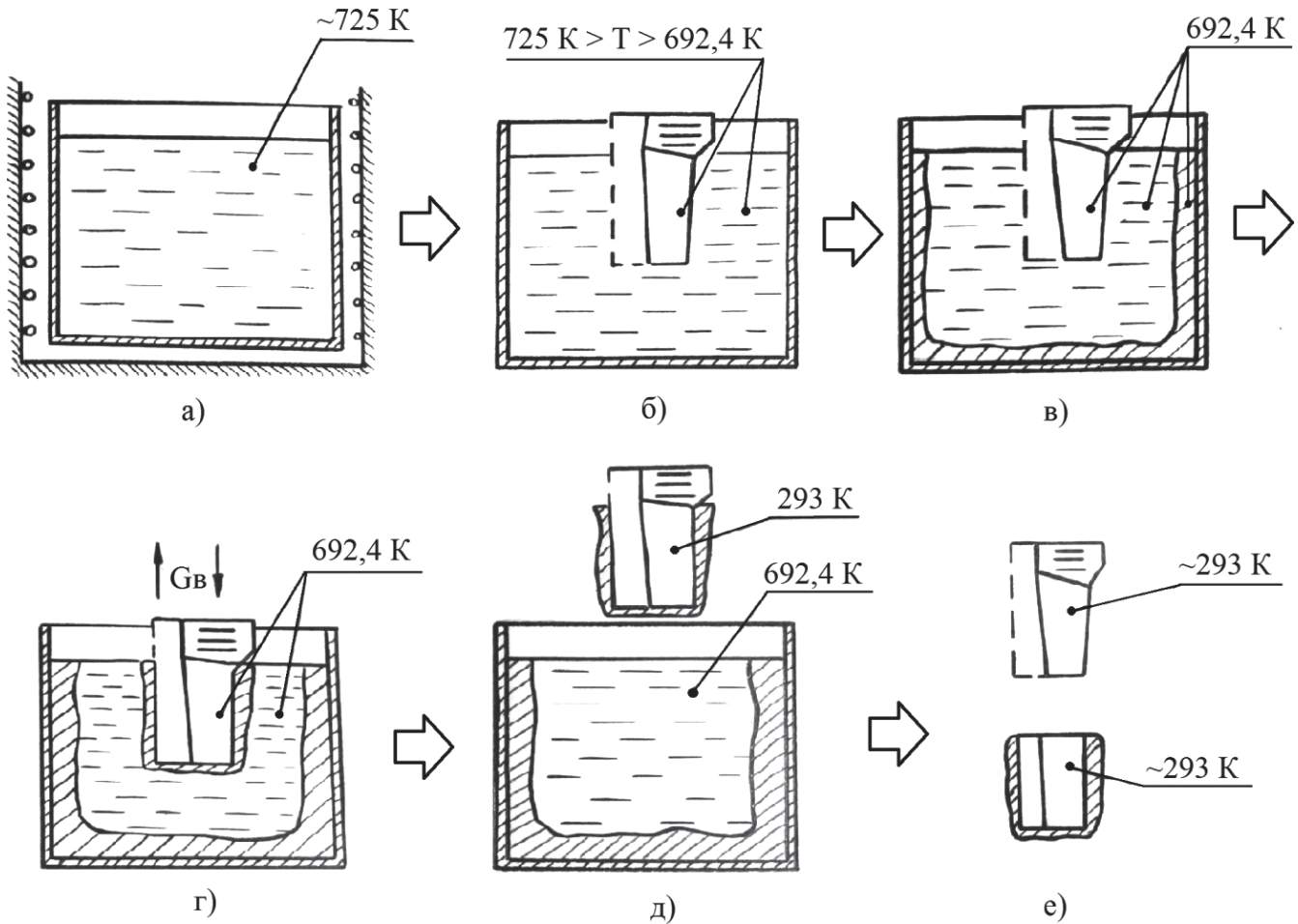


Рис. 6. Последовательность операций при исследовании теплового состояния охлаждаемых лопаток калориметрическим методом

— система «тигель—расплав—лопатка», за счет теплоотдачи окружающему воздуху, охлаждается до температуры кристаллизации цинка $T_{кр} = 692,4$ К, что определяется по началу затвердевания цинка на внутренней поверхности тигля (рис. 6,в);

— осуществляется продувка лопатки воздухом (рис. 6,г), в результате которой на наружной поверхности лопатки намораживается цинковая корка;

— после окончания продувки лопатка извлекается из расплава (рис. 6,д);

— с лопатки снимается затвердевшая корка цинка (рис. 6,е), по толщине δ_k которой в каждой точке поверхности лопатки, времени τ продувки и замеренной температуре $T_{в,вх}$ воздуха на входе в лопатку определяется коэффициент теплопередачи K .

После проведения экспериментальной продувки модуля передней полости лопатки были построены тепловые характеристики расчетных сечений, представленных на рис. 3.

Построение тепловых характеристик осуществляется следующим образом:

1. Определяются значения местных толщин δ_k корок, обработанным с учетом масштабного фактора, конкретной геометрии поверхности и толщины δ_n ($\delta_n = 10^{-4}$ м) наволакиваемого слоя цинка.
2. Определяются температуры воздуха, замеренные во входном и выходном сечениях исследуемого объекта.
3. Фиксируется время τ продувки объекта охлаждающим воздухом.
4. По полученным результатам рассчитываются значения параметра коэффициента теплопередачи в расчетных точках:

$$K(s) = \frac{\rho_{ц} L_{ц} \left[(\delta_k - \delta_n) + \frac{(\delta_k - \delta_n)^2}{2R_n} \right]}{(T_{кр} - T_{в,вх}) \tau},$$

где $\rho_{\text{ц}}$ – плотность жидкого цинка; $L_{\text{ц}}$ – скрытая теплота кристаллизации цинка; $\delta_{\text{к}}$ – толщина цинковой корки; $\delta_{\text{н}}$ – толщина наволакиваемого слоя цинка, при извлечении объекта из расплава; $R_{\text{н}}$ – наружный радиус кривизны объекта исследования; $T_{\text{кр}}$ – температура кристаллизации; $T_{\text{в.вх}}$ – температура воздуха на входе; τ – время продувки.

Оценка достоверности методики

По расчетным и экспериментальным данным получены тепловые характеристики для трех расчетных сечений.

На рис. 7–9 представлены тепловые характеристики сечений I-I, II-II и III-III исследуемой передней полости лопатки, на которые нанесены координатные сетки и зависимости $K=f(s)$, полученные по экспериментальным данным и по результатам расчетов. Ось абсцисс, по которой откладывается координата s , направлена вдоль обвода профиля лопатки, причем за начало отсчета, $s=0$, принята центральная точка «0» на входной кромке лопатки. По оси ординат откладываются значения коэффициентов теплопередачи по профилю лопатки.

Как видно на рис. 7–9, наблюдается близкое совпадение (в пределах погрешностей расчета и эксперимента) тепловых характеристик, полученных расчетным и экспериментальным способом. Стоит отметить большую равномерность экспериментальной характеристики ввиду особенностей калориметрического метода. Специфика теплообменной поверхности типа «набивки Френкеля» подразумевает значительную неравномерность тепловой характеристики по сечению. Таким образом, неравномерность расчетной характеристики обусловлена распределением ребер вихревой матрицы по внутренней поверхности стенки.

Характер изменения расчетной $K_p(s)$ и экспериментальной $K_y(s)$ зависимостей сохраняется одинаковым по всей высоте x пера лопатки. При этом в каждом расчетном сечении можно выделить несколько характерных участков профиля, для которых и проводился анализ тепловых характеристик исследуемых объектов.

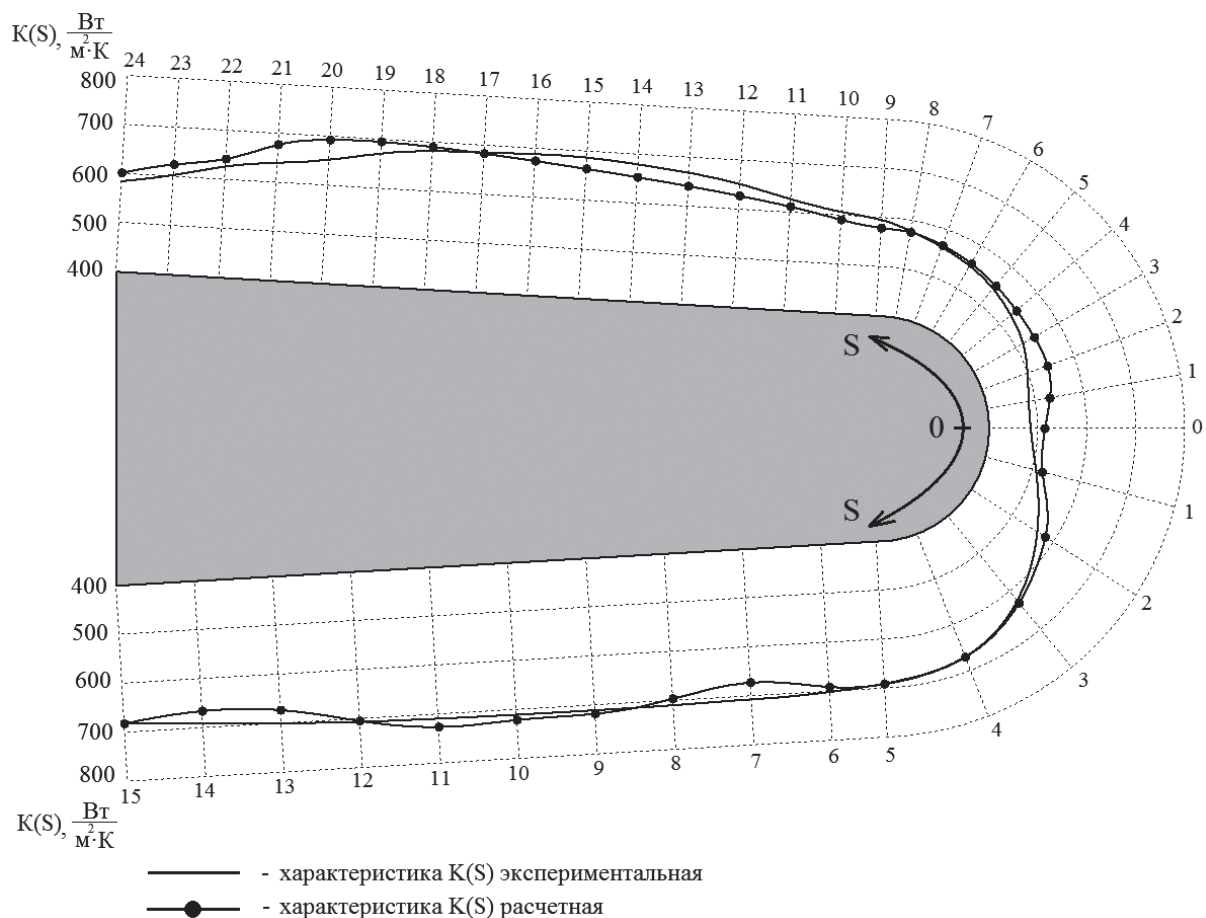


Рис. 7. Расчетная и экспериментальная тепловые характеристики в сечении I-I

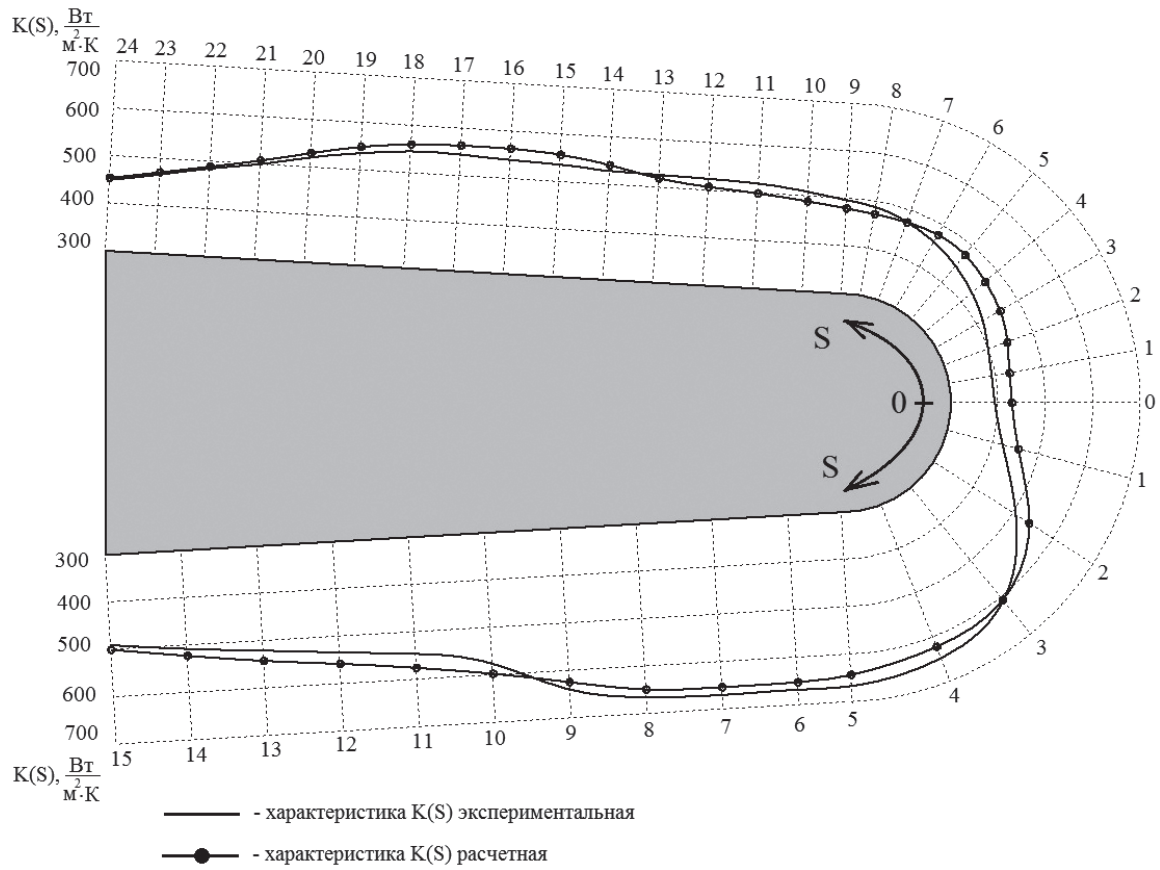


Рис. 8. Расчетная и экспериментальная тепловые характеристики в сечении II-II

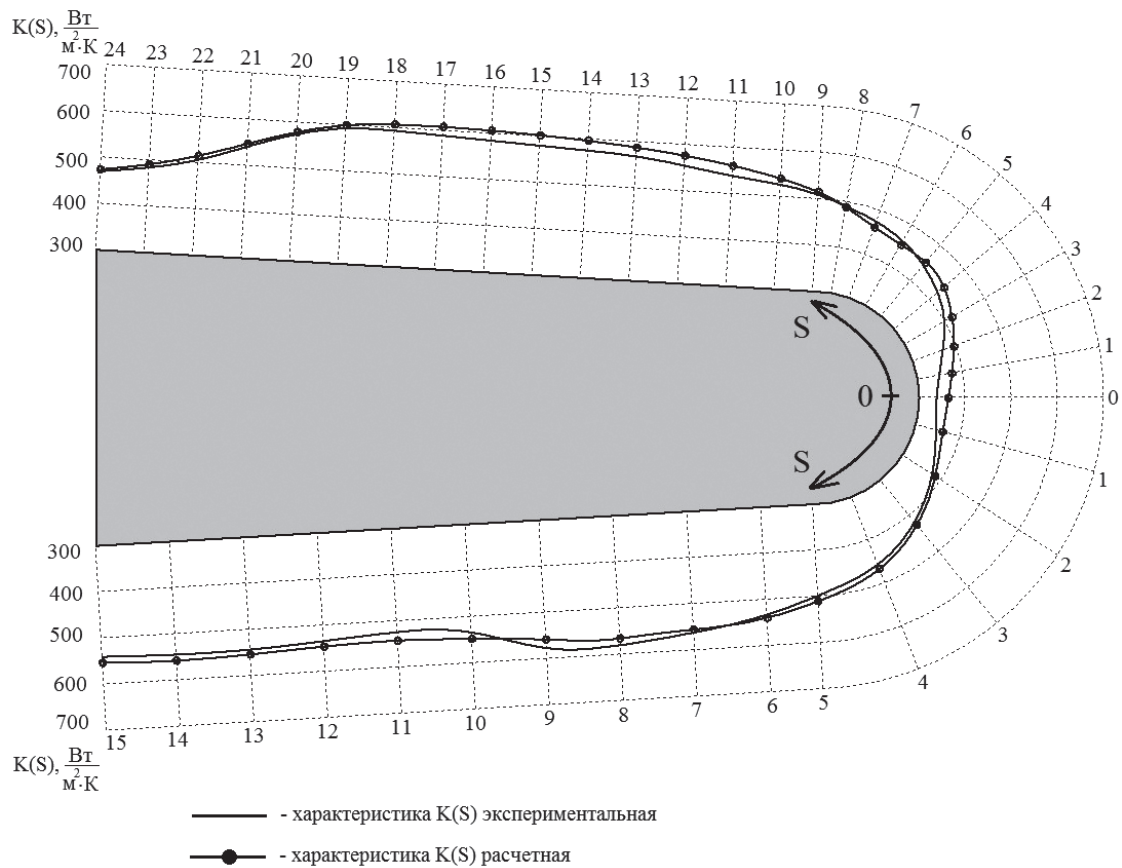


Рис. 9. Расчетная и экспериментальная тепловые характеристики в сечении III-III

Входная кромка (участок 3-0-5). В зоне входной кромки наблюдается наибольшее расхождение характеристик $K_p(s)$ и $K_3(s)$. Однако, с учетом погрешностей расчетных и экспериментальных исследований, расхождение характеристик до 10 % не является критичным.

Участок спинки и корыта, прилегающий к входной кромке (участки 5-3 и 5-9). В этой области лопатки, по мере удаления от входной кромки, наблюдается увеличение коэффициентов теплопередачи $K(s)$. В сечениях I-I и III-III наблюдается почти полное совпадение характеристик $K_p(s)$ и $K_3(s)$. В сечении II-II расхождение характеристик составляет не более 10%.

Участок спинки передней полости (9-24). В этой области во всех сечениях расчетные значения $K_p(s)$ выше экспериментальных $K_3(s)$, при этом их различие составляет не более 10%.

Участок корыта передней полости (5-19). На этом участке наблюдается неоднозначное расхождение расчетных $K_p(s)$ и экспериментальных $K_3(s)$ характеристик. Расхождение характеристик составляет не более 10 %. Стоит отметить, что на данном участке, как и на аналогичном участке спинки, наблюдается наиболее эффективный теплосъем.

Выводы

Результаты сопоставительного анализа расчетных и экспериментальных тепловых характеристик системы охлаждения модуля передней полости показали следующее:

— наиболее существенное несоответствие $K_p(s)$ и $K_3(s)$ имеет место на участке входной кромки передней полости;

— на участке входной кромки наблюдается наименьшая эффективность теплосъема;

— расхождение характеристик по всем сечениям составляет не более 10 %, что укладывается в погрешности эксперимента.

Применение методики автоматизированного проектирования и расчета теплогидравлических характеристик позволяет оценить тепловое состояние проектируемой лопатки с минимальными затратами и достаточной точностью. В качестве критерия оценки эффективности работы системы охлаждения лопатки целесообразно использовать коэффициент теплопередачи от ее наружной поверхности к охлаждающему воздуху. Расхождение расчетных данных с экспериментальными, полученными методом калориметрирования в жидкометаллическом термостате, не превышает 10%.

Методику целесообразно применять для оптимизации геометрии теплообменной поверхности систем охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. Методика позволяет получить компактный теплообменник с оптимальными теплогидравлическими характеристиками. Окончательную же доводку необходимо проводить экспериментальным способом.

Библиографический список

1. *Кольчев А.В., Керножицкий В.А., Левихин А.А.* Система охлаждения лопаток турбин газотурбинных двигателей, выполненных из жаропрочных сплавов и проводящей керамики (боридов и карбидов) // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 143-150.
2. *Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Garanin I.V., Komarov I.I., Vegera A.N.* Asymmetrical heat transfer intensification method for high-temperature gas turbines blades // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. No. 18, pp. 7478-7484.
3. *Тихонов А.М.* Регенерация тепла в авиационных ГТД. — М.: Машиностроение, 1977. — 108 с.
4. *Кейс В.М., Лондон А.Л.* Компактные теплообменники / Пер. с англ. В.Г. Баклановой; Под ред. Ю.В. Петровского. — М.: Энергия, 1967. — 160 с.
5. *Краев В.М.* Современное состояние исследований нестационарных турбулентных течений // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 4. С. 61-67.
6. *Григорьев А.А., Марков Ю.С., Лепешкин А.Р., Григорьев С.Н.* Пластинчатый теплообменник. Патент RU 2350874 С1. Бюл. № 9, 27.03.2009.
7. *Антуфьев В.М.* Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. — М.; Л.: Энергия, 1966. — 184 с.
8. *Егоров К.С., Щеголев Н.Л.* Исследование характеристик высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена со смещенным ребром // Наука и образование. 2012. № 6. С. 351-362. DOI: 10.7463/0612.0431788
9. *Ильинков А.В., Ермаков А.М., Такмовцев В.В., Щукин А.В., Ерзиков А.М.* Алгоритм численного поверочного расчета охлаждаемых турбинных лопаток газотурбинных двигателей с использованием опытных данных по теплоотдаче и сопротивлению // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2019. №2. С. 118-123.
10. *Xie Y., Shi D., Shen Z.* Experimental and numerical investigation of heat transfer and friction performance for turbine blade tip cap with combined pin-fin-dimple/protrusion structure // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 104, pp. 1120-1134. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.032
11. *Ayaal A.H., Jalil J.M., Abbas K.K.* Thermal analysis of a cooled turbine blade // 2nd International Conference on Sustainable Engineering Techniques ICSET'2019.

- Vol. 518. No. 3, p. 032028. DOI: 10.1088/1757-899X/518/3/032028
12. Ардатов К.В., Нестеренко В.Г., Равикович Ю.А. Классификация высокоэффективных рекуператоров газотурбинных двигателей // Труды МАИ. 2013. № 71. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=46706>
 13. Савостин А.Ф., Тихонов А.М. Исследование характеристик пластинчатых поверхностей теплообмена // Теплоэнергетика. 1970. № 9. С. 75-78.
 14. Ардатов К.В., Нестеренко В.Г., Равикович Ю.А. Пластинчатый рекуператор с поверхностями теплообмена типа Френкеля. Патент RU 125321 U1. Бюл. № 6, 27.02.2013.
 15. Ремчуков С.С., Данилов М.А., Чистов К.А. Автоматизированное проектирование и расчет пластинчатого теплообменника для малоразмерного газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 116-123.
 16. Осипов И.В., Ремчуков С.С. Малоразмерный газотурбинный двигатель со свободной турбиной и теплообменником системы регенерации тепла в классе мощности 200 л.с. // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 81-90.
 17. Ярославцев Н.Л., Викулин А.В., Ремчуков С.С. Оптимизация конструкции передней полости лопатки полупетлевой схемы охлаждения // Авиационная промышленность. 2017. № 4. С. 10-16.
 18. Isaev S.A., Leontiev A.I., Baranov P.A. et al. Numerical Simulation of the Intensification of the Heat Exchange in a Plane-Parallel Channel with a Cylindrical Shallow Dimple on the Heated Wall // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2016. Vol. 89. No. 5, pp. 1186-1201. DOI: 10.1007/s10891-016-1482-9
 19. Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective // International Journal of Computational Fluid Dynamics. 2009. Vol. 23. No. 4, pp. 305-316. DOI: 10.1080/10618560902773387
 20. Зуев А.А., Назаров В.П., Арнольд А.А. Определение локального коэффициента теплоотдачи с использованием модели температурного пограничного слоя в полостях вращения газовых турбин // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 99-115.
 21. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Методология теплового проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин газотурбинных двигателей и газотурбинных установок // Научная мысль. 2016. № 1. С. 86-105.
 22. Ярославцев Н.Л., Викулин А.В., Ремчуков С.С. Конструктивные особенности технологической оснастки для калориметрических испытаний теплонапряженных деталей ГТД // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2018. Т. 20. № 1(81). С. 82-86.
 23. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Земляная В.А. Исследование теплообмена в системах охлаждения теплонапряженных конструкций // Теплоэнергетика. 2017. № 1. С. 39-44.
 24. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Диагностика эффективности системы охлаждения малогабаритных теплообменников с компланарными каналами // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. № 3. С. 94-99.
 25. Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Shevchenko M.I., Vegeva A.N. Method of calorimetric measurements in molten metal thermostat and its application for developing blade cooling system of gas turbines // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. No. 10, pp. 2382-2386.

COMPUTER-AIDED DESIGN AND CALCULATION OF THE BLADE FRONT CAVITY COOLING SYSTEM OF THE GAS TURBINE ENGINE

Remchukov S.S.^{1*}, Yaroslavtsev N.L.^{2**}, Lepeshkin A.R.^{2***}

¹ Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (CIAM),
2, Aviamotornaya str., Moscow, 111116, Russia

² Moscow Aviation Institute (National Research University),
MAI, 4, Volokolamskoe shosse, Moscow, 125993, Russia

* e-mail: remchukov.sviatoslav@yandex.ru

** e-mail: yaroslavcevn1@mai.ru,

*** e-mail: lepeshkin.ar@gmail.com

Abstract

The gas temperature increasing prior to a gas turbine engine (GTE) turbine is one of the key ways to its efficiency increasing. Operating temperatures in the turbine are limited by the heat resistance of the

material, which the parts, interacting with hot gases are made from. In this regard, the task of developing and improving complex cooled blades that use compressed compressor air as a cooler becomes urgent.

Improvement of front cavity cooling system of the GTE turbine blade was performed in the course of the presented work. Analysis of thermo-hydraulic characteristics of various cooling systems options was performed to determine the most suitable structure. The best option is the structure of the “Frankel packing” type, which represents the aggregate of channels crossing at a certain angle.

The study of the turbine blade cooled front cavity module was being realized according to the developed technique for computer aided design and calculation of heat exchangers. The technique for computer aided design and calculation of the plate-type heat exchanger may be applied for solving the wide range of tasks, including gas turbine engine design.

The proposed technique allows evaluating thermal and hydraulic characteristics of the cooling system with minimal costs, as well as optimizing the geometry of the heat exchange surface. Thermal characteristics for the three pen cross-sections under consideration were obtained by the results of the computational study according to the proposed technique.

Experimental study of the blade, being considered, was conducted according to the modular finishing technology by the calorimetric measurement in a liquid metal thermostat. Modular finishing technology envisages experimental studies of simplified blade modules.

Thermal characteristics for the three pen cross-sections under consideration were obtained by the results of experimental study of the blade front cavity.

Comparative analysis results of the calculated and experimental thermal characteristics of the cooling system of the front cavity module revealed the following:

- the most significant discrepancy of thermal characteristics occurs in the area of the entry edge of the front cavity;
- the less activity of heat removal is observed at the entry edge section, which indicates the fact that the structure under consideration has a potential for the heat removal increasing in the entry edge;
- the characteristics discrepancy over all sections is no more than 10%, which fits into the error of the experiment.

Application of the computer-aided design and calculation of thermal and hydraulic characteristics technique allows evaluating the thermal state of the designed blade with minimal costs and sufficient accuracy. It is advisable to use the coefficient of heat transfer from the blade outer surface to the cooling air as an evaluating criterion of the blade cooling system efficiency.

Keywords: computer-aided design and calculation, compact heat exchanger calorimetric measurement in a liquid metal thermostat.

References

1. Kolychev A.V., Kernozhitsky V.A., Levikhin A.A. Cooling system of gas turbine engine turbine blades made of heat-resisting alloys and conductive ceramics. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 3, pp. 143-150.
2. Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Garanin I.V., Komarov I.I., Vegera A.N. Asymmetrical heat transfer intensification method for high-temperature gas turbine blades. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2017, vol. 12, no. 18, pp. 7478-7484.
3. Tikhonov A.M. *Regeneratsiya tepla v aviatsionnykh GTD* (Heat regeneration in gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 1977, 108 p.
4. Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. Third edition. Krieger Pub Co, Subsequent edition, 1997, 335 p.
5. Kraev V.M. Present condition of unsteady turbulent flows study. *Aerospace MAI Journal*, 2016, vol. 23, no. 4, pp. 61-67.
6. Grigor'ev A.A., Markov Yu.S., Lepeshkin A.R., Grigor'ev S.N. *Patent RU 2350874 C1*, 27.03.2009.
7. Antuf'ev V.M. *Effektivnost' razlichnykh form konvektivnykh poverkhnostei nagreva* (Efficiency of various shapes of convective heating surfaces), Moscow, Leningrad, Energiya, 1966, 184 p.
8. Egorov K.S., Shchegolev N.L. *Nauka i obrazovanie*, 2012, no. 6, pp. 351-362. DOI: 10.7463/0612.0431788
9. Il'inkov A.V., Ermakov A.M., Takmoltsev V.V., Shchukin A.V., Erzikov A.M. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2019, no. 2, pp. 118-123.
10. Xie Y., Shi D., Shen Z. Experimental and numerical investigation of heat transfer and friction performance for turbine blade tip cap with combined pin-fin-dimple/protrusion structure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, vol. 104, pp. 1120-1134. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.032
11. Ayaal A.H., Jalil J.M., Abbas K.K. Thermal analysis of a cooled turbine blade. *2nd International Conference on Sustainable Engineering Techniques ICSET'2019*, vol. 518, no. 3, p. 032028. DOI: 10.1088/1757-899X/518/3/032028
12. Ardatov K.V., Nesterenko V.G., Ravikovich Yu.A. *Trudy MAI*, 2013, no. 71. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=46706>
13. Savostin A.F., Tikhonov A.M. *Teploenergetika*, 1970, no. 9, pp. 75-78.
14. Ardatov K.V., Nesterenko V.G., Ravikovich Yu.A. *Patent RU 125321 U1*, 27.02.2013.
15. Remchukov S.S., Danilov M.A., Chistov K.A. Computer aided design and computing of a plate-type heat exchanger for small-size gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 3, pp. 116-123.

16. Osipov I.V., Remchukov S.S. Small-size gas turbine engine with free turbine and heat recovery system heat exchanger within the 200 HP power class. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 81-90.
17. Yaroslavtsev N.L., Vikulin A.V., Remchukov S.S. *Aviatsionnaya promyshlennost'*, 2017, no. 4, pp. 10-16.
18. Isaev S.A., Leontiev A.I., Baranov P.A. et al. Numerical Simulation of the Intensification of the Heat Exchange in a Plane-Parallel Channel with a Cylindrical Shallow Dimple on the Heated Wall. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2016, vol. 89, no. 5, pp. 1186-1201. DOI: 10.1007/s10891-016-1482-9
19. Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 2009, vol. 23, no. 4, pp. 305-316. DOI: 10.1080/10618560902773387
20. Zuev A.A., Nazarov V.P., Arngol'd A.A. Determining local heat transfer coefficient by a model of temperature boundary layer in gas turbine cavity of rotation. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 99-115.
21. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Chesnova V.A. *Nauchnaya mysl'*, 2016, no. 1, pp. 86-105.
22. Yaroslavtsev N.L., Vikulin A.V., Remchukov S.S. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2018, vol. 20, no. 1(81), pp. 82-86.
23. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Zemlyanaya V.A. *Teploenergetika*, 2017, no. 1, pp. 39-44.
24. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Chesnova V.A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2016, no. 3, pp. 94-99.
25. Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Shevchenko M.I., Vegera A.N. Method of calorimetric measurements in molten metal thermostat and its application for developing blade cooling system of gas turbines. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2017, vol. 12, no. 10, pp. 2382-2386.