

УДК 536.24

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМАЛЬНОГО МАССОВОГО РАСХОДА ОХЛАДИТЕЛЯ В КАНАЛАХ ТЕПЛОТВОДА ОБОЛОЧКОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОМАШИН

И. К. Андрианов¹, М. С. Гринкруг²

¹ivan_andrianov_90@mail.ru, ²grin@knastu.ru

ФГБОУ ВО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет» (КНАГТУ)

Поступила в редакцию 07.04.2017

Аннотация. Разработана математическая модель, минимизирующая массовый расход охлаждающей газовой среды путем реализации максимального прочностного потенциала. На основании критерия прочности и уравнения теплового баланса предложен подход к расчету оптимальных значений массового расхода в каналах охлаждения оболочковых элементов турбомашин. При построении математической модели расхода учитываются особенности действующего напряженного состояния, параметры подвода теплоты к граничной поверхности элемента и характеристики охлаждения. Проведен расчет оптимального массового расхода охладителя для дефлекторной турбинной лопатки.

Ключевые слова: массовый расход; охладитель; оболочка; температурное поле; напряженное состояние.

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития турбостроения уже невозможно представить работу элементов турбинных двигателей, испытывающих действие высокотемпературных газовых потоков, без использования систем охлаждения. Весьма актуальной в данной ситуации является оценка эффективности систем теплоотвода. Массовый расход охладителя зависит от многих факторов, значимость которых определяется для конкретной теплообменной системы в зависимости от требований, предъявляемых к тепловому состоянию охлаждаемых элементов. На сегодняшний день возможность минимизировать массовый расход является важной задачей, решение которой позволит существенно повысить результативность охлаждения элементов при повышении температуры рабочего газа за счет снижения нерационального расхода охладителя.

Безусловно, чем ниже тепловое состояние элемента, испытывающего воздействие тепловых и механических нагрузок, тем выше его рабочие характеристики. Однако если для фиксированного времени работы τ прочностные параметры элемента остаются в пределах допустимых значений, возникает вопрос о целесообразности снижения температуры. В связи с этим одна из проблем заключается в том, что различные тепловые зоны элемента подвергаются одинаковому охлаждению. Сегодня представлено

множество работ, основанных преимущественно на экспериментальных исследованиях и обращенных на рационализацию теплоотвода за счет систем перфорации, уменьшения размеров каналов охлаждения. Многие из них носят прикладной характер и направлены, прежде всего, на повышение теплоотдачи в тех зонах, где подводится наибольшее количество теплоты [1, 2]. В результате проблема установления математических закономерностей между основными теплофизическими характеристиками, определяющими процесс отвода теплоты, остается открытой.

Вопросы регулирования температуры газа в газотурбинных двигателях исследованы в работе [3]. В работе [4] представлена автоматическая система подачи охладителя, дозирование которого определяется температурной разницей в сравнении с установленными тепловыми значениями. Однако неопределенным остается подход к заданию значений температурных полей. Особенности расчета параметров теплоотдачи и расхода охлаждающей среды для турбинной лопатки с теплозащитным покрытием и охлаждением с помощью систем перфорации отражены в работе [5]. Основные положения для оценки теплового состояния элементов турбомашин описаны в работе [6]. Кроме того, многие научные исследования направлены на уменьшение неравномерности температурных полей. Однако необходимо

отметить, что рационально построенная неравномерность может позволить существенно оптимизировать работу систем внутреннего охлаждения.

МЕТОД РАСЧЕТА

В реальных условиях работы массовый расход является причинной характеристикой, а тепловое состояние элемента является следствием. Таким образом, постановка задачи моделирования заключается в следующем: получить математическую закономерность между оптимальным массовым расходом и параметрами теплоподвода и допускаемым напряженным состоянием. Задача решается путем оптимизации по варьируемым теплофизическим параметрам. В результате требуется определить, каким из характеризующих параметров можно управлять для достижения оптимальных значений расхода, и определить минимальный расход охладителя на основании данных о подводе теплоты.

Для оценки массового расхода охладителя используемого для теплоотвода в оболочковых элементах газотурбинного двигателя необходимо построить математическую модель оптимизации, учитывающую зависимость расхода от основных теплофизических характеристик. Массовый расход G представляет собой сложную функцию, зависящую от многих параметров:

$$G = G(\alpha_h, \sigma, T_h, T_r, T_s, \lambda_s) \rightarrow \min,$$

где λ_s – коэффициент теплопроводности оболочки, T_h – температура нагревающего газа, σ – напряженное состояние элемента, T_r – температура охлаждающего газа, T_s – температура оболочки, α_h – коэффициент теплоотдачи от нагревающего газа к оболочке.

Зависимость плотности теплового потока от расхода газовой среды определяется на основании теории калориметрии, методы и подходы которой подробно освещены в работе [7]. В результате целевая функция массового расхода строится на основании равенства количества

теплоты $Q = \int_0^L \alpha_h^j (T_h^j - T_a^j) t \Delta z ds$, подведенного к оболочке и теплоты, идущей на нагрев охлаждающей среды $Q = c_p m^j \Delta T_r^j$:

$$G^j = \frac{\int_0^L \alpha_h^j (T_h^j - T_a^j) \Delta z ds}{c_p (T_{r_{ВХ}}^j - T_{r_{ВЫХ}}^j)}, \tag{1}$$

где j – номер канала охлаждения, Δz – высота сечения канала охлаждения, L – длина канала охлаждения, T_a – температурное поле на тепловоспринимающей поверхности.

Поскольку целевая функция расхода является линейной, оптимальное значение определяется на границе области допустимых значений переменной величины. Очевидно, что массовый расход будет принимать наименьшее значение $G \rightarrow \min$ при минимальной разнице между температурой наружной поверхности стенки и температурой нагревающего газа $\Delta T \rightarrow \min$. Поскольку тепловое состояние газового потока T_h , подводящего тепло, является фиксированным и не может быть изменено, в качестве переменной величины рассмотрим температурное поле на тепловоспринимающей поверхности.

Таким образом, оптимальный расход охладителя будет достигаться при максимально допустимой температуре на теплоподводящей поверхности оболочки:

$$\arg \min_{T_a \in U} G^j (T_a^j) \rightarrow \max.$$

Максимизацию температурного поля будем проводить с помощью предела длительной прочности. Зависимость длительной прочности от температуры определяется в виде:

$$\sigma_{дл}^{\tau} = a T^{-b}. \tag{2}$$

Условие прочности строится на основании ограничений для действующих напряжений:

$$[\sigma] \leq \sigma_{дл}^{\tau}, \tag{3}$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения.

Допустимая область U изменения температуры нагреваемой поверхности стенки оболочки определяется следующим неравенством, согласно (2) и (3):

$$T_a^{\min} \leq T_a \leq \left(\frac{a}{[\sigma]} \right)^{1/b}. \tag{4}$$

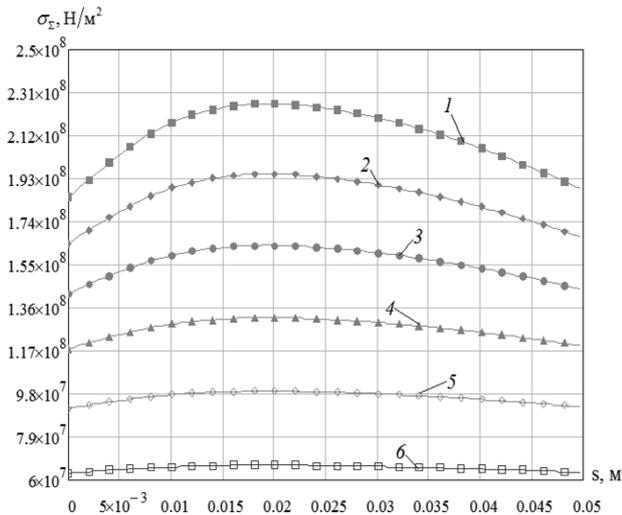


Рис. 1. Допускаемые суммарные напряжения на поверхности нагрева при $n=1,5$:

1 – $z = 0,008$ м; 2 – $z = 0,025$ м; 3 – $z = 0,042$ м;
4 – $z = 0,059$ м; 5 – $z = 0,076$ м; 6 – $z = 0,093$ м

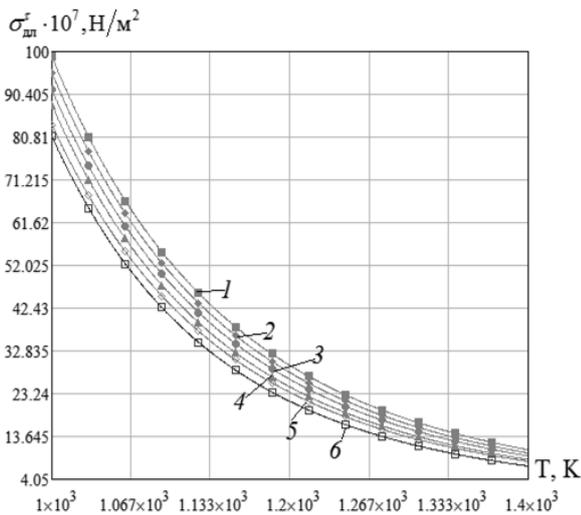


Рис. 2. Зависимость длительной прочности материала ЖС-26ВНК от температуры:

1 – $\tau = 100$ ч; 2 – $\tau = 200$ ч;
3 – $\tau = 400$ ч; 4 – $\tau = 600$ ч;
5 – $\tau = 800$ ч; 6 – $\tau = 1000$ ч

Согласно (4), максимальная температурная конфигурация на граничной поверхности оболочки, при которой обеспечиваются требуемые прочностные характеристики, принимает следующие значения:

$$T_a^{\max} = \left(\frac{a}{n\sigma_{\text{ЭКВ}}} \right)^{1/b}, \quad (5)$$

где n – коэффициент запаса.

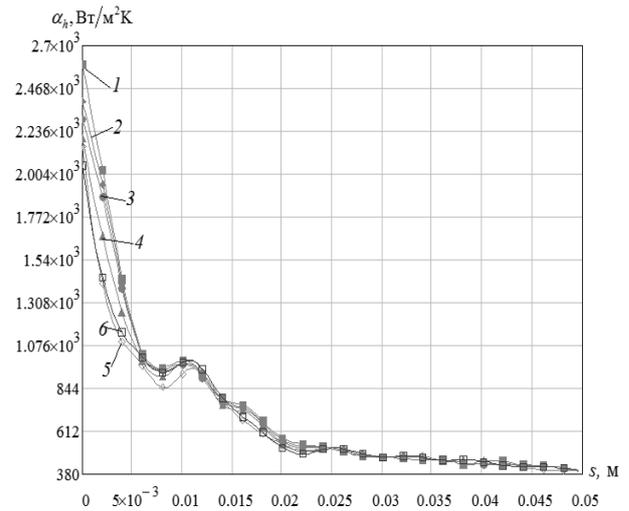


Рис. 3. Распределение коэффициентов теплоотдачи на поверхности нагрева:

1 – $z = 0,008$ м; 2 – $z = 0,025$ м; 3 – $z = 0,042$ м;
4 – $z = 0,059$ м; 5 – $z = 0,076$ м; 6 – $z = 0,093$ м

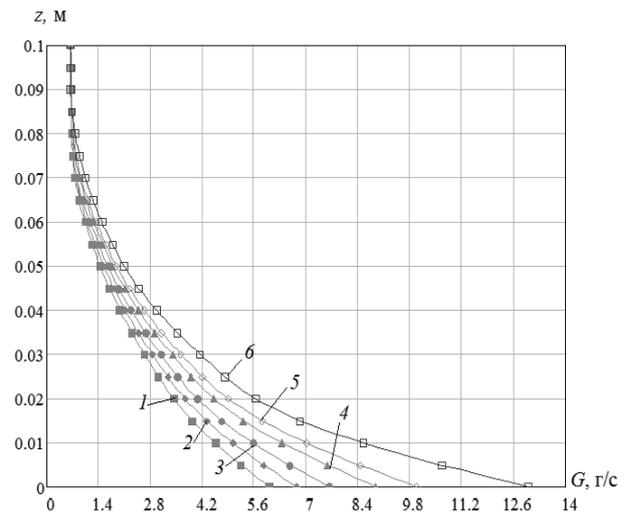


Рис. 4. Изменение оптимального расхода хладагента по высоте каналов тепловода:

1 – $\tau = 100$ ч; 2 – $\tau = 200$ ч;
3 – $\tau = 400$ ч; 4 – $\tau = 600$ ч;
5 – $\tau = 800$ ч; 6 – $\tau = 1000$ ч

Определим массовый расход в каналах охлаждения при максимально допустимой температуре на поверхности нагрева с помощью (1) и (5):

$$G_{\min}^j = \frac{\int_0^L \alpha_h^j \left[T_h^j - \left(\frac{a}{n\sigma_{\text{ЭКВ}}} \right)^{1/b} \right] \Delta z ds}{c_p (T_{r_{\text{ВХ}}}^j - T_{r_{\text{ВЫХ}}}^j)} \quad (6)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

В результате, согласно полученному соотношению (6), можно рассчитать минимальные значения массового расхода хладагента в каналах теплоотвода, при котором термонапряженное состояние удовлетворяет пределу длительной прочности.

Оценим согласно (6) оптимальное изменение массового расхода воздуха в каналах охлаждения спинки оболочковой лопатки газотурбинного двигателя, учитывая предельно-допустимое напряженное состояние и время работы τ . Движение охлаждающего потока направлено вдоль контура s длиной $L = 0,05$ м, массовый расход в j -м канале остается постоянным. Действующие суммарные напряжения удовлетворяют данным на рис. 1. Оболочка лопатки омывается высокотемпературным газовым потоком с температурой $T_h = 1800$ К и распределением коэффициентов теплоотдачи для шести каналов охлаждения на рис. 3. Изменение длительной прочности материала ЖС-26ВНК на рис. 2 для 100-часовой и 1000-часовой длительной прочности удовлетворяет данным работы [8]. Зависимости для 200-, 400-, 600-, 800-часовой длительной прочности от температуры получены путем интерполирования.

В результате на рис. 4 представлено изменение оптимального массового расхода в зависимости от времени работы элемента для различных каналов охлаждения по высоте пера лопатки в направлении z .

Согласно расчетным данным оптимальный массовый расход равномерно изменяется по высоте пера лопатки, принимая наибольшее значение в каналах корневого сечения при $z=0$, что обусловлено наибольшими суммарными напряжениями в данной области. Меньшее охлаждение требуется в области периферийного сечения при $z = 0,1$ м.

В каналах корневого сечения оптимальный массовый расход имеет следующие значения в зависимости от условий работы: при 100-часовой прочности – $G_{z=0}^{100} = 5,9$ г/с, при 600-часовой прочности – $G_{z=0}^{600} = 8,9$ г/с и при 1000-часовой прочности – $G_{z=0}^{1000} = 13$ г/с. В каналах срединного сечения при 100-часовой прочности – $G_{z=0,05}^{100} = 1,5$ г/с, при 600-часовой прочности – $G_{z=0,05}^{600} = 1,8$ г/с и при 1000-часовой прочности – $G_{z=0,05}^{1000} = 2,1$ г/с.

В области периферийного сечения, где напряженное состояние практически отсутствует, требуется меньшее охлаждение, соответственно температурное поле в данной области задается максимально возможной температурой, допускаемой теплообменной системой, в данном исследовании принималась температура $T_a|_{z=0,1m} = 1400$ К. В результате, в каналах периферийного сечения оптимальный массовый расход остается одинаковым в независимости от времени работы элемента $G_{z=0,1} = 0,65$ г/с ввиду отсутствия напряжений.

Сравнивая значения суммарного оптимального массового расхода, подаваемого на охлаждение всей спинки лопатки, в зависимости от времени работы элемента, отметим, что наибольший расход требуется при более длительном нагружении $G_{\Sigma}^{1000} = 31$ г/с. Наименьший суммарный расход обеспечивается при 100 часах работы элемента $G_{\Sigma}^{100} = 17,8$ г/с.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Соответственно, представленная математическая модель, связывающая массовый расход охладителя, параметры напряженного состояния, прочностные характеристики, особенности подвода и отвода теплоты, даст возможность не только учесть неравномерность распределения коэффициентов теплоотдачи на тепловоспринимающей поверхности, но и минимизировать расход за счет повышения температуры поверхности стенки оболочки. Что касается реализации необходимой температурной конфигурации на тепловоспринимающей поверхности оболочки, разработана методика расчета геометрии каналов теплоотвода, представленная в работах [9, 10].

Таким образом, применение предложенного подхода оптимизации массового расхода охладителя, позволит существенно снизить затраты на охлаждение оболочковых элементов турбомашин за счет рационализации теплоотвода путем реализации максимального термопрочностного потенциала элементов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белова С. Е., Орешкина М. Н., Поткин А. Н. Применение методики оптимизации эффективности охлаждения при 3D-моделировании теплового состояния перфорированной дефлекторной лопатки соплового аппарата турбины // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 11. С. 48–49. [S. E. Belova, M. N. Oreshkina and A. N. Potkin, "The use of optimization techniques in cooling efficiency with 3D-modeling of the thermal state of the perforat-

ed deflector vanes of the turbine nozzle unit”, (in Russian), in *Sbornik v Mashinostroenii, priborostroenii*, vol. 11, no. 11, pp. 48-49, 2007.]

2. Поткин А. Н., Немтырева И. А., Карпов Ф. В. Выдув охлаждающего воздуха в срез выходной кромки лопатки // Вестник РГАТА. 2014. № 1(28). С. 3–7. [A. N. Potkin, I. A. Nemtyreva and F. V. Karpov, “Blowing cooling air into the blade edges cut off”, (in Russian), in *Vestnik RGATA*, no. 1 (28), pp. 3-7, 2014.]

3. Сибатуллин Р. Р. Оценка качества работы канала ограничения температуры газа САУ ГТД с использованием самонастраивающегося измерителя температуры газа // Молодежный вестник УГАТУ. 2015. № 1(13). С. 61–66. [R. R. Sibagatullin, “Evaluation of the quality of the gas temperature limit SAU GTE channel using self-adjusting temperature of the gas meter”, (in Russian), in *Molodejnyi vestnik UGATU*, no. 1 (13), pp. 61-66, 2015.]

4. Дроконов А. М. Система автоматического регулирования расхода воздуха на охлаждение газотурбинной установки // Государство, академическая наука и высшая школа: современное состояние и тенденции развития. Уфа: Автономная некоммерческая организация «Исследовательский центр информационно-правовых технологий», 2015. С. 134–138. [A. M. Dronov, “The automatic air flow control system for cooling a gas turbine plant”, (in Russian), in *Gosudarstvo, akademicheskaya nauka i vysshaya shkola: sovremennoe sostoyanie i tendentsii razvitiya*, Ufa: Avtonomnaya nekommercheskaya organizatsiya "Issledovatel'skiy tsentr informatsionno-pravovykh tekhnologiy", pp. 134-138, 2015.]

5. Трушин В. А., Сунарчин Р. А., Зинов В. А. Расчет теплонапряженного состояния сопловой турбинной лопатки // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2009. № 3. С. 70–72. [V. A. Trushin, R. A. Sunarchin, V. A. Zinov, “The calculation of the stress state of the heat nozzle of the turbine blade”, (in Russian), in *Izvestia vysshih uchebnykh zavedeniy. Aviatcionnaya tehnika*, no. 3, pp. 70-72, 2009.]

6. Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. Теплообмен в турбомашине. Л.: Машиностроение, 1974. 336 с. [L. M. Zysina-Molozhen, L. V. Zysin, M. P. Polyak, *Heat transfer in turbomachinery*, (in Russian). L.: Mashinostroenie, 1974.]

7. Кирьянов К. В. Калориметрические методы исследования: учебно-метод. материал. Н.Новгород: ННГУ, 2007. 76 с. [K. V. Kiryznov, *Calorimetric methods. Teaching material*, (in Russian). Nizhny Novgorod: NNGU, 2007.]

8. Андриенко А. Г., Гайдук С. В., Кононов В. В. Получение деталей ГТУ с направленной (моно) структурой из жаропрочного коррозионноустойчивого никелевого сплава // Нови матеріалі і технології в металургії та машинобудуванні. 2012. № 2. С. 81–86. [A. S. Andrienko, S. V. Gayduk, V. V. Kononov, “Getting details GTU with directional (mono) with the structure of the heat-resistant corrosion-resistant nickel alloy”, (in Russian), in *Novi materiali i tehnologii v metallurgii ta mashinobuduvanni*, no. 2, pp. 81-86, 2012.]

9. Андрианов И. К., Гринкруг М. С. Численный метод расчета теплоотдачи для требуемого температурного поля на поверхности контакта лопатки и теплозащитного покрытия при поперечной схеме охлаждения // Вестник МГОУ. Сер.: «Физика-математика». 2015. № 2. С. 34–43. [I. K. Andrianov, M. S. Grinkrug, “Numerical method of calculation of heat required for the temperature field on the contact surface of the blade and the thermal barrier coating in the transverse cooling circuit”, (in Russian), in *Vestnik MGOU. Seria: Fizika-Matematika*, no. 2, pp. 34-43, 2015.]

10. Гринкруг М. С., Андрианов И. К. Численный подход к расчету параметров охлаждающего потока в каналах оболочковых элементов турбомашин для заданных условий на поверхности теплоотвода // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». 2016. Т. 8, № 1 [Электронный ресурс]. URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/25TVN116.pdf> (дата обращения: 18.02.2016). [M. S. Grinkrug and I. K. Andrianov (2016, Feb. 18). *A numerical approach to calculation of cooling flow parameters in the channels of shell elements of turbomachinery for specific conditions on the surface of the heat sink* [Online]. Available: <http://naukovedenie.ru/PDF/25TVN116.pdf>]

ОБ АВТОРАХ

АНДРИАНОВ Иван Константинович, асп. каф. «Прикл. матем. и информатика» ФГБОУ ВО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет». М-р по направлению «Прикл. механика» (КНАГТУ, 2013) Иссл. в обл. теплообменных процессов, применение численных методов расчета нелинейных задач теплопереноса.

ГРИНКРУГ Мирон Соломонович, зав. каф. «Общая физика» ФГБОУ ВО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет». Канд. техн. наук (ЛКИ, 1987), доц. Иссл. в обл. энергетики, физики, теплообменных процессов в элементах турбомашин.

METADATA

Title: The mathematical model of optimal mass flow in cooler channels of turbomachinery shell components.

Authors: I. K. Andrianov, M. S. Grinkrug.

Affiliation:

Komsomolsk-na-Amure State Technical University (KnASTU), Russia.

Email: ivan_andrianov_90@mail.ru, grin@knastu.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 2 (76), pp. 42-46, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The mathematical model, minimizing the mass flow rate of cooling gas environment through the implementation of maximum strength potential is developed. The approach to the calculation of the optimum mass flow rates in the channels of the cooling shell turbomachinery components offered on the basis of the criterion of strength and heat balance equation. Features of the current state of stress, heat supply parameters to the boundary surface of the element and cooling characteristics are taken into account in constructing a mathematical model of the flow. The calculation of the optimum mass flow rate of the coolant for the turbine blade deflection held.

Key words: mass flow; cooler; shell; temperature field; stress state.

About authors:

ANDRIANOV, Ivan Konstantinovich, postgraduate student, Master of “Applied mechanics” (KnASTU, 2013).

GRINKRUG, Miron Solomonovich, Ph.D., associate Professor, Dep. of «General Physics». Cand. of Tech. Sci. (LKI, 1987).