**А.В. Гаскаров², С.Е. Пискунов^{1,2}, Д.А. Попов^{1,2},
С.И. Сендюрёв^{1,2}**

¹Пермский национальный исследовательский политехнический
университет, Пермь, Россия

²ОДК-Авиадвигатель, Пермь, Россия

ВАЛИДАЦИЯ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

При проектировании турбореактивного двухконтурного двигателя особое внимание уделяется снижению стоимости его жизненного цикла, значительная часть которой связана с ремонтом двигателя. Стоимость замены охлаждаемых лопаток турбины высокого давления может достигать 50 % общей стоимости ремонта всего двигателя, поэтому весьма актуальной является проблема создания надёжных и долговечных охлаждаемых лопаток. Решение этой проблемы невозможно без создания методики, позволяющей получать достоверные прогнозы теплового состояния лопаток расчётным путём.

Исследована проблема прогнозирования эффективности конвективного и плёночного охлаждения средствами вычислительной газовой динамики. Проведено исследование сеточной независимости применительно к задачам прогнозирования эффективности плёночного охлаждения. Результаты численного моделирования плёночного и конвективного охлаждения сопоставлены с результатами натурного эксперимента, опубликованными в открытых источниках. Выдвинуты рекомендации по построению сеточных моделей и настройкам модели турбулентности SST для задач плёночного и конвективного охлаждения. Показано, что при соблюдении некоторых рекомендаций по построению сетки модель SST способна с приемлемой точностью прогнозировать характеристики конвективного и плёночного охлаждения в области параметров выдува от 0,85 до 1,2.

Ключевые слова: numerical simulation, convective cooling, film cooling, turbulent Prandtl number, turbulence model, validation of the turbulence model, grid independency, blow ratio, cooled blades, gas turbines.

**A.V. Gaskarov², S.E. Piskunov^{1,2},
D.A. Popov^{1,2}, S.I. Sendyurev^{1,2}**

¹Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

²UEC-Aviadvigatel, Perm, Russian Federation

VALIDATION OF THE TURBULENCE MODEL FOR PREDICTING THE THERMAL STATE OF GAS TURBINE BLADES

When designing a turbojet engine, special attention is paid to reducing the cost of its life cycle, a significant part of which is associated with engine repair. The cost of replacing the cooled blades of a high-pressure turbine can reach 50 % of the total cost of repairing the engine, so the problem of creating reliable and durable cooled blades is very relevant. The solution of this problem is impossible without the creation of a methodology that allows to obtain reliable prediction of the thermal state of the blades.

The problem of predicting the efficiency of convective and film cooling by means of computational fluid dynamics is investigated. A study of grid independence was carried out. The results of numerical simulation of film and convective cooling are compared with the experimental data. It is shown that the SST model is capable of predicting the characteristics of convective and film cooling with acceptable accuracy.

Keywords: numerical simulations, convective cooling, film cooling, turbulent Prandtl number, turbulence model, validation of the turbulence model, grid independency, blow ratio, cooled blades, gas turbines.

В настоящее время уровень развития программных численных методов трехмерного газодинамического моделирования процессов позволяет с высокой точностью определить основные характеристики узлов двигателя еще на этапе проектирования, что существует

венно снижает сроки и стоимость разработки новой техники [1]. С развитием методик численного моделирования, в частности со все более широким распространением задач связанного теплообмена, наиболее остро встают вопросы их валидации и верификации на основе имеющихся экспериментальных или модельных данных.

Для задач подобного класса в проектно-инженерном анализе турбомашин одной из наиболее часто применяемых моделей турбулентности является модель Ментора – Shear Stress Transport (SST) [2], поскольку она сочетает как характерную для $k-\omega$ способность корректно прогнозировать характеристики течения в погранслое, так и способность модели $k-\epsilon$ корректно разрешать ядро потока [3].

Одной из ключевых технологий, обеспечивающих надёжность современных газовых турбин, является плёночное охлаждение её лопаток [4]. Согласно различным источникам [4], для корректного моделирования плёночного охлаждения необходимо проводить адаптацию модели SST путём установления турбулентного числа Прандтля Pr_t на величину около 0,5. Необходимо отметить, что рекомендации указанных авторов вынесены на основании моделирования адиабатической эффективности плёночного охлаждения, без анализа влияния разрешения сеточной модели на результаты моделирования, хотя её качество может иметь решающее значение для достоверности численного моделирования [6]. При этом, как отмечают авторы [7], «несмотря на соответствие результатов расчёта эффективности плёночного охлаждения, принятое изменение констант SST модели турбулентности приводит к существенным погрешностям определения интенсивности конвективного теплообмена». С учётом сказанного можно констатировать тот факт, что адаптация расчётной модели, проведённая только на основании прогнозирования характеристик плёночного охлаждения, не подходит для решения задач исследования теплового состояния лопаток турбин, поскольку конвективный теплообмен играет важную роль в их тепловом состоянии [8].

Опыт специалистов отдела расчётно-экспериментальных работ по турбинам АО «ОДК-Авиадвигатель» также показывает, что адаптация модели турбулентности путём уменьшения величины Pr_t ниже стандартного значения для модели SST может приводить к существенному завышению величины тепловых потоков между теплоносителем и омываемой поверхностью. В данной работе предпринята попытка разработать метод моделирования плёночного охлаждения без ущерба для точности определения интенсивности конвективного теплообмена.

Цель работы

Целью данной работы является определение оптимального сеточного разрешения и настроек модели турбулентности SST для задач с сопряжённым теплообменом, в частности моделирования конвективно-плёночного охлаждения лопаток турбин. Оптимальные параметры выбраны на основании сравнения результатов расчётных экспериментов, проведённых в рамках настоящей работы, и натуральных экспериментов, постановка и результаты которых подробно описаны в работах [9–12].

Объект исследования

Объектом исследования является плоская пластина, омываемая нагретым воздухом. На поверхность пластины через цилиндрическое отверстие диаметром D осуществляется впрыск охлаждающего воздуха для формирования заградительной плёнки. Впрыск осуществляется при постоянном соотношении плотностей охладителя и теплоносителя $P = 1,8$ и различных величинах параметра выдува:

$$M = \frac{\rho_{\text{охл}} C_{\text{охл}}}{\rho_t C_t}, \quad (1)$$

где $\rho_{\text{охл}}$ – плотность охлаждающего воздуха, $C_{\text{охл}}$ – скорость охлаждающего воздуха в месте впрыска, ρ_t – плотность теплоносителя на входе в расчётную область, C_t – скорость теплоносителя на входе в расчётную область.

Сеточные модели

Для исследования сеточной независимости была проведена серия расчётов с разными настройками сеточных моделей. Настройки представлены в табл. 1. Размерные величины

представлены в отношении к диаметру отверстия D .

Таблица 1

Параметры расчетных сеток конечно-элементарной модели

Показатель	Сетка A	Сетка B	Сетка C	Сетка D	Сетка E	Сетка F
Базовый размер элемента	$2 D$	$2 D$	$2 D$	$2 D$	$2 D$	$2 D$
Количество призматических слоёв на стенке	10	15	15	15	10	15
Толщина первого слоя призм	$0,002 D$	$0,002 D$	$0,002 D$	$0,002 D$	$0,002 D$	$0,002 D$
Коэффициент роста призм	1,4	1,2	1,1	1,2	1,4	1,2
Измельчение у стенки (sizing)	$0,8 D$	$0,8 D$	$0,8 D$	$1,2 D$	$0,2 D$	$0,2 D$

По результатам расчёта произведено сравнение распределения осреднённой в поперечном направлении адиабатической эффективности охлаждения с результатами, полученными в натурных экспериментах.

Результаты представлены на рис. 1–3.

Рис. 1. Распределение адиабатической эффективности охлаждения η при $M = 0,85$

Рис. 2. Распределение адиабатической эффективности охлаждения η при $M = 1$

Рис. 3. Распределение адиабатической эффективности охлаждения η при $M = 1,2$

При построении всех вариантов сетки высота первого призматического пристеночного элемента выдержана такой, чтобы обеспечить условие $y^+ \leq 1$. Наиболее близки к результатам эксперимента оказались результаты расчетов, произведённых при 10–15 слоях призматических элементов с коэффициентом роста 1,2–1,4. Уменьшение коэффициента роста призматических элементов до 1,1 привело к занижению эффективности плёночного охлаждения и существенному рассогласованию с результатами натурального эксперимента.

Наибольшее влияние на результаты расчетов оказало измельчение тетраэдрических

элементов в пристеночной области. Вопреки ожиданиям, значительное измельчение до $0,2 D$ (сетки E и F) привело к ухудшению совпадения результатов расчётного и натурального экспериментов, причём не только в количественном, но и в качественном отношении. Наилучшее совпадение с экспериментальными данными при моделировании плёночного охлаждения имеет место при выдерживании размеров элементов в области стенки около $0,8 D$ (т.е. 1,25 элемента на отверстие). Полученная разница связана с некорректным учётом размытия плёнки при более высоком сеточном разрешении (рис. 4, 5).

Рис. 4. Распределение температуры в меридиональном сечении. Сетка B , $M = 1$ Рис. 5. Распределение температуры в меридиональном сечении. Сетка F , $M = 1$

По всей вероятности, модель турбулентности SST не способна корректно прогнозировать размытие плёнки, а совпадение расчётных данных с результатами эксперимента, достигнутое применением сетки B , связано с большей численной диффузией, которая проявляется при худшем сеточном разрешении.

Необходимо отметить, что размер сеточных элементов в области стенки является одним из наиболее значимых факторов, определяющих размерность сеточной модели. Опыт отдела расчётно-экспериментальных работ по турбинам АО «ОДК-Авиадвигатель» показывает, что при решении задач анализа теплового состояния лопаток с конвективно-плёночным охлаждением уменьшение размеров пристеночных тетраэдрических элементов до $0,5 D$ и меньше приводит к недопустимому возрастанию размера задачи. С учётом этого

факта дальнейшие работы по валидации проводились с применением сетки A .

Постановка задачи. Граничные условия

Серия расчётных экспериментов проведена в нескольких постановках.

Постановка 1. Исследование адиабатической эффективности плёночного охлаждения (без учёта теплообмена между воздухом и пластинкой):

$$\eta = \frac{T_{\Gamma} - T_{\text{охл}}}{T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}}, \quad (2)$$

где T_{Γ} – температура горячего воздуха; $T_{\text{охл}}$ – температура охлаждающего воздуха; $T_{\text{ст}}$ – температура стенки, осреднённая в поперечном направлении. Вид расчётной области представлен на рис. 6.

Рис. 6. Вид расчётной области при исследовании адиабатической эффективности плёночного охлаждения

Постановка 2. Исследование теплообмена без впрыска охлаждающего воздуха. В отличие от постановки 1 в расчётную область включена твердотельная модель керамической пластины. На её верхнюю (омываемую воздухом) грань наложен интерфейс solid-fluid с моделированием теплообмена. На нижней грани задана фиксированная температура (изотермическая стенка). Впрыск охлаждающего воздуха выключен. По результатам расчёта построена зависимость $h_0(x)$, h_0 – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по критериальной зависимости:

$$h_0 = (\rho_{\Gamma} C_{\Gamma} c_p) \cdot 0,03 \text{Re}^{-0,2} \text{Pr}^{-0,67} \times \left[1 - \left(\frac{x_s}{x - x_s} \right)^{0,9} \right]^{-\frac{1}{9}} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\Gamma}} \right)^{-0,25}, \quad (3)$$

где x_s – расстояние между входом в расчётную область и входной кромкой керамической пластины; Re – число Рейнольдса, посчитанное по продольной координате x . Вид расчётной области представлен на рис. 7.

Рис. 7. Вид расчётной области при исследовании теплообмена без впрыска охлаждающего воздуха

Постановка 3. Исследование теплообмена с учётом плёночного охлаждения. На поверхность пластины через отверстие диаметром D подаётся холодный воздух для формирования заградительной плёнки. По результатам расчёта построена зависимость $h_f(x) / h_0(x)$, где h_f – коэффициент теплоотдачи между плёнкой и пластиной:

$$h_f = \frac{h}{1 - \eta \Theta}, \quad (4)$$

$$h = \frac{q}{T_{\text{ст}} - T_{\text{г}}}, \quad (5)$$

$$\Theta = \frac{T_{\text{г}} - T_{\text{охл}}}{T_{\text{г}} - T_{\text{ст}}}, \quad (6)$$

где h – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к пластине, Θ – безразмерная температура стенки. Вид расчётной области представлен на рис. 8.

Граничные условия, задаваемые в расчётных экспериментах, приведены в табл. 2.

Рис. 8/ Вид расчётной области при исследовании теплообмена с учётом плёночного охлаждения

Таблица 2

Граничные условия

Регион	Вид ГУ	Величина
Вход в канал	Скорость	60 м/с
	Статическая температура	537 К
	Интенсивность турбулентности	1 %
Вход в отверстие	Массовый расход	0,764 М г/с, где М – параметр выдува
	Статическая температура	300 К
Выход из канала	Статическое давление	1 атм
Омываемая поверхность пластины*	Интерфейс solid-fluid	–
Нижняя грань пластины*	Изотермическая стенка	320 К

Примечание: * – только для постановок 2 и 3. В постановке 1 задаётся адиабатическая стенка.

Расчёты проводились со следующими значениями турбулентного числа Прандтля Pr_t : 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9.

Сходимость считалась достигнутой, когда величина осреднённой температуры пластины приобретала постоянное значение.

Результаты исследования адиабатической эффективности охлаждения

По результатам расчёта произведено осреднение температуры адиабатической

стенки в поперечном направлении для ряда значений относительной продольной координаты x/D . На основании полученных значений определена адиабатическая эффективность плёночного охлаждения и построено её распределение по длине пластины. Расчётные данные сопоставлены с данными натурного эксперимента, описанного в [12] (см. рис. 9–11).

Рис. 9. Распределение адиабатической эффективности плёночного охлаждения η при $M = 0,85$

Рис. 10. Распределение адиабатической эффективности плёночного охлаждения η при $M = 1,0$

Рис. 11. Распределение адиабатической эффективности пленочного охлаждения η при $M = 1,2$

При всех значениях M наилучшее совпадение с результатами эксперимента наблюдается при $Pr_t = 0,9$. Необходимо отметить, что это противоречит результатам, полученным в работе [7]. Авторы указанной работы отметили, что при этом значении турбулентного числа Прандтля имеет место расхождение с экспериментальными данными, которое «вызвано недостаточным учётом турбулентного перемешивания струи охлаждающего воздуха с основным потоком (размытием струи)» [7]. Вероятно, это противоречие связано с различием в применяемых сеточных моделях. В настоящей работе такое же явление зафиксировано при проведении расчётов на сетке с существенным сгущением тетраэдрических элементов в пристеночной области (см. раздел «Сеточные модели», расчёты с сеткой F). Недостаточный учёт размытия плёнки весьма заметен при анализе рис. 5). Согласно результатам расчётов, проведённых в рамках настоящей работы, это явление можно устранить путём подбора размера тетраэдрических элементов в пристеночной области, а именно – выдерживать размер элемента порядка $0,8 D$, где D – диаметр отверстия перфорации. Вероятно, механизм, позволяющий компенсировать указанный недостаток модели турбулентности, связан с численной диффузией, проявляющейся при расчёте на менее подробной сетке.

Авторы [7] отметили, что в открытых источниках сведения о точности RANS-

моделей в задачах определения эффективности пленочного охлаждения противоречивы: «...например, в работе [13] получено хорошее соответствие результатов расчетов с экспериментальными данными, в то же время в других работах, например [14; 15], отмечается, что применение RANS моделей турбулентности не позволяет с достаточной степенью точности получить распределение эффективности пленочного охлаждения» [7]. Необходимо отметить, что авторы работ [14] и [15] при дискретизации расчётной области использовали весьма высокое сеточное разрешение, которое, в силу ограниченности вычислительных ресурсов, не может применяться в большинстве прикладных задач, кроме того, согласно результатам настоящей работы, приводит к недостаточному учёту размытия плёнки. Каким образом получено хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных в [13], неизвестно.

Результаты исследования конвективного теплообмена

Первоначально проведён ряд расчётных исследований без выдува охлаждающего воздуха на поверхность пластины (постановка 2). По результатам расчёта произведено поперечное осреднение температуры стенки керамической пластины и величины теплового потока для ряда значений относительной продольной координаты x / D . На основании полученных результатов построено распределение коэффициента теплоотдачи h_0 по длине

пластины (рис. 12). Полученное распределение сопоставлено с результатами расчёта по критериальному уравнению (3).

Наилучшее совпадение с результатами эксперимента наблюдается при $Pr_t = 0,7-0,9$. Уже начиная с $Pr_t = 0,5$ отклонение расчётной кривой $h_0(x/D)$ от полученной по критериальному уравнению становится весьма значительным, что делает результаты расчёта при этом значении Pr_t недостоверными.

Результаты исследования конвективно-плёночного охлаждения

Выполнен ряд расчётных исследований, направленных на определение достоверности прогнозирования характеристик теплообмена при конвективно-плёночном охлаждении.

Расчёты проведены в постановке 3 с ранее оговоренными значениями турбулентного числа Прандтля Pr_t . По результатам расчётов произведено поперечное осреднение температуры стенки керамической пластины и величины теплового потока для ряда значений относительной продольной координаты x/D . На основании полученных данных определено распределение коэффициента теплоотдачи от плёнки к пластине h_f (4), а также критериального коэффициента теплоотдачи h_0 от теплоносителя к пластине (3). Кривая $h_f/h_0(x/D)$, полученная в результате расчётных исследований, сопоставлена с кривой, полученной по результатам натурного эксперимента [11] (см. рис. 13–15).

Рис. 12. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине пластины

Рис. 13. Распределение h_f/h_0 по длине пластины при $M = 0,85$

Рис. 14. Распределение h_f/h_0 по длине пластины при $M = 1$ Рис. 15. Распределение h_f/h_0 по длине пластины при $M = 1,2$

Как и ранее, наилучшее совпадение с результатами эксперимента наблюдается при $Pr_t = 0,7-0,9$. Необходимо отметить, что отклонение от экспериментальных данных возрастает при увеличении значения параметра выдува до $M = 1,2$, однако для задач, связанных с охлаждением лопаток турбин, это не имеет большого значения, поскольку даже в последнем ряду перфорации на спинке параметр выдува, как правило, не достигает такой величины.

Выводы

Проведён комплекс расчётных работ, направленных на валидацию модели турбу-

лентности SST применительно к задачам с сопряжённым теплообменом. Установлено, что стандартные константы данной модели турбулентности делают её вполне пригодной для прогнозирования параметров конвективного теплообмена. Показана ранее отмеченная авторами других работ [7] особенность модели SST, заключающаяся в недостаточном учёте турбулентного перемешивания струи. Определены рекомендации по построению расчётной сетки, которые могут компенсировать указанный недостаток.

Библиографический список

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 2. – 368 с.
2. Aerothermal Optimization of Fully Cooled Turbine Blade Tips / V. Andreoli, J. Braun, G. Paniagua, Cis De Maesschalck, M. Bloxham, W. Cummings, L. Langford // *Journal Of Turbomachinery*. – 2019. – Vol. 141, 061007-1.
3. Исаев А.И., Скоробогатов С.В. Гидродинамическая верификация и валидация численных методов расчёта течения в камере сгорания газотурбинного двигателя // *Труды Московского авиационного института*. – 2017. – № 97.
4. Ping D., Amano R.S. High-pressure gas turbine vane turbulent flows and heat transfer predicted by RANS/LES/DES // *ASME Paper*. – 2017. – №GT2017-63032. – 15 p.
5. Петельчиц В.Ю. Совершенствование систем плёночного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06. – Киев, 2016. – 142 с.
6. Попова Д.Д., Попов Д.А., Самойленко Н.А. Исследование влияния параметров сеточной модели и модели турбулентности на качество моделирования аэродинамических процессов в области радиально-го зазора рабочих лопаток турбины // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*. – 2021. – № 66. – С. 67–78.
7. Адаптация SST модели турбулентности для моделирования пленочного охлаждения плоской пластины / В.Ю. Петельчиц, А.А. Халатов, Д.Н. Письменный, Ю.Я. Дашевский // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2013. – № 63. – С. 25–29.
8. Overall cooling effectiveness measurements on pressure side surface of the nozzle guide vane with optimized film cooling hole arrangements / Dong-Ho R., Young S.K., Bong J.Ch., Sanga L. // *ASME Paper*. – 2017. – № GT2017-63421. – 11 p.
9. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine like conditions / S. Baldauf, M. Scheurlen, A. Schulz, S. Wittig // *ASME Paper*. – 2002. – №GT2002-30180. – 14 p.
10. Heat Flux Reduction From Film Cooling and Correlation of Heat Transfer Coefficients From Thermographic Measurements at Enginelike Conditions/ S. Baldauf, M. Scheurlen, A. Schulz, S. Wittig // *ASME Paper*. – 2002. – №GT2002-30181. – 11 p.
11. Baldauf S., Schulz A., Wittig S. High-Resolution Measurements of Local Heat Transfer Coefficients From Discrete Hole Film Cooling // *ASME Paper*. – 2001. – №99-GT-43. – 9 p.
12. Baldauf S. High-Resolution Measurements of Local Effectiveness From Discrete Hole Film Cooling/ S. Baldauf, A. Schulz, S. Wittig // *ASME Paper №99-GT-43*. – 2001. – 8 p.
13. Lee K., Kim S., Kim K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole // *ASME Paper*. – 2012. – №GT2012-68529. – 11 p.
14. Harrison K., Bogard D. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance // *ASME Paper*. – 2008. – №GT2008-51423. – 10 p.
15. Mathew S., Ravelli S., Bogard D. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge // *ASME Paper*. – 2011. – № GT2011-46619. – 10 p.

References

1. Inozemtcev A.A., Nihamkin M.A., Sandratckij V.L. Osnovi konstruirovania aviatcionnih dvigatelej i energeticheskikh ustanovok. Moscow, Mahinostroenie, 2008, vol. 2. 368 p.
2. Aerothermal Optimization of Fully Cooled Turbine Blade Tips. / Andreoli Valeria, Braun James, Paniagua Guillermo, Cis De Maesschalck, Bloxham Matthew, Cummings William, Langford Lawrence. *Journal Of Turbomachinery*, 2019, vol. 141, 061007-1.
3. Isaev A.I., Skorobogatov S.V. Gidrodinamicheskaya verifikatsiya i validatsiya chislennykh metodov raschëta techeniya v kamere sgoraniya gazoturbinnogo dvigatelya. *Trudy MAI*, 2017, № 97.
4. Ping D., Amano R.S. High-pressure gas turbine vane turbulent flows and heat transfer predicted by RANS/LES/DES. *ASME Paper*. 2017, №GT2017-63032. 15 p.
5. Petel'chits V.Yu. Sovershenstvovaniye sistem plënochnogo okhlazhdeniya vkhodnykh kromok lopatok gazovykh turbin: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.14.06. Kiyev, 2016. 142 p.
6. Popova D.D., Popov D.A., Samoylenko N.A. Issledovaniye vliyaniya parametrov setochnoy modeli i modeli turbulentnosti na kachestvo modelirovaniya aerodinamicheskikh protsessov v oblasti radial'nogo zazora rabochikh lopatok turbiny. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2021, № 66, pp. 67-78.

7. Petel'chits V.Yu., Khalatov A.A., Pis'mennyy D.N., Dashevskiy Yu.Ya. Adaptatsiya SST modeli turbulentnosti dlya modelirovaniya plenochного okhlazhdeniya ploskoy plastiny. *Vostochno-Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, 2013, №63, pp. 25-29.
8. Dong-Ho R., Young S.K., Bong J.Ch., Sanga L. Overall cooling effectiveness measurements on pressure side surface of the nozzle guide vane with optimized film cooling hole arrangements // *ASME Paper*, №GT2017-63421, 2017, 11 p.
9. Baldauf S., Scheurlen M., Schulz A., Wittig S. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine like conditions. *ASME Paper*. 2002. № GT2002-30180. 14 p.
10. Baldauf S., Scheurlen M., Schulz A., Wittig S. Heat Flux Reduction From Film Cooling and Correlation of Heat Transfer Coefficients From Thermographic Measurements at Enginelike Conditions. *ASME Paper*. 2002. №GT2002-30181. 11 p.
11. Baldauf S., Schulz A., Wittig S. High-Resolution Measurements of Local Heat Transfer Coefficients From Discrete Hole Film Cooling. *ASME Paper*. 2001. №99-GT-43. 9 p.
12. Baldauf S. High-Resolution Measurements of Local Effectiveness From Discrete Hole Film Cooling / S. Baldauf, A. Schulz, S. Wittig // *ASME Paper* №99-GT-43. – 2001. – 8 p.
13. Lee K., Kim S., Kim K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole. *ASME Paper*. 2012. №GT2012-68529. 11 p.
14. Harrison K., Bogard D. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance. *ASME Paper*. 2008. №GT2008-51423. 10 p.
15. Mathew S., Ravelli S., Bogard D. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge. *ASME Paper*. 2011. №GT2011-46619. 10 p.

Об авторах

Гаскаров Александр Вячеславович (Пермь, Россия) – ведущий конструктор отдела расчётно-экспериментальных работ по турбинам АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93); e-mail: gaskarov-vv@avid.ru.

Пискунов Станислав Евгеньевич (Пермь, Россия) – инженер-конструктор – расчётчик отдела расчётно-экспериментальных работ по турбинам АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93), аспирант кафедры «Авиационные двигатели» Пермский национальный исследовательский политехнический университет (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29) e-mail: piskunov-se@avid.ru.

Попов Денис Андреевич (Пермь, Россия) – инженер-конструктор – расчётчик отдела расчётно-экспериментальных работ по турбинам АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93), аспирант кафедры «Авиационные двигатели» Пермский национальный исследовательский политехнический университет (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29) e-mail: popov-da@avid.ru.

Сендюрёв Станислав Игоревич (Пермь, Россия) – начальник бригады тепловых и гидравлических расчётов отдела расчётно-экспериментальных работ по турбинам АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93), доцент кафедры «Авиационные двигатели» Пермский национальный исследовательский политехнический университет (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29) e-mail: sendyurev@avid.ru.

About the authors

Aleksandr V. Gaskarov (Perm, Russia) – lead engineer of Turbine Analysis and Experiment Department JSC “UEC-Aviadvigatel” (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation), e-mail: gaskarov@avid.ru.

Stanislav E. Piskunov (Perm, Russia) – Design and Analysis Engineer of Turbine Analysis and Experiment Department JSC “UEC-Aviadvigatel” (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation), PhD Student of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation); e-mail: piskunov-se@avid.ru.

Denis A. Popov (Perm, Russia) – Design and Analysis Engineer of Turbine Analysis and Experiment Department JSC “UEC-Aviadvigatel” (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation), PhD Student of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation); e-mail: popov-da@avid.ru.

Stanislav I. Sendyurev (Perm, Russia) – head of the thermal and hydraulic calculations team of Turbine Analysis and Experiment Department JSC “UEC-Aviadvigatel” (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian

Federation), PhD of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation); e-mail: sendyurev@avid.ru.

Получено 26.10.2021