

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ
КОНФИГУРАЦИИ КАНАЛОВ ВНУТРЕННЕГО ОХЛАЖДЕНИЯ
НА ОБЩУЮ ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ
ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

© 2025 г. А. Otmani^{a, b, *}, N. Benmehidi^c, M. S. Kahaleras^a, H. Khatir^a, S.-E. Azzouz^{a, b}

^aNational Higher School of Technology and Engineering, Department of Process and Energy Engineering,
2000 PD Sidi Amar, Annaba, 23005 Algeria

^bLR3MI, Badji Mokhtar University of Annaba, Badji Mokhtar University of Annaba,
P.O. Box 12, Annaba, DZ-23000 Algeria

^cCivil Engineering Department, Badji Mokhtar University of Annaba, Badji Mokhtar University of Annaba,
P.O. Box 12, Annaba, DZ-23000 Algeria

*e-mail: a.otmani@ensti-annaba.dz

Поступила в редакцию 21.08.2023 г.

После доработки 20.09.2023 г.

Принята к публикации 01.11.2023 г.

Исследовано влияние количества и конфигурации внутренних охлаждающих каналов на тепловые характеристики лопаток газовых турбин. Полученные результаты показали важность этих параметров для повышения эффективности охлаждения лопаток. Однако в доступных на данный момент литературных источниках описание подобных исследований отсутствует. В настоящей работе с помощью системы автоматического проектирования (САПР) Autodesk Inventor было разработано шесть конфигураций каналов внутреннего охлаждения реального прототипа лопатки с турбореактивным профилем RS1S. Лопатки ротора газовой турбины высокого давления были спроектированы с углом закручивания 11° для того, чтобы представить, каким будет фактическое охлаждение лопаток в реальных условиях. Проведена серия численных исследований с использованием программного обеспечения CAD и COMSOL Multiphysics. Разработаны сопряженная модель теплопередачи и вычислительная гидродинамическая модель. Для каждого исследованного случая оценены конвективный тепловой поток (КТП), температура, число Нуссельта, скорость воздуха, число Рейнольдса и сила трения. Согласно полученным результатам, при добавлении второго канала охлаждения на задней кромке лопатки плотность конвективного теплового потока повысилась на 63%, однако при этом увеличилась тепловая инерция лопатки. Также было замечено, что из-за перегрева воздуха вследствие его длительного пребывания в каналах на поверхности лопаток могут образовываться горячие точки. Средняя температура лопаток снизилась на 8% при использовании пяти однопроходных каналов, а не пяти змеевидных. Температура лопатки и КТП были снижены на 16 и 22% соответственно в результате добавления третьего канала в средней зоне лопатки. Сделан вывод, что улучшить внутреннее охлаждение лопатки можно, оптимизировав количество и конфигурацию внутренних каналов.

Ключевые слова: конвективное охлаждение, лопатка газовой турбины, теплоноситель, численное моделирование, внутреннее охлаждение лопатки, теплопередача, конвективный тепловой поток

DOI: 10.56304/S0040363624700693

Газовые турбины находят широкое применение в промышленности, при производстве электроэнергии, а также в судовых и авиационных двигателях. При этом усовершенствование конструкции турбин, снижение массы, повышение прочности и эксплуатационных характеристик лопаток оказывают значительное влияние на производительность реактивных двигателей и, как следствие, на развитие авиационной промышленности [1]. Неоспоримым является тот

факт, что повышение температуры на входе в ротор способствует увеличению КПД газовой турбины [2]. Действительно, эта температура в современных высокотехнологичных газовых турбинах может достигать 1973 К [3], что превышает температуру плавления металла, из которого изготовлены лопатки, следовательно, они должны эффективно охлаждаться. При производстве лопаток современных газовых турбин используются технологии как внешнего, так и внутреннего охла-

ждения. При внешнем охлаждении на наружной поверхности лопатки создается пленочный слой, образуемый воздухом, поступающим из системы внутреннего охлаждения [4]. Таким образом, при реализации технологий внешнего пленочного охлаждения защищенной оказывается непосредственно внешняя поверхность лопатки, в то время как при организации внутреннего охлаждения тепло отводится от внутренних поверхностей лопатки [2].

За последние два десятилетия было проведено несколько исследований внутреннего охлаждения лопатки газовой турбины в целях повышения тепловой и энергетической эффективности данного процесса. Использование конструкции типа “штырь-ребро” (pin-fin structure) – распространенный способ интенсификации внутреннего охлаждения. Эта конструкция представляет собой небольшие, расположенные близко один к другому штырьки-ребра (турбулизаторы), закрепленные на внутренней поверхности лопатки. Штырьки увеличивают площадь поверхности лопатки, благодаря чему улучшается теплоотдача и снижается температура лопатки. Масштабные исследования штырькового ребрения были нацелены на изучение влияния формы и размеров штырьков, конфигурации массива штырьковых ребер [4], формы канала, в котором расположена штырьковая структура [5, 6], при различных значениях числа Рейнольдса [5] и других параметров, например таких, как характеристики оптимизации поверхности торцевых стенок ребер в каналах охлаждения [7]. Для создания турбулентного потока воздуха в области центральной части лопатки были тщательно изучены угол наклона, форма и ориентация турбулизаторов [8–11].

Довольно неплохие результаты были получены при использовании W-образной ребристой пластины с усилителем излучения, направленного во внутренний канал охлаждения лопатки турбины [12].

Для повышения эффективности внутреннего охлаждения лопаток авторы [13] провели численные исследования нескольких витых каналов. В [14] предложена эффективная циклонная система охлаждения. Авторы [15] использовали внутреннюю решетчатую конструкцию охлаждения для оптимизации тепловых и механических характеристик лопаток, что привело к увеличению числа Нуссельта на 28.8%. В [16] были проведены численные и экспериментальные исследования каналов охлаждения на внутренних поверхностях каналов охлаждения которых были выполнены углубления, имеющие различные соотношения глубина – диаметр. Было установлено, что на гладких поверхностях наблюдаются низкие тепловые потоки и незначительный перепад давления.

Для оптимизации моделирования охлаждения лопаток в работе [17] большое внимание было

уделено численному расчету характеристик потока и конвективной теплоотдачи в каналах со значительной кривизной и шероховатостью ребер. В [18] экспериментально было установлено, что пар может обеспечить лучшие характеристики охлаждения, чем воздух. Следует отметить, что, согласно результатам исследования, при использовании пара среднее число Нуссельта повышается на 16.59–25.69% по сравнению с охлаждением лопаток воздухом.

Все вышеуказанные исследования были посвящены оптимизации формы ребер и каналов, выбору охлаждающей жидкости. Однако ни в одном из рассмотренных исследований не изучалось влияние количества каналов на эффективность внутреннего охлаждения. При этом именно количество каналов, по сути, оказывает существенное влияние на перепад давления, тепловую инерцию, механическую прочность, массу лопатки и, следовательно, ее стоимость. Таким образом, целью данной работы является изучение влияния количества каналов на общую тепловую эффективность охлаждения. Представлены численные исследования шести различных конфигураций внутренних каналов и результаты варьирования зон впуска воздуха.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТКИ В САПР

В качестве аэродинамического профиля в данном исследовании использовался профиль лопатки RS1S, разработанный французской компанией SNECMA (от франц. Société Nationale d'Étude et de Construction de Moteurs d'Avions – Национальное общество по изучению и конструированию авиационных двигателей). В качестве первого шага, подробно описанного в работе [19], в трехмерной системе Autodesk Inventor были построены координаты изготовления профиля. Этапы проектирования профиля лопатки в САПР показаны на рис. 1.

Затем были разработаны шесть различных схем расположения охлаждающих каналов (шесть конфигураций) с использованием одного и того же внешнего профиля лопатки (рис. 2).

На рис. 3 представлен подробный чертеж лопатки ротора высокого давления, спроектированной в САПР.

ОПИСАНИЕ МОДЕЛИ И МЕТОД РАСЧЕТА

С помощью программного обеспечения COMSOL MultiPhysics была разработана конечно-элементная модель, связывающая поток жидкости и теплопередачу через стенки. В качестве материала лопатки был выбран упрочненный инконель 718 (Inconel 718). Затем для двух исследуемых областей (жидкой и твердой) была

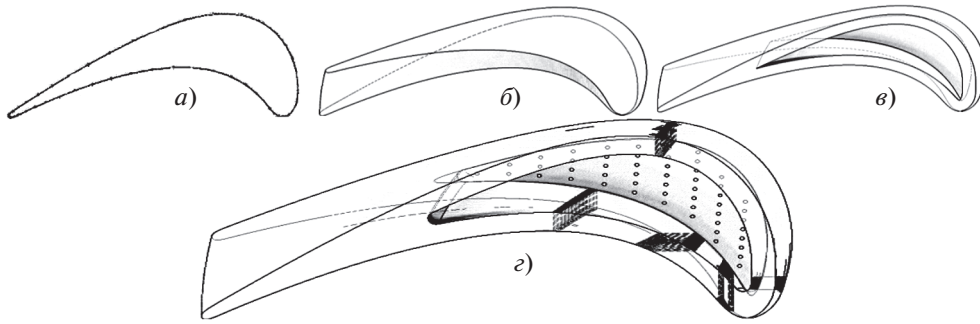


Рис. 1. Этапы проектирования лопатки в САПР.
a – профиль RSIS; *б* – выдавленный профиль с углом развертки 11°; *в* – создание охлаждающего канала внутри лопатки; *г* – отверстия для пленочного охлаждения, выполненные в различных местах

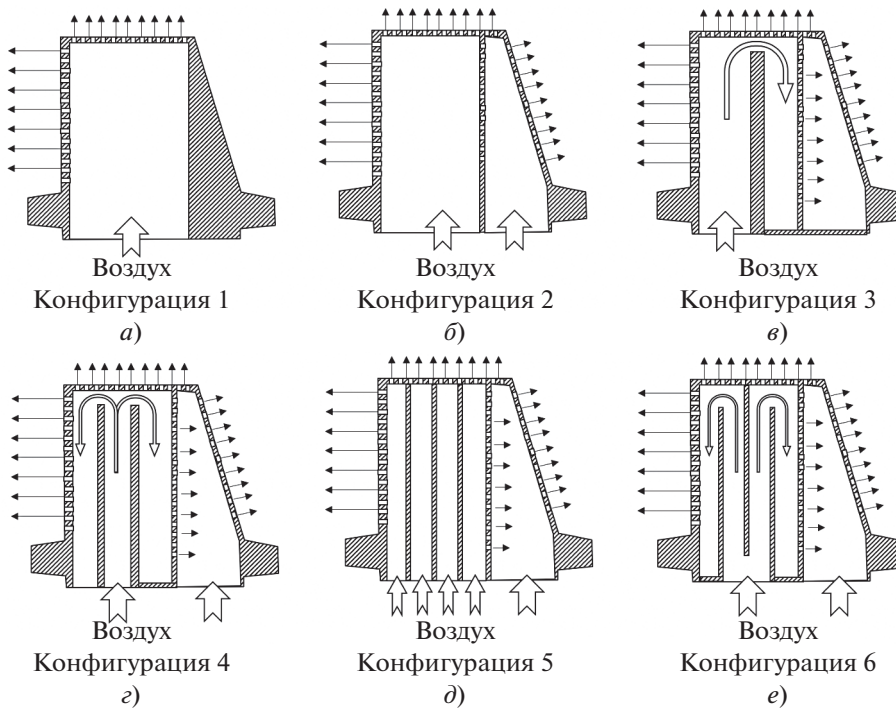


Рис. 2. Шесть конфигураций внутреннего охлаждения.
 Охлаждение: *a, б, д* – одноходовое; *в* – многоходовое (змейвидное); *г, е* – многоходовое (змейвидное) + одноходовое в боковом канале

построена неструктурированная тетраэдрическая сетка (рис. 4), имеющая следующие характеристики:

Количество элементов.....	488 136
Качество элементов сетки:	
минимальное	0.089 42
среднее	0.634 10
Соотношение объемов элементов.....	5.0×10^{-6}
Объем сетки, мм ³	554 900

На рис. 5 показаны результаты тестирования сетки. Необходимо отметить, что CFD-модель

(computational fluid dynamics) была протестирована с использованием силы трения, в то время как модель теплопередачи была оценена по показателю эффективности охлаждения CEC (cooling efficiency coefficient):

$$CEC = T_{ref} / T_f . \tag{1}$$

Здесь T_{ref} – средняя температура жидкости на входе, К; T_f – средняя конечная температура внутренней поверхности, охлаждаемой воздухом, после определенного времени охлаждения (180 с), К.

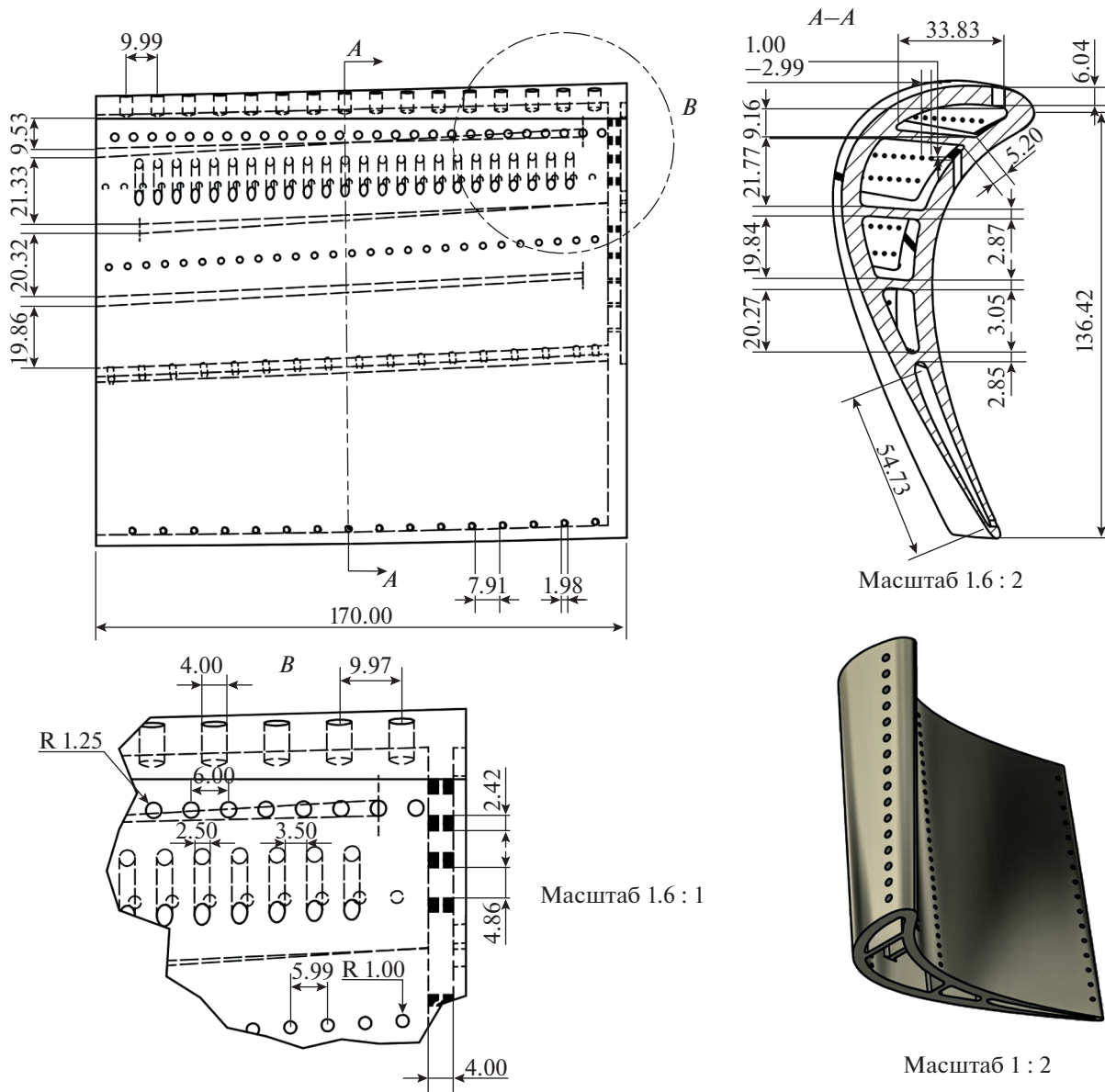


Рис. 3. Подробный чертеж спроектированной лопатки ротора высокого давления (конфигурация б)

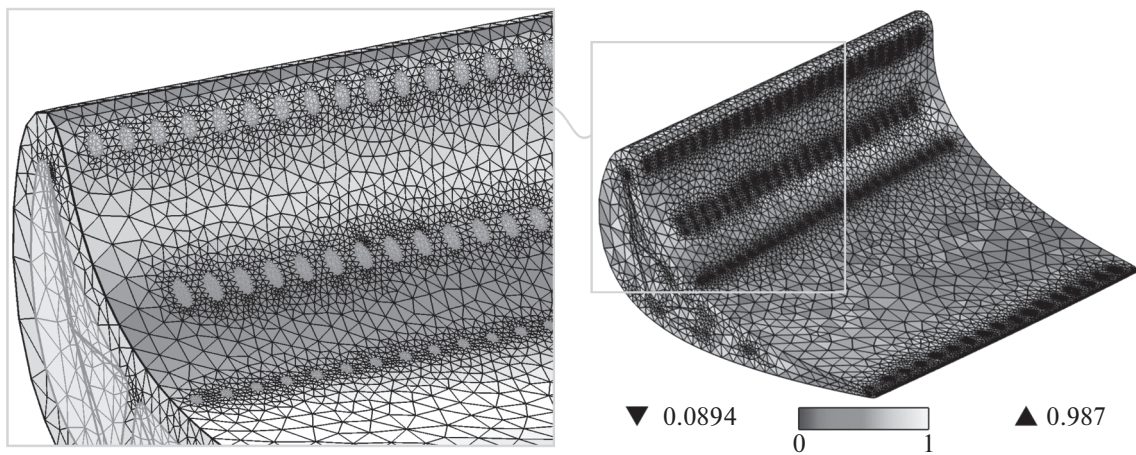


Рис. 4. Вид построенной сетки (шкала обозначает качество ячеек сетки)

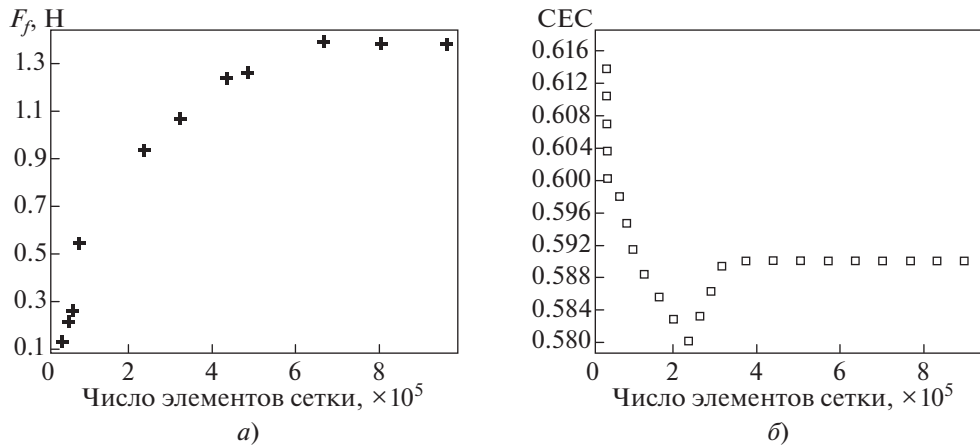


Рис. 5. Результаты тестирования сетки с использованием силы трения F_f (а) и показателя эффективности охлаждения CEC (б)

Сила трения F_f , Н, была рассчитана по формуле

$$F_f = f A_s \frac{\rho u^2}{2}, \quad (2)$$

где A_s – площадь поверхности каналов охлаждения, m^2 ; u – скорость воздуха, m/c ; ρ – плотность воздуха, kg/m^3 ; $f = 1/\lambda^2$ – фактор трения, который можно найти, используя модифицированную формулу Коулбрука:

$$\lambda = -2 \lg \left(\frac{h_0}{3.71 D_h} + \frac{2.51}{Re^{0.01}} \right). \quad (3)$$

Здесь D_h – гидравлический диаметр лопатки; h_0 – высота шероховатости равная 1.8×10^{-6} м.

CFD-модель

Моделирование полностью развитого воздушного потока выполнялось в предположении, что система достигла стационарного состояния. Алгоритм вычислений представлен на рис. 6. С помощью CFD-моделирования решалась система трехмерных уравнений, состоящая из уравнения неразрывности и уравнений Навье – Стокса (влияние центробежных массовых сил не учитывалось):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0; \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \nabla \cdot \left\{ \mu [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right\} + \mathbf{F}, \quad (5)$$

где \mathbf{u} – вектор скорости потока воздуха, m/c ; t – время, c ; μ – динамический коэффициент вязко-

сти, $N \cdot c/m^2$; \mathbf{I} – единичный тензор; \mathbf{F} – сила тяжести, Н.

В качестве граничных условий были приняты условия прилипания

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (6)$$

и непроницаемости

$$\mathbf{K} - (\mathbf{K} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n} = 0, \quad (7)$$

где \mathbf{n} – единичный вектор, перпендикулярный стенке; $\mathbf{K} = \mu [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \mathbf{n}$.

Условие непроницаемости имеет приоритет над условием Неймана.

В качестве граничного условия на входе было задано давление воздуха 50 кПа, а отверстия для охлаждения пленки определены как граница на выходе.

Модель теплопередачи

В этой модели рассчитывается теплообмен между поверхностью твердого тела и жидкостью. В качестве начального условия для воздуха были использованы результаты CFD-моделирования (см. рис. 6). Начальные значения температуры лопатки и воздуха составляют соответственно 1373 и 303 К.

Рассмотренные сценарии охлаждения включают в себя такие переходные явления, как образование и рассеяние горячих точек, тепловое насыщение воздуха и колебания конвективного теплового потока. Поэтому для изучения этих явлений было использовано моделирование переходных состояний в следующем временном диапазоне: 0, 1, 180 с (начало, шаг, конец переходного процесса). Фактически выбор шага моделирования в 1 с был обусловлен тщательным соблю-

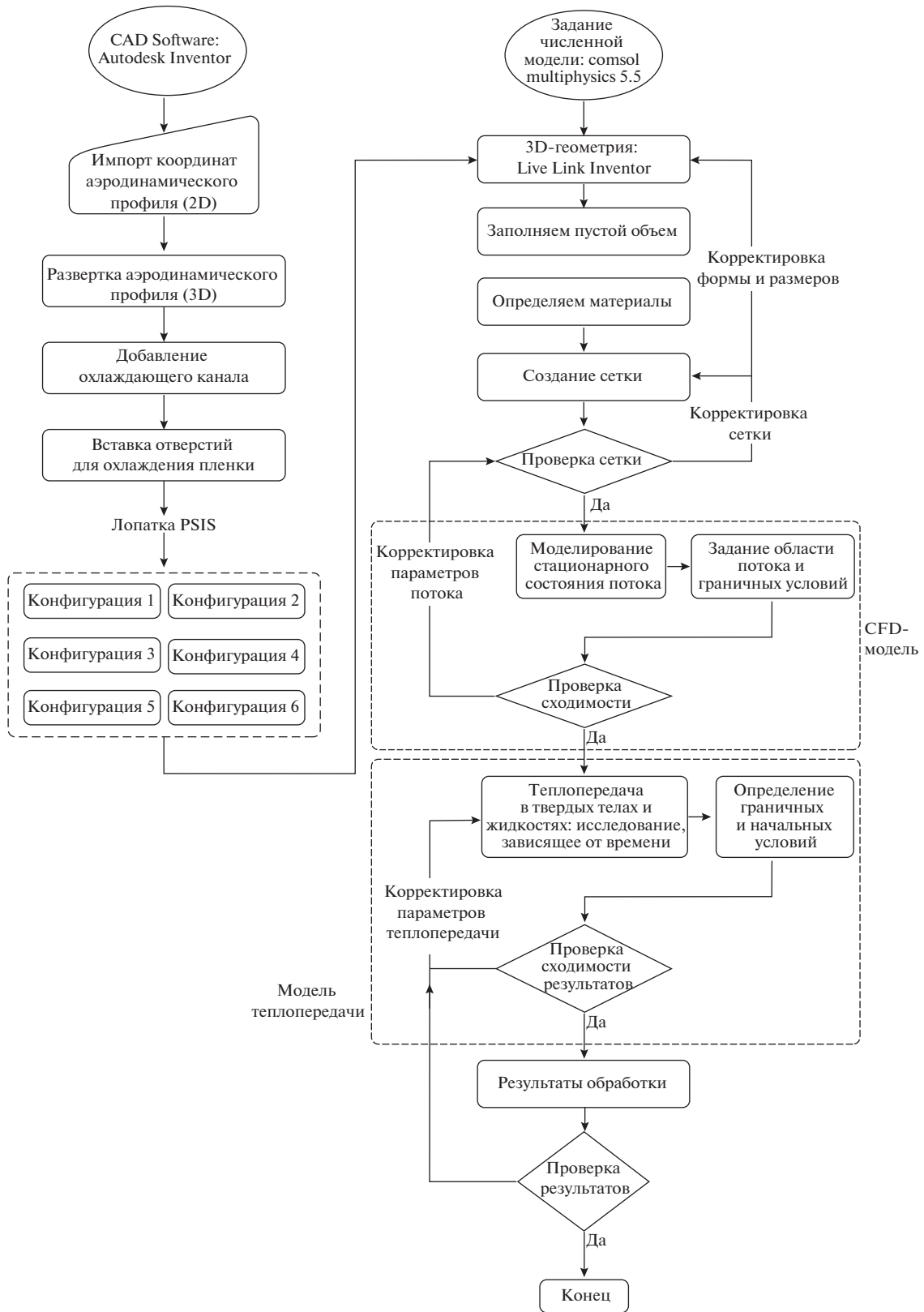


Рис. 6. Блок-схема проектирования и моделирования конфигурации каналов внутреннего охлаждения лопаток газовой турбины

дением баланса между точностью, численной сходимостью, практичностью и соответствием исследуемым явлениям.

Сопряженный теплообмен рассчитывался с использованием уравнения

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \nabla T \right) + \nabla (q + q_r) = Q_p + Q_{vd}, \quad (8)$$

где c_p – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К); T – температура, К; q – плотность теплового потока, Вт/м²; \mathbf{u} – скорость воздуха (определяется с помощью CFD-модели), м/с; q_r – плотность теплового потока излучением, Вт/м²; Q_p – объемное тепловыделение, Вт/м³; Q_{vd} – объемное тепло вязкой диссипации, Вт/м³.

Тепловые потоки, входящие в уравнение (8), рассчитываются следующим образом:

$$q = -k \nabla T; \quad q_r = \varepsilon \sigma (T_w - T_{air});$$

$$Q_p = \alpha_p T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u} \nabla p \right); \quad Q_{vd} = \tau : \nabla \mathbf{u},$$

где k – коэффициент теплопроводности металла лопатки, Вт/(м · К); ε – излучательная способность внутренней поверхности лопатки; σ – постоянная Стефана – Больцмана; T_w и T_{air} – температуры стенки и воздуха, К; $\alpha_p = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial T}$ – коэффициент теплового расширения, 1/К; p – давление воздуха, Па; τ – тензор вязких напряжений, Па.

Путем решения уравнения (8) были рассчитаны температура лопатки и внутренняя энергия E с погрешностью 0.12% и погрешностью линейной итерации 10⁻¹⁵. Конвективный тепловой поток между воздухом и внутренней поверхностью лопатки, Вт/м², был определен по формуле

$$C_{flux} = \rho u E, \quad (9)$$

где $E = c_p T$ – внутренняя энергия, Дж/кг.

Число Нуссельта было вычислено с использованием модифицированной формулы Гольдштейна и Спорса, разработанной специально для расчета систем внутреннего охлаждения лопаток:

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.4} \times$$

$$\times \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^2 \right]^{-0.3} \left[1 + \left(\frac{L}{D} \right)^2 \right]^{0.12}, \quad (10)$$

где Pr – число Прандтля воздуха; L – длина охлаждающего канала, м; D – характерный диаметр, связанный с формой лопатки, м.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Представленные далее результаты свидетельствуют о том, что от конфигурации каналов

внутреннего охлаждения лопатки зависит течение потоков жидкости, которые впоследствии вызывают различные распределения температуры на поверхности лопатки.

Линии тока воздуха в каналах, срезы поля скорости и зоны впуска (впускные каналы) воздуха показаны на рис. 7. Средние скорости воздуха существенно различаются в лопатках с неодинаковым количеством каналов охлаждения, имеющих разную форму, что подтверждает влияние числа и конфигурации каналов на распределение скорости охлаждающего воздуха. В лопатках с каналами змеевидной формы (конфигурации 3, 4 и 6) зафиксированы его самые высокие скорости, что указывает на то, что поток воздуха сфокусирован преимущественно во впускных каналах.

В каналах одноходовых конфигураций (2 и 5) наблюдается довольно равномерное распределение скорости воздуха, что свидетельствует о более широком и относительно плавном изменении распределения скоростей по сравнению с лопатками, в которых каналы имеют другие формы. Фактически, для лопатки с каналами конфигурации 2 получены наилучший перепад температур (около 1273 К за 180 с) и самый высокий СЕС (рис. 8, б и 9, а). Как видно на рис. 10, благодаря добавлению второго канала охлаждения около задней кромки лопатки плотность конвективного теплового потока повысилась на 63%. Это объясняется, главным образом, высоким значением поверхностного числа Нуссельта¹ Nu_{ave} (см. рис. 9, б), обусловленным влиянием числа Рейнольдса и силы трения (см. рис. 8). У лопатки с каналами, имеющими конфигурацию 5, также наблюдается значительное снижение температуры (около 1273 К за 180 с) и СЕС, несмотря на довольно низкое значение поверхностного числа Нуссельта. Это можно объяснить быстрым удалением воздуха из каналов и малым значением силы трения. Для того чтобы сократить время пребывания воздуха внутри лопатки, пять каналов были обособлены и охлаждающий воздух подавался поровну во все каналы (один проход). Согласно результатам CFD-моделирования, скорость воздуха на входе в лопатку и в ее средней части составляет соответственно 270 и 93 м/с (см. рис. 7). В каналах, имеющих змеевидные конфигурации (3, 4 и 6), наблюдалось умеренное понижение температуры. Для этих конфигураций были получены близкие по значению СЕС при примерно одинаковом числе Рейнольдса (см. рис. 8). Самое высокое значение силы трения было зафиксировано в ло-

¹ Для каждой конфигурации сначала было рассчитано безразмерное число Нуссельта, а затем оно было отнесено к площади поверхности каналов охлаждения лопатки. Это было сделано с целью провести сравнение между лопатками различных конфигураций, поскольку при добавлении каналов увеличивается площадь внутренней поверхности теплообмена лопатки.

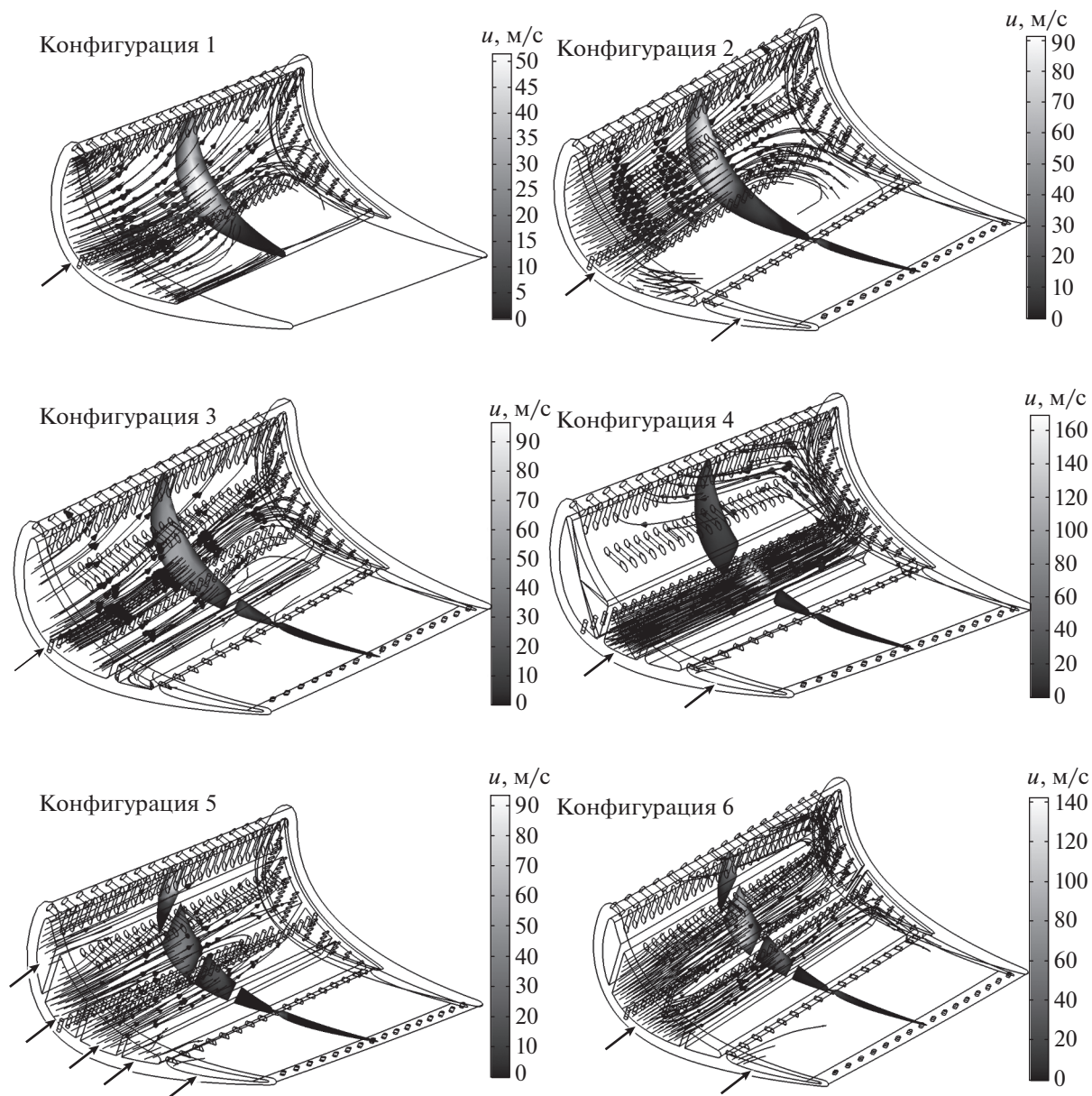


Рис. 7. Линии тока воздуха в каналах, срезы поля скорости и зоны впуска воздуха (черные стрелки)

патке с каналами конфигурации 6, обусловленное длительным временем пребывания воздуха внутри этой лопатки, что привело к существенному нагреванию воздуха. В лопатке с каналами данной конфигурации отмечалась наибольшая плотность конвективного теплового потока (рис. 10), поскольку он был рассчитан с использованием уравнения (8), записанного в предположении, что КТП пропорционален плотности энергии жидкости. Из-за концентрации потока воздуха на передней кромке в лопатке с каналами конфигурации 1 на ее задней кромке образовалось большое горячее пятно, следовательно, конечная средняя температура была очень высокая (см. рис. 9).

На рис. 11 показано конечное распределение температуры кромки в лопатках с каналами шести рассмотренных конфигураций. На переднем конце задней кромки лопатки с каналами конфигурации 3 появилось большое горячее пятно (1053 К). Этот критический перегрев был обусловлен прежде всего низкой скоростью воздуха, связанной с малым перепадом давления. Кроме того, после первых двух проходов охлаждающий воздух стал чрезмерно горячим (см. рис. 7). Чтобы предотвратить перегрев на передней кромке, наблюдавшийся в лопатке с каналами конфигурации 3, в секции задней кромки лопатки с каналами конфигурации 4 был создан второй возду-

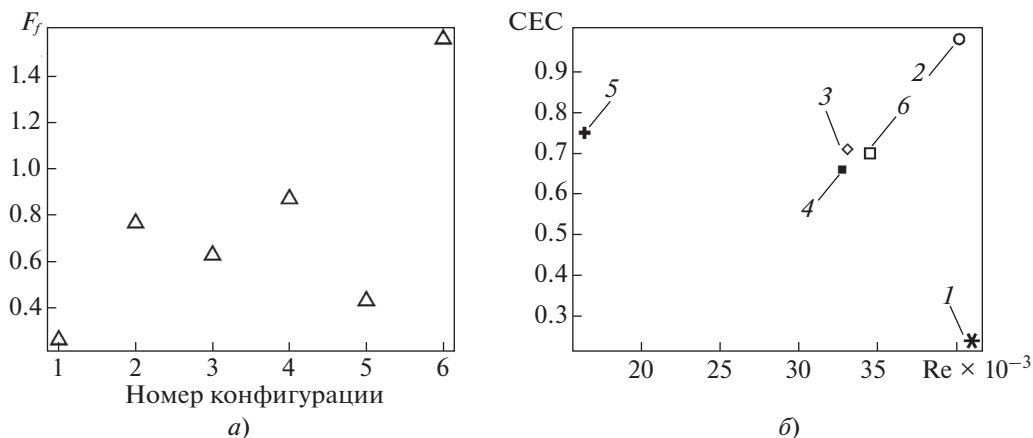


Рис. 8. Значения силы трения (а) и показателя эффективности охлаждения СЕС (б) при различных значениях числа Рейнольдса для лопаток различных конфигураций. Номера точек на рис. б соответствуют номерам конфигураций лопаток

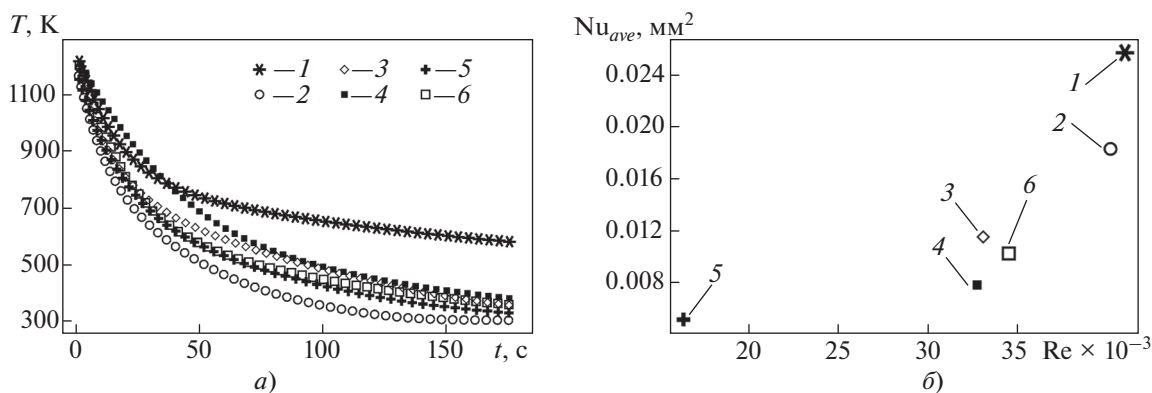


Рис. 9. Зависимости средней температуры лопатки от времени и поверхностного числа Нуссельта от числа Рейнольдса. Номера точек соответствуют номерам конфигураций

хозаборник (см. рис. 2). В результате горячее пятно на передней кромке было устранено.

Однако на противоположной стороне лопатки появилась довольно большая горячая зона с критической температурой 1050 К. У лопатки с каналами конфигурации 5 аналогичная горячая зона была меньше, а у лопатки с каналами конфигурации 6 значительно больше из-за перегрева воздуха. На рис. 11 четко видно, что равномерное распределение температуры по поверхности лопатки было получено только при использовании каналов конфигурации 2, что объясняет наиболее эффективное охлаждение этой лопатки (см. рис. 9).

Для сравнения на рис. 10 приведены тепловые характеристики исследованных лопаток с каналами шести различных конфигураций. Наибольшее снижение температуры было зафиксировано в каналах одноходовых конфигураций 2 и 5. Фактически, у лопаток с каналами этих двух конфигураций наблюдалась наименьшая конечная раз-

ность температур поверхности и воздуха, что указывает на их тепловую эффективность.

ВЫВОДЫ

1. Конвективный тепловой поток был увеличен на 63% благодаря созданию на задней кромке лопатки второго канала с конфигурацией 2.
2. Длительное пребывание воздуха в каналах лопатки может привести к образованию горячих пятен вследствие его перегрева.
3. При создании в средней зоне лопатки третьего канала с конфигурацией 3 снижаются перепад температуры и КТП на 16 и 22% соответственно.
4. При использовании пяти несвязанных каналов вместо пяти связанных змеевидных каналов (конфигурации 5 и 6) средняя температура лопатки и сила трения снижаются на 8 и 73% соответственно.

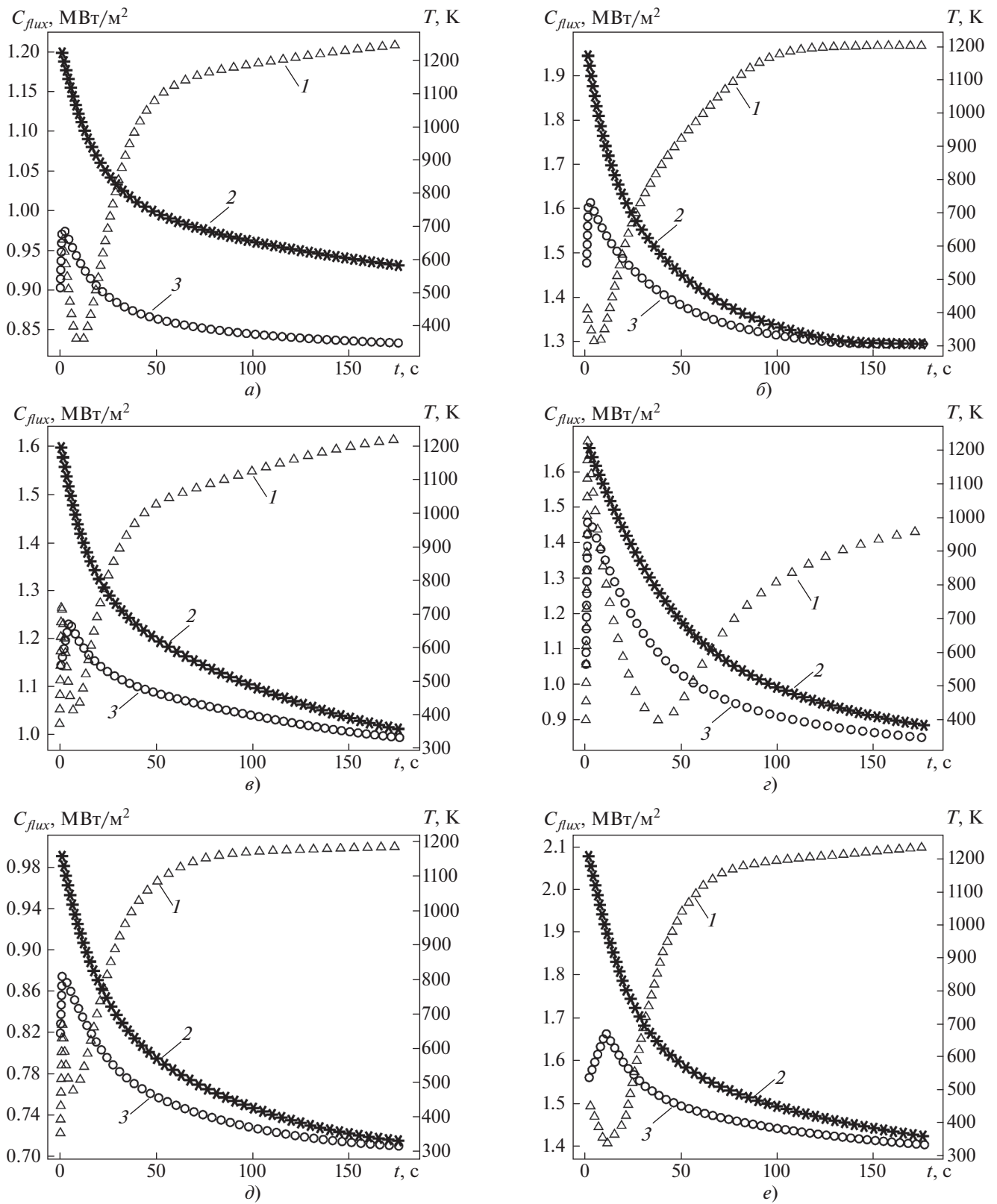


Рис. 10. Конвективный тепловой поток, средняя температура лопатки и воздуха в зависимости от времени. Конфигурация: а – 1; б – 2; в – 3; г – 4; д – 5; е – 6. 1 – КТП; 2 – температура лопатки; 3 – температура воздуха

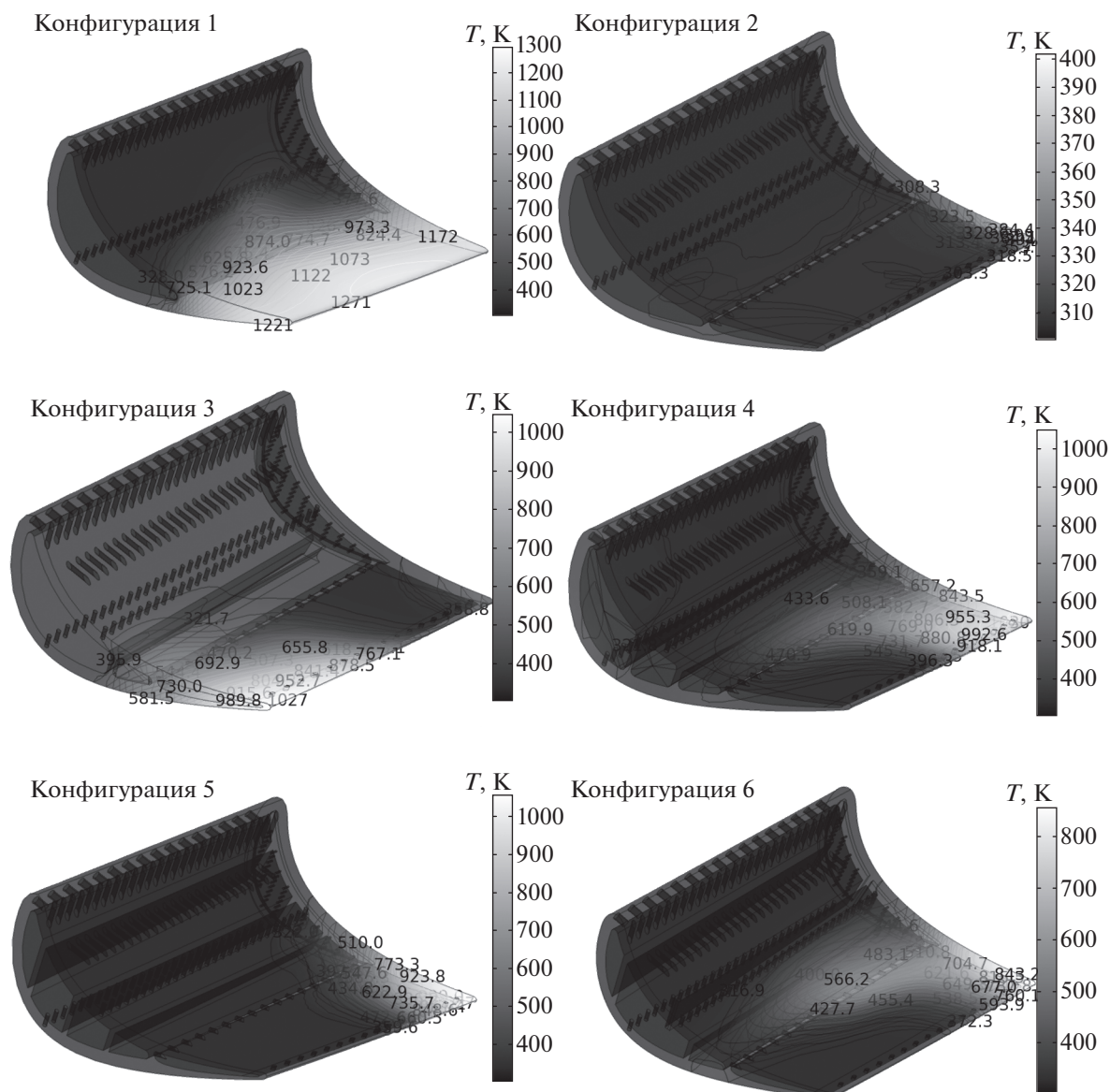


Рис. 11. Температура лопаток с каналами шести конфигураций

5. При создании нового охлаждающего канала необходимо укрепить его стенки. Для этого на них следует нанести тонкий слой специального покрытия, несмотря на то что это приведет к увеличению общей тепловой инерции лопатки. Численные результаты показали, что два охлаждающих канала (конфигурация 2) могут обеспечить лучшие тепловые характеристики лопатки, чем каналы других конфигураций.

6. Конфигурация 2 является наиболее рациональной по тепловым характеристикам. Однако ее конструкция может быть механически ненадежной из-за большого незаполненного объема в

средней зоне лопатки, в которой отсутствует какая-либо внутренняя опора для сопротивления внешним воздействиям.

7. В каналах конфигурации 5 обеспечивается компромисс между механическими и тепловыми характеристиками, поскольку по тепловым характеристикам она близка конфигурации 2 и механически усилена стенками пяти каналов.

8. Необходимы дальнейшие исследования для изучения механических и температурных нагрузок на лопатку. Несмотря на то что при проведении настоящего исследования были достигнуты многообещающие результаты, которые заложили

основу для будущих исследований, необходимо признать, что при выполнении расчетов был принят ряд ограничений. Во-первых, не был рассмотрен эффект Кориолиса, который может привести к неточному отражению фактического поведения лопатки при охлаждении в условиях эксплуатации. Во-вторых, изучалось ограниченное число конфигураций каналов, тогда как могут существовать каналы других форм и обеспечивать лучшие результаты. Будущие исследования должны быть направлены на устранение этих ограничений и на дальнейшее совершенствование конструкции лопаток турбин и повышение эффективности их охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **A review** on the processing of aero-turbine blade using 3D print techniques / A. Sinha, B.K. Swain, A. Behera, P. Mallick, S.K. Samal, H.M. Vishwanatha, A. Behera // *J. Manuf. Mater. Process.* 2022. V. 6. Is. 1. <https://doi.org/10.3390/jmmp6010016>
2. **Han By Je-Chin, Dutta S., Ekkad S.** Gas turbine heat transfer and cooling technology. CRC Press, 2012.
3. **Yeranee K., Rao Y.** A review of recent studies on rotating internal cooling for gas turbine blades // *Chin. J. Aeronaut.* 2021. V. 34. Is. 7. P. 85–113. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.12.035>
4. **Khetib Y., Sedraoui K., Gari A.** Numerical study of the effects of pin geometry and configuration in micro-pin-fin heat sinks for turbulent flows // *Case Stud. Therm. Eng.* 2021. V. 27. P. 101243. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101243>
5. **Experimental** and numerical study of turbulent flow and heat transfer in a Wedge-shaped channel with guiding pin fins for turbine blade trailing edge cooling / C. Liang, Y. Rao, J. Luo, X. Luo // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2021. V. 178. P. 121590. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121590>
6. **Numerical** study of unsteady flow and cooling characteristics of turbine blade cutback trailing edges integrated with pin fins and film holes / Y. Li, H. Xu, J. Wang, J. Zhu, H. Su // *Aerosp. Sci. Technol.* 2022. V. 126. P. 107604. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2022.107604>
7. **Numerical** investigation of heat transfer characteristics of pin-fins with roughed endwalls in gas turbine blade internal cooling channels / K.D.C. Do, D.H. Chung, D.Q. Tran, C.T. Dinh, Q.H. Nguyen, K.Y. Kim // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2022. V. 195. P. 123125. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123125>
8. **Krishnaswamy K., Sivan S.** Improvement in thermal hydraulic performance by using continuous V and W-shaped rib turbulators in gas turbine blade cooling application // *Case Stud. Therm. Eng.* 2021. V. 24. P. 100857. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100857>
9. **Tamang S., Park H.** Optimization of heat transfer in mist/steam cooled square channel with kink angled rib turbulator // *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 2023. V. 140. P. 106553. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106553>
10. **Xie Y., Rao Y., Zhang P.** Streamwise evolution of turbulent flow and heat transfer over channel surfaces with V ribs and V-rib-dimple compound turbulators // *Int. J. Therm. Sci.* 2022. V. 179. P. 107672. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107.672>
11. **Optimization** of cooling structures in gas turbines: A review / G. Zhang, R. Zhu, G. Xie, S. Li, B. Sundén // *Chin. J. Aeronaut.* 2022. V. 35. Is. 6. P. 18–46, <https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.08.029>
12. **Liu J., Wang J., Yang K.** Heat transfer enhancement by inserting a radiation enhancement plate in turbine blade internal cooling channel // *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 2023. V. 143. P. 106713. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106713>
13. **Ali A.M., Rona A., Angelino M.** Numerical investigation of various twisted tapes enhancing a circular microchannel heat sink performance // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2022. V. 98. P. 109065. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2022.109065>
14. **Bruschewski M., Grundmann S., Schiffer H.-P.** Considerations for the design of swirl chambers for the cyclone cooling of turbine blades and for other applications with high swirl intensity // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2020. V. 86. P. 108670. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2020.108670>
15. **Optimization** design of lattice structures in internal cooling channel of turbine blade / L. Xu, Q. Shen, Q. Ruan, L. Xi, J. Gao, Y. Li // *Appl. Sci. (Switzerland).* 2021. V. 11. No. 13. P. 3954. <https://doi.org/10.3390/en14133954>
16. **Nourin F.N., Amano R.S.** Experimental study on flow behavior and heat transfer enhancement cwith distinct dimpled gas turbine blade internal cooling channel // *J. Energy Resour. Technol.* 2022. V. 144. Is. 7. P. 072101. <https://doi.org/10.1115/1.4052035>
17. **Hammond J., Pietropaoli M., Montomoli F.** Robust data-driven turbulence closures for improved heat transfer prediction in complex geometries // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2022. V. 98. P. 109072.
18. **Improving** internal cooling performance of turbine blade with steam in channel with rhombus-patterned biomimetic ribs: A numerical investigation / J. Xing, S. Han, Y. Song, N. An, L. Zhou, L. Li, H. Zhang, X. Du // *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2023. V. 40. P. 101789. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101789>
19. **Arts T., Duboue J.-M., Rollin G.** Aero-thermal performance measurements and analysis of a two-dimensional high turning rotor blade // *J. Turbomach.* 1998. V. 120. Is. 3. P. 494–499. <https://doi.org/10.1115/1.2841745>

Design of Turbine Blade Internal Cooling: a Thermofluidic Study on the Influence of Varying Cooling Channel Numbers and Configurations

A. Otmani^{a, b, *}, N. Benmehidi^c, M. S. Kahaleras^a, H. Khatir^a, and S.-E. Azzouz^{a, b}

^a National Higher School of Technology and Engineering, Department of Process and Energy Engineering, 2000 PD Sidi Amar, Annaba, 23005 Algeria

^b LR3MI, Badji Mokhtar University of Annaba, Badji Mokhtar University of Annaba, P.O. Box 12, Annaba, DZ-23000 Algeria

^c Civil Engineering Department, Badji Mokhtar University of Annaba, Badji Mokhtar University of Annaba, P.O. Box 12, Annaba, DZ-23000 Algeria

*e-mail: a.otmani@ensti-annaba.dz

Abstract—This paper explores the effect of varying the number and configuration of internal cooling channels on the thermal performance of gas turbine blades. The findings demonstrate the significance of this parameter for improving blade cooling efficiency. Actually, such a study is lacking in the currently available literature. Therefore, six internal cooling configurations were designed using Autodesk Inventor employing the real turbojet airfoil RS1S. The high-pressure gas turbine rotor blades were designed with an 11° twist angle in order to predict the actual behavior of the blade cooling under operating conditions. A series of numerical tests were carried out by coupling the CAD software with COMSOL Multiphysics. A conjugate heat transfer and computational fluid dynamics model were performed. Convective heat flux (CHF), temperature, Nusselt number, air velocity, Reynolds number, and friction force were evaluated for each studied case. The findings showed that adding a second cooling channel to the trailing edge improved the convective heat flux by 63%. On the other hand, creating a new cooling channel increased the blade's thermal inertia, leading to a cooling limitation. It was also observed that hot spots on the blade surface can develop as a result of air thermal saturation due to extended residence time in the blade channels. In fact, the blade average temperature decreased by 8% using five disconnected channels rather than five serpentine channels. The blade temperature and CHF were reduced by 16 and 22%, respectively, as a result of adding a third channel in the blade mid-zone. Overall, this paper highlighted the potential for improving blade internal cooling through the careful optimization of the number and configuration of internal channels.

Keywords: convective cooling, gas turbine blade, thermo-fluid, numerical simulation, blade internal cooling, heat transfer, CFD