

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ОХЛАЖДАЮЩИХ КАНАЛАХ ЛОПАТКИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ УГЛЕКИСЛОТНОЙ ТУРБИНЫ<sup>1</sup>

© 2023 г. А. Н. Рогалев<sup>a</sup>, С. К. Осипов<sup>a</sup>, И. В. Шевченко<sup>a</sup>, П. А. Брызгунов<sup>a, \*</sup>, А. Н. Вегера<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Национальный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,  
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

\*e-mail: pavel.bryzgunov@gmail.com

Поступила в редакцию 31.01.2023 г.

После доработки 17.04.2023 г.

Принята к публикации 27.04.2023 г.

Приводятся результаты численных и экспериментальных исследований теплогидравлических процессов в охлаждающих каналах лопатки углекислотной газовой турбины. По результатам обзора конструктивных решений и топологий охлаждаемых лопаток газовых турбин предложены конструкция охлаждающих каналов, которая включает в себя радиальные каналы круглого сечения для входной кромки лопатки и щелевые каналы с интенсификаторами теплообмена для выходной кромки пера лопатки, а также геометрические параметры самих каналов. С использованием программного комплекса ANSYS CFX были проведены исследования теплогидравлических характеристик в щелевом канале со штырьками веерообразного сечения в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 9000–27000$ , в данном диапазоне были также проведены экспериментальные исследования гидравлических характеристик и теплообмена. Отличие результатов численного исследования от экспериментальных данных составило менее 5% по расходной характеристике и менее 10% по числу Нуссельта, что позволило сделать вывод о приемлемой точности выбранных настроек расчетной сетки и моделей турбулентности. С использованием этих настроек были проведены исследования теплогидравлических процессов в охлаждающих каналах лопаток высокотемпературной углекислотной газовой турбины в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 20000–100000$ . В частности, помимо щелевых каналов со штырьками веерообразного сечения для охлаждения выходной кромки пера лопатки были рассмотрены более технологичные каналы с круглыми штырьками. Для охлаждения входной кромки лопатки применены как гладкие радиальные каналы, так и каналы с кольцевым оребрением. Результаты численного исследования показали, что использование штырьков веерообразного сечения не обеспечивает прирост теплоотдачи по сравнению с круглыми, а оребренные каналы эффективны более чем на 100% по сравнению с гладкими.

**Ключевые слова:** теплогидравлическая эффективность, охлаждаемая лопатка, круглые штырьки, штырьки веерообразного сечения, кольцевое оребрение, интенсификация теплообмена

**DOI:** 10.56304/S0040363623100065

В настоящее время основным источником энергии в мире остается органическое топливо. Преобразование химической энергии углеводородов в тепловую и электрическую осуществляется в паротурбинном, газотурбинном и парогазовом циклах, рабочим телом которых являются водяной пар и газ. При этом КПД большинства существующих паросиловых установок составляет 36–40%, а парогазовых – 55–60%.

Продукты горения топливно-воздушной смеси, преимущественно состоящие из парниковых газов, выбрасываются в окружающую среду, при этом их концентрация в атмосфере Земли возрастает. Технология улавливания диоксида углерода из дымовых газов с высоким содержанием азота не получила широкого распространения в связи со значительными затратами энергии на восстановление абсорбента углекислого газа и сжатие  $CO_2$  под определенным давлением для захоронения в подземных резервуарах.

Проблему сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу при производстве электроэнергии на ТЭС можно решить, если создать высокотемпературные энергоустановки, работающие по

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования России (государственное задание № FSWF-2023-0014, соглашение № 075-03-2023-383 от 18.01.2023), наименование проекта “Формирование научных основ создания неводородных углеродно-нейтральных и водородных энергетических комплексов”.

полузамкнутым циклам с кислородным сжиганием топлива, обеспечивающие снижение выбросов токсичных веществ и парниковых газов в атмосферу при высокой энергетической эффективности, характерной для современных энергоустановок. На сегодняшний день среди кислородно-топливных циклов наиболее высокую технологическую готовность имеют энергетические установки, работающие по циклу Аллама. В этом цикле сверхкритический диоксид углерода является рабочим телом. Избыточный диоксид углерода, образующийся при сжигании природного газа в чистом кислороде, удаляется при довольно высоком давлении, что позволяет избежать дополнительных затрат энергии на сжатие  $\text{CO}_2$  для его захоронения.

Одна из особенностей цикла Аллама, как и цикла Брайтона, по которому работают газовые турбины, – высокие температуры на входе в газовую турбину (до  $1700^\circ\text{C}$ ), что обуславливает необходимость охлаждения лопаток. Актуальными вопросами являются интенсификация теплообмена охлаждаемых лопаток газовых турбин и разработка охлаждающих каналов, обеспечивающих необходимый теплосъем при минимальном гидравлическом сопротивлении.

Цель настоящей работы – разработка топологии охлаждающих каналов лопатки углекислотной высокотемпературной турбины, а также исследование их теплогидравлических характеристик при использовании различных интенсификаторов теплообмена.

### КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ОХЛАЖДАЮЩИХ КАНАЛОВ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ

К настоящему времени по результатам исследований схем, работающих по углекислотным энергетическим циклам, наиболее перспективной считается полузамкнутая система охлаждения. В такой схеме диоксид углерода, сжатый в компрессоре, минуя камеру сгорания, направляется в охлаждающие каналы лопаток, охлаждает их, после чего смешивается с основным потоком рабочего тела и выводится через выходную кромку пера лопатки [1].

При использовании в качестве хладагента диоксида углерода при температуре на входе в охлаждающий канал  $200^\circ\text{C}$  и давлении 30 МПа число Прандтля на 42% больше и коэффициент теплопроводности на 10% больше, чем при использовании воздуха при таких же температуре и давлении. Это позволяет применять более простую конструкцию охлаждаемых лопаток в сравнении с лопатками высокотемпературных газовых турбин с воздушным охлаждением.

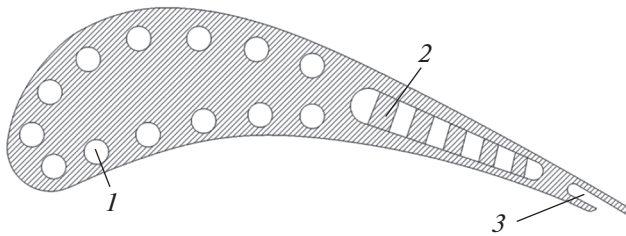
Одним из наиболее распространенных и простых способов интенсификации конвективного

охлаждения выходной кромки лопатки является установка в ее внутренней полости пучка штырьков перпендикулярно направлению движения хладагента. Штырьковые системы могут быть скомпонованы в шахматном и коридорном порядках. При шахматном расположении штырьков средний коэффициент теплоотдачи системы интенсификаторов на 10–20% выше, чем при коридорной компоновке [2].

Результаты численных исследований процессов аэродинамики и теплообмена в охлаждающем канале с шахматным расположением штырьков и использованием в качестве хладагента диоксида углерода со сверхкритическими параметрами подтвердили его высокую теплогидравлическую эффективность [3]. В работе [3] при переходе с воздушного теплоносителя на углекислотный сохранилась “теневая” зона за штырьками, формирующаяся при их обтекании потоком газа и обуславливающая малую интенсивность теплообмена. Уменьшить размеры застойной зоны и повысить тем самым поверхностный теплосъем можно благодаря замене круглых штырьков на штырьки веерообразного сечения, которые переориентируют поток в их тыльную часть. Согласно результатам численного моделирования [4], при использовании одиночного штырька веерообразного сечения число Нуссельта становится больше примерно на 20% по сравнению с одиночным круглым штырьком, при этом коэффициент гидравлического сопротивления практически не увеличивается. Несмотря на полученные в работе [4] результаты, применительно к решаемой задаче актуальным является определение влияния соседних штырьков при их расположении в шахматном пучке на интенсификацию теплообмена.

Кроме того, для эффективного охлаждения лопатки необходимо располагать охлаждающие каналы по контуру профиля. В таких каналах возможна интенсификация теплообмена благодаря оребрению, и, как свидетельствуют результаты многочисленных исследований, ожидается увеличение коэффициента теплоотдачи примерно в 2 раза [5].

На рис. 1 представлена рассматриваемая в настоящей работе топология каналов конвективного охлаждения лопаток, включающая в себя круглые радиальные каналы на входной кромке и по контуру профиля, канал с интенсификаторами теплообмена в виде штырьков и срез на выходной кромке лопатки. Хладагент проходит через радиальные каналы, собирается в коллекторе, расположенном в верхней части лопатки, откуда направляется в щелевой канал со штырьками, охлаждая кромку пера лопатки, после чего проходит через срез в выходной кромке, охлаждая таким образом наиболее теплонагруженную часть.



**Рис. 1.** Топология охлаждающих каналов лопатки.  
1 – круглый радиальный канал; 2 – канал со штырьками; 3 – выходная кромка пера лопатки

Следует отметить, что в лопатках первой ступени турбины применяется пленочное охлаждение, так как конвективного охлаждения недостаточно. Тем не менее, внутренние каналы конвективного охлаждения являются одной из частей системы охлаждения, в том числе и для лопаток первой ступени.

В лопатках с радиальными каналами применение ребер приводит к отрыву пограничного слоя до ребра и после него. В некоторых работах упоминается, что отрыв пограничного слоя может также происходить и около верхней торцевой поверхности ребра [6, 7]. Отрывные течения способствуют значительному увеличению теплоотдачи с поверхности вследствие интенсификации турбулентного перемешивания. Высокие значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются на самих ребрах и в местах присоединения пограничного слоя.

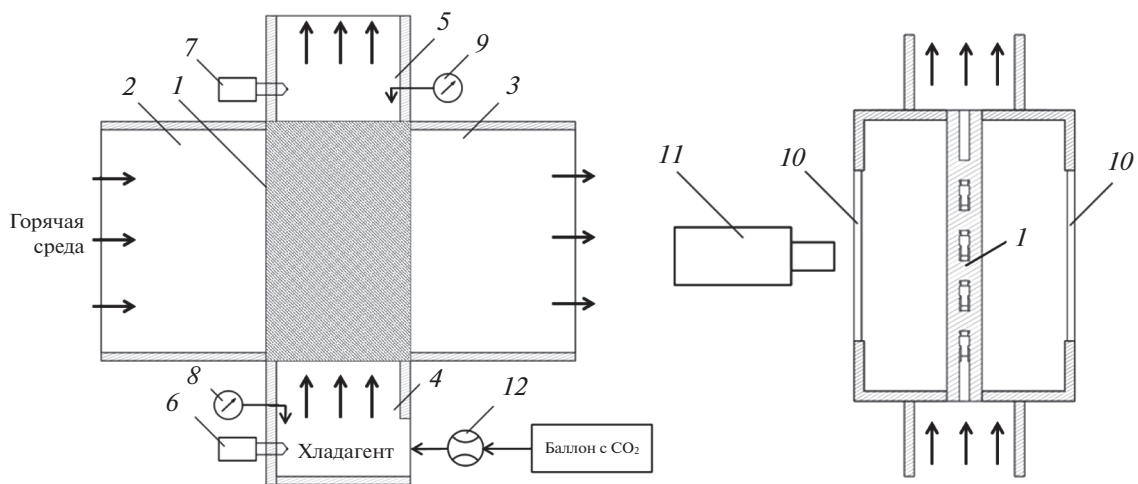
Расположение, топология, а также геометрические размеры каналов и интенсификаторов теплообмена могут оказывать существенное влияние на технико-экономические параметры и эф-

фективность работы углекислотной турбины. Внедрение интенсификаторов, с одной стороны, обеспечивает работу лопаток при более высоких температурах благодаря повышенному теплообмену, с другой стороны, ведет к увеличению гидравлического сопротивления охлаждающих каналов, что вызывает снижение КПД установки. При этом повышение теплообмена позволяет сократить его площадь и снизить тем самым гидравлическое сопротивление вследствие уменьшения длины каналов.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Для верификации используемых математических моделей было проведено физическое и численное моделирование процессов теплообмена в щелевом канале со штырьками веерообразного сечения. Такой канал имеет сложное строение, и нет надежных экспериментальных данных по теплообмену в нем и его гидравлическим характеристикам, тогда как для труб результаты экспериментально-теоретических исследований представлены в [8], для каналов с круглыми штырьками – в [9].

Принципиальная схема рабочего участка экспериментального стенда с установленной моделью канала показана на рис. 2. Снаружи экспериментальная модель каналов лопатки 1 обдувается горячим воздухом, который поступает на рабочий участок от воздухоподогревателя через электрический нагреватель. Для предотвращения торможения и срыва потока на боковой поверхности экспериментальной модели с обоих торцов расположены две фторопластовые пластины 2, 3, толщина которых соответствует толщине модели. Экспери-



**Рис. 2.** Принципиальная схема рабочего участка экспериментального стенда.  
1 – экспериментальная модель; 2, 3 – фторопластовые пластины; 4, 5 – входной и выходной коллекторы; 6, 7 – термомпары; 8, 9 – датчики давления; 10 – стекло; 11 – тепловизор; 12 – расходомер

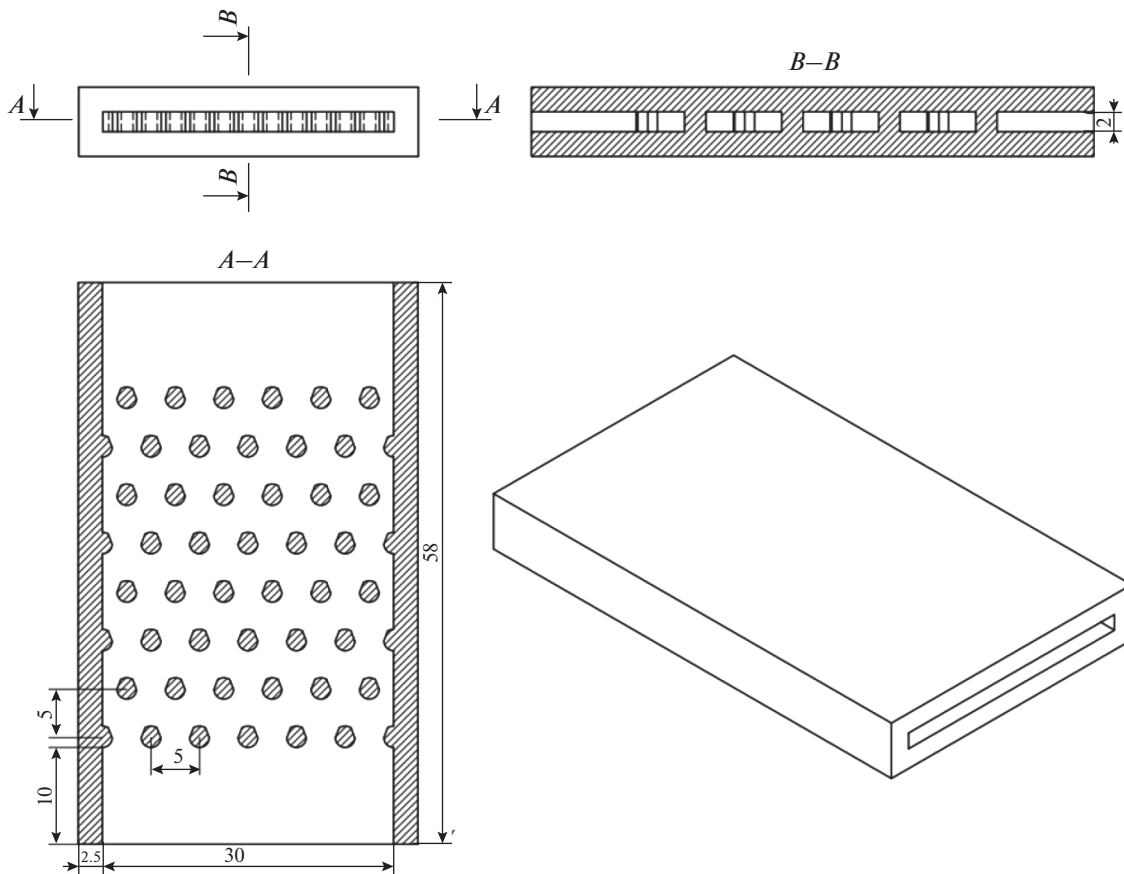


Рис. 3. Эскиз экспериментальной модели канала со штырьками веерообразного сечения

ментальная модель устанавливается по середине канала рабочего участка между входным и выходным коллекторами 4, 5, имеющими прямоугольное поперечное сечение.

При проведении экспериментальных исследований измеряются температуры охлаждающего углекислого газа на входе в модель и выходе из нее с помощью термопар 6, 7. Регистрация полного давления торможения производится с помощью датчиков давления 8, 9. Температура на внешних стенках экспериментальной модели измеряется тепловизором 11 через стекла 10, а расход хладагента – вихревым расходомером 12.

Экспериментальные модели для проведения исследований были созданы из никель-хромового сплава Inconel 718 с применением аддитивных технологий.

Модель канала с интенсификаторами теплообмена представляет собой призматическое тело с узким щелевым каналом  $2 \times 30$  мм, внутри которого в шахматном порядке расположены штырьки веерообразного сечения диаметром 2 мм и высотой 2 мм с горизонтальным и вертикальным шагом установки 5 мм (рис. 3).

После формирования матрицы экспериментов было проведено физическое и численное мо-

делирование теплогидравлических процессов в экспериментальной модели. Для создания расчетной сетки использовали модуль ANSYS ICEM, в качестве расчетного кода – ANSYS CFX. Так как задачу решали в сопряженной постановке, то сетки были построены для металла и внутреннего объема потока.

Расчетная сетка для объема металла – тетраэдрическая, неструктурированная. Максимальный линейный размер элемента составляет 0.2 мм. Расчетная сетка внутреннего объема – гибридная, неструктурированная. Зона основного потока сформирована из тетраэдров, а зона пристеночного слоя – из призм. Так как использовали низкорейнoldsову RANS-модель турбулентности  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport) [10], размеры призматических ячеек подбирали таким образом, чтобы обеспечить изменение параметра  $y^+$  в диапазоне менее 5 согласно рекомендациям [11]. Выбранную модель турбулентности применяли в соответствии с рекомендациями для одиночного штырька веерообразного сечения [4] и для канала с ребрами различной формы [12]. На рис. 4 представлен пример расчетной сетки для щелевого канала.

При моделировании процессов теплообмена важным аспектом является учет переменности

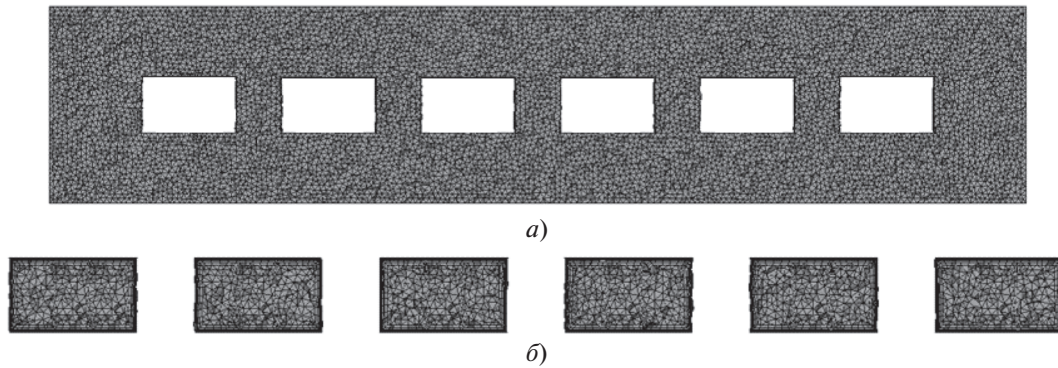


Рис. 4. Пример расчетной сетки для щелевого канала.  
а, б – поперечное сечение сетки объема металла и потока

теплофизических свойств среды. Для учета изменения плотности газа в зависимости от температуры и давления использовали приближение идеального газа, для теплоемкости, коэффициентов теплопроводности и динамической вязкости – только зависимость от температуры, заданную в табличной форме, по данным NIST REFPROP.

Численное моделирование осуществляли при граничных условиях, характерных для эксперимента (табл. 1). На входе в канал задавали полное давление и температуру хладагента, а на выходе из канала – атмосферное давление. Задавали граничное условие первого рода по температуре внешних стенок, при этом торцевые внешние стенки принимали адиабатическими.

Для обобщения результатов численного и физического моделирования были построены зависимости для расходной характеристики и числа Нуссельта согласно методике, использованной в [13, 14].

Число Рейнольдса вычисляли по формуле

$$Re = \frac{GD_r}{\mu S}, \tag{1}$$

где  $G$  – массовый расход  $CO_2$ , кг/с;  $D_r$  – гидравлический диаметр на входе в канал, м;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па · с;  $S$  – площадь проходного сечения на входе в канал,  $m^2$ .

Отношение давлений для построения расходной характеристики определяли по формуле

$$\varepsilon = \frac{p_{вх}}{p_{вых}}, \tag{2}$$

где  $p_{вх}$ ,  $p_{вых}$  – осредненное по массе давление на входе в канал и выходе из него, Па.

Расчетную область разбивали на зоны (рис. 5) и для расчета осредненного по длине числа Нуссельта  $Nu$  использовали зависимость

$$Nu = \frac{\sum_{i=1}^n Nu_i}{n}, \tag{3}$$

где  $n$  – общее количество зон;

$$Nu_i = \frac{q_i D_r}{\lambda_i \left( T_{cti} - \frac{T_{вхi} + T_{выхi}}{2} \right)} \tag{4}$$

– число Нуссельта в  $i$ -й зоне;  $q_i$  – средняя плотность теплового потока в  $i$ -й зоне, Вт/ $m^2$ ;  $\lambda_i$  – осредненный по массе коэффициент теплопроводности в  $i$ -й зоне, Вт/(м · К);  $T_{cti}$  – средняя температура стенки на границе с потоком в  $i$ -й зоне, К;  $T_{вхi}$ ,  $T_{выхi}$  – осредненная по массе температура на входе в  $i$ -ю зону и выходе из нее, К.

Поскольку по результатам сравнения численного моделирования и экспериментальных ис-

Таблица 1. Условия проведения эксперимента при теплопроводности материала стенки модели 11.5 Вт/(м · К)

Показатель	Номер опыта				
	1	2	3	4	5
Полное давление на входе в модель, кПа	100.80	101.50	102.40	103.13	104.10
Температура, °С:					
на входе в модель	63.8	58.6	53.8	49.8	46.8
внешних стенок	75.8	73.0	69.9	67.7	65.8

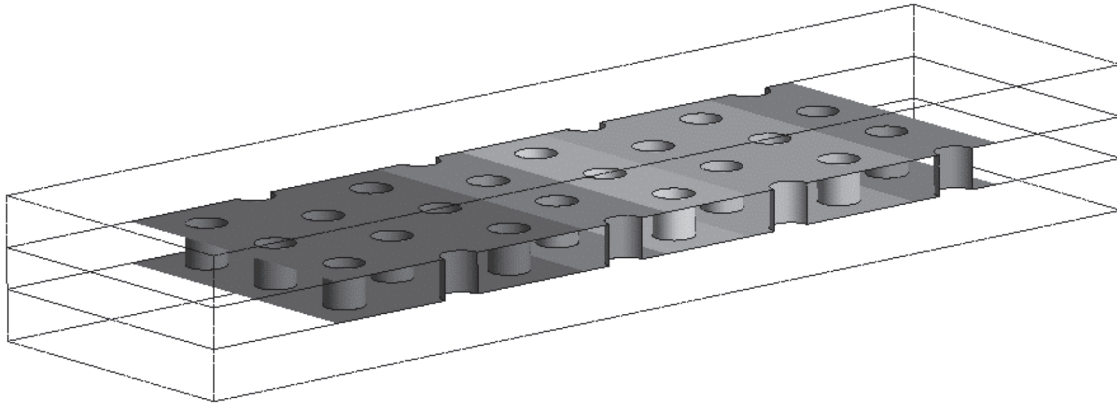


Рис. 5. Пример разбиения на зоны внутреннего участка канала с интенсификаторами теплоотдачи в виде штырьков круглого сечения, расположенных в шахматном порядке

следований было достигнуто хорошее качественное и количественное согласие зависимостей, был сделан вывод об успешной верификации расчетной модели. Так, по расходной характеристике наблюдается отклонение, в среднем не превышающее 7%, при неопределенности измерений равной 10%. По числу Нуссельта отклонение составляет не более 10% при неопределенности измерений 15% (рис. 6).

#### ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТИПОВЫХ ОХЛАЖДАЮЩИХ КАНАЛАХ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ

Верифицированные по результатам сравнения с экспериментальными данными настройки сеточной модели были использованы для моделирования каналов прямоугольной формы с предустановленными интенсификаторами в виде круглых штырьков, штырьков веерообразного сечения и каналов круглого сечения с интенсификаторами в виде перпендикулярных ребер в системе охлаждения высокотемпературной углекислотной турбины.

В качестве основной характеристики для сравнения эффективности охлаждающих каналов, в которых установлены интенсификаторы, применяли безразмерную величину – теплогидравлический коэффициент  $\eta_T$ , который вычисляли по формуле

$$\eta_T = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}, \quad (5)$$

где  $Nu_0$  – осредненное по длине число Нуссельта базовой модели;  $f_0$  – коэффициент линейного гидравлического сопротивления базовой модели;

$$f = \frac{2(p_{вх} - p_{вых})}{\rho_{вх} w_{вх}^2 \frac{L}{D_T}} \quad (6)$$

– коэффициент линейного гидравлического сопротивления исследуемой модели;  $\rho_{вх}$  – плотность диоксида углерода на входе в канал, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{вх}$  – средняя по массе скорость на входе в канал, м/с;  $L$  – длина канала, м.

Базовой моделью щелевого канала служил канал с круглыми штырьками, а радиального кана-

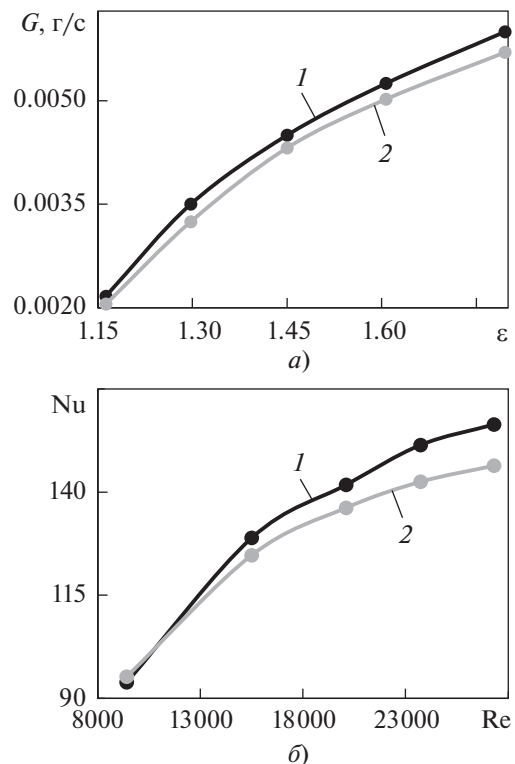
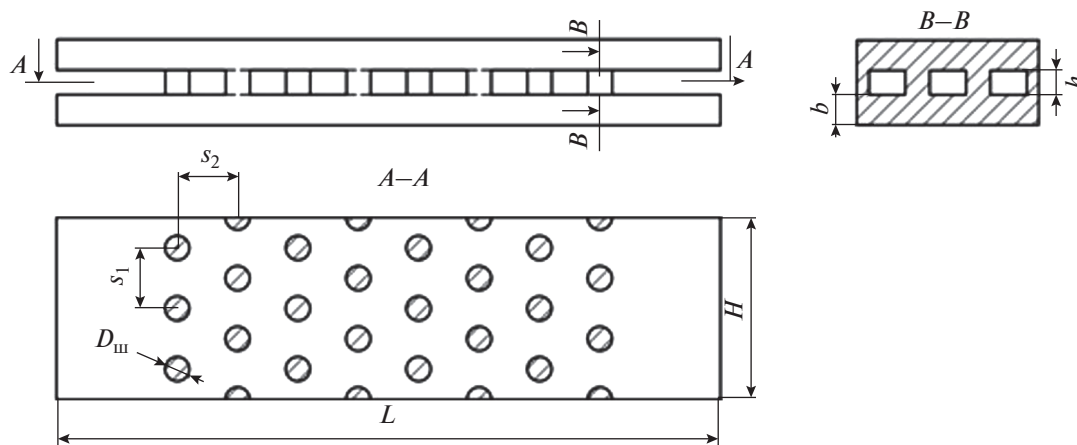


Рис. 6. Зависимости массового расхода диоксида углерода  $G$  от отношения давлений  $\epsilon$  (а) и числа Нуссельта  $Nu$  от числа Рейнольдса  $Re$  (б) для модели щелевого канала со штырьками веерообразного сечения. 1 – экспериментальные данные; 2 – результаты численного эксперимента



**Рис. 7.** Эскиз канала с круглыми штырьками.

$L$  – длина канала;  $H$  – ширина канала;  $s_1, s_2$  – вертикальный и горизонтальный шаг расположения штырьков;  $D_{ш}$  – диаметр штырька;  $h$  – высота канала;  $b$  – толщина пластины

ла – гладкий канал без ребер. Так как для данных каналов  $Nu = Nu_0, f = f_0$ , то значение теплогидравлического коэффициента  $\eta_T = 1$ .

В первую очередь проводили исследование теплогидравлических процессов, протекающих в прямоугольных каналах, имеющих штырьки круглого и веерообразного сечения. Штырьки располагались в шахматном порядке с шагом  $s_1$  в поперечном и шагом  $s_2$  в продольном сечении. Эскизы исследуемых моделей показаны на рис. 7, 8. Основные геометрические параметры канала с круглыми штырьками веерообразного сечения при  $R_1 = 1$  мм,  $R_2 = 1.2$  мм,  $\theta = 60^\circ$  приведены далее:

Длина канала, мм.....	55
Ширина канала, мм.....	15
Высота канала, мм.....	2
Шаг штырька, мм:	
вертикальный.....	5
горизонтальный.....	5
Диаметр штырька, мм.....	2
Толщина пластины, мм.....	2.5

Математическое моделирование выполняли в программном комплексе ANSYS CFX в сопряженной постановке. Граничные условия выбирали в соответствии с данными, полученными при расчете кислородно-топливного комплекса [15, 16], на внешних поверхностях твердых стенок задавали температуру, торцевые стенки считали адиабатическими. Для определения теплофизических свойств использовали базу данных NIST REFPROP. Граничные условия для моделирования при  $Re =$

$= 20000, 40000, 60000, 80000, 100000$  приведены далее:

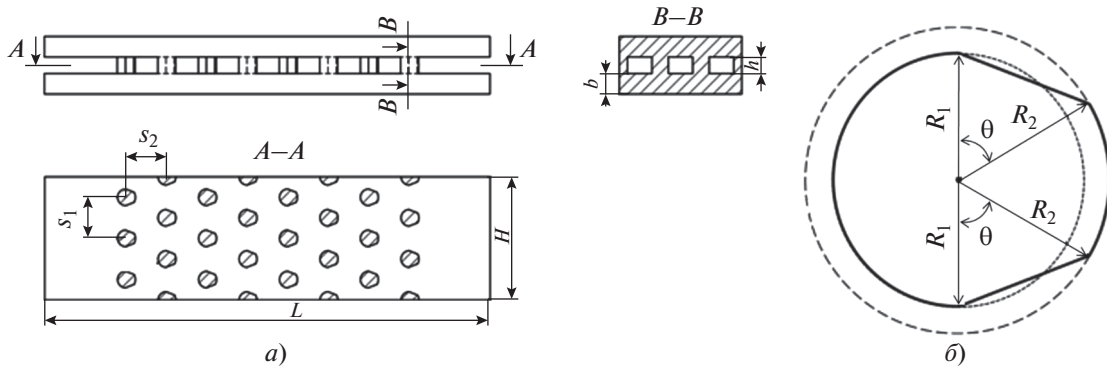
Рабочая среда.....	CO <sub>2</sub>
Температура, °C:	
на входе в канал.....	200
стенки.....	850
Давление на входе в канал, МПа.....	30
Теплопроводность	
материала стенки, Вт/(м · К).....	11.5

Также было выполнено исследование теплогидравлической эффективности каналов поперечным сечением круглой формы с интенсификаторами теплообмена в виде ребер и без них. Эскиз исследуемых моделей показан на рис. 9, основные геометрические параметры приведены в табл. 2.

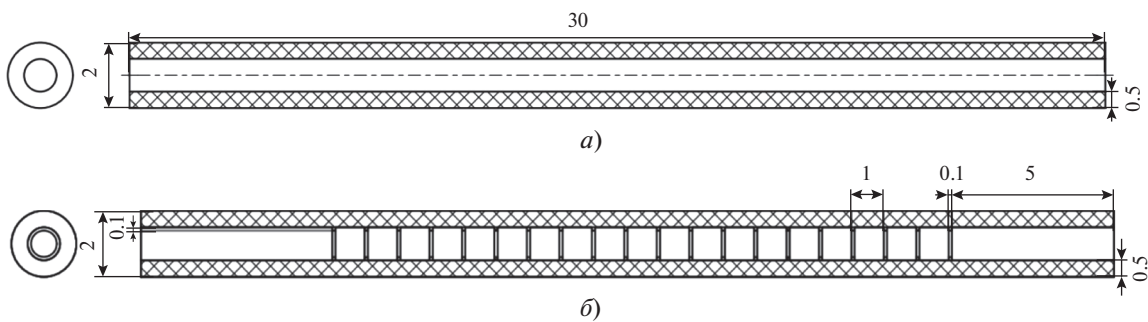
Анализ полученных данных показал, что в каналах со штырьками веерообразного сечения эффективность теплообмена в среднем на 3% выше, чем без них, что говорит об отсутствии значительного прироста теплоотдачи (рис. 10, а), в то же

**Таблица 2.** Геометрические параметры каналов с интенсификаторами теплообмена в виде ребер и без них

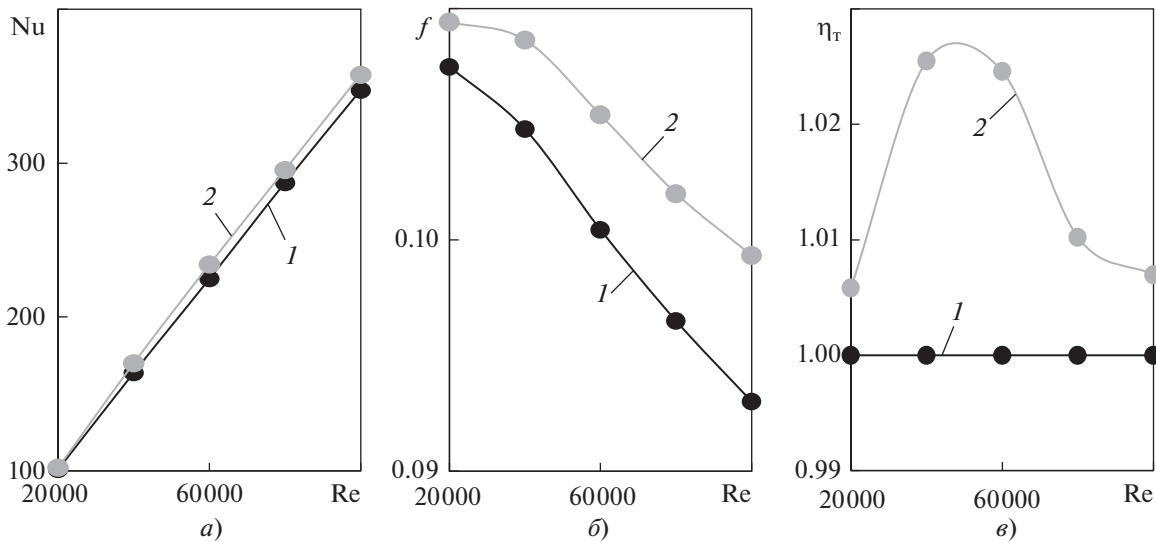
Параметр	Канал	
	гладкий	с ребрами
Длина канала, мм	30	30
Диаметр канала, мм	1	1
Толщина стенки, м	0.5	0.5
Высота ребер, мм	–	0.1
Толщина ребер, мм	–	0.1
Шаг ребер, мм	–	1.0



**Рис. 8.** Эскиз канала со штырьками веерообразного сечения. *a* – канал; *б* – штырек;  $R_1, R_2$  – радиус входной и выходной окружности штырька;  $\theta$  – угол построения профиля штырька; остальные обозначения см. рис. 7



**Рис. 9.** Эскиз канала круглого сечения без ребер (*a*) и с ребрами (*б*)



**Рис. 10.** Зависимость числа Нуссельта (*a*), коэффициента гидравлического сопротивления (*б*) и теплогидравлического коэффициента (*в*) от числа Рейнольдса в щелевых каналах со штырьками круглого (*1*) и веерообразного (*2*) сечения

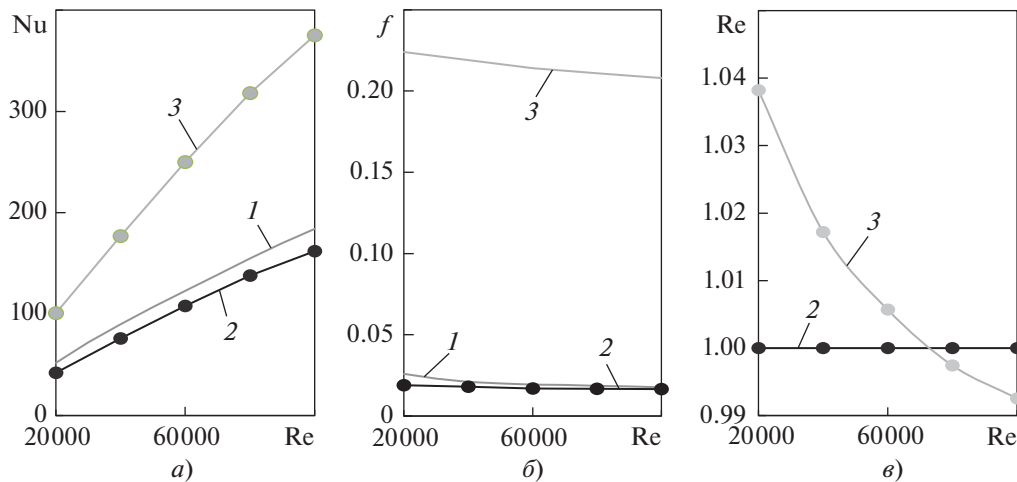
время канал с интенсификаторами веерообразного сечения обладает большим в среднем на 2.4% гидравлическим сопротивлением (рис. 10, б).

На рис. 10, в показана зависимость теплогидравлического коэффициента от числа Рейнольдса. В качестве базового канала принят прямоуголь-

ный канал с круглыми штырьками. На рисунке видно, что канал с интенсификаторами веерообразного сечения не превосходит канал с круглыми штырьками по эффективности теплообмена.

В заданном диапазоне значений числа Re установка ребер под углом  $\alpha = 90^\circ$  в канал круглого





**Рис. 11.** Зависимость числа Нуссельта (а), коэффициента гидравлического сопротивления (б) и теплогидравлического коэффициента (в) от числа Рейнольдса в гладких радиальных каналах и радиальных каналах с ребрами. 1 – труба (формула Gnielinski [8]); 2 – труба (программный комплекс CFX); 3 –  $\alpha = 90^\circ$

поперечного сечения способствует увеличению числа Нуссельта в среднем в 2.3 раза (рис. 11, а). В свою очередь, среднее отклонение числа Nu, полученное путем моделирования и с помощью соотношений из [8], не превышает 10%.

В то же время установка интенсификаторов сопровождается резким ростом гидравлических потерь (рис. 11, б): коэффициент линейного гидравлического сопротивления в канале с интенсификаторами оказывается в среднем выше в 12.2 раза. При численном моделировании среднее отклонение данных по коэффициенту гидравлического сопротивления от рассчитанных по формуле Филоненко не превышает 10% [17].

В диапазоне чисел Рейнольдса от 20000 до 100000 коэффициент теплогидравлической эффективности оребренного канала составляет 0.99–1.04, что свидетельствует об отсутствии значимого повышения теплогидравлической эффективности (рис. 11, в).

## ВЫВОДЫ

1. Результаты проведенных численных и экспериментальных исследований теплогидравлических процессов в охлаждающих каналах лопатки высокотемпературной углекислотной турбины с установленными в них интенсификаторами теплообмена различались не более чем на 5% по расходной характеристике и менее чем на 10% по числу Нуссельта.

2. При использовании штырьков веерообразного сечения вместо круглых теплогидравлический коэффициент эффективности теплообменной поверхности повышается в среднем на 1.5%, что говорит об отсутствии практически значимого эффекта от их установки. Ввиду большей тех-

нологичности более рациональными являются круглые штырьки.

3. Оребрение канала круглой поперечной формы не позволяет повысить его теплогидравлический коэффициент по сравнению с гладким каналом, но при этом интенсификация теплообмена составляет более 100%, поэтому оребренные каналы являются более рациональным вариантом.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Research** and development of the oxy-fuel combustion power cycles with CO<sub>2</sub> recirculation / A.N. Rogalev, N.D. Rogalev, V.O. Kindra, I.I. Komarov, O.V. Zlyvko // *Energies*. 2021. V. 14. No. 10. P. 2927. <https://doi.org/10.3390/en14102927>
2. **Heat transfer contributions of pins and endwall in pin-fin arrays: effects of thermal boundary condition modeling / M.K. Chyu, Y.C. Hsing, T.I.-P. Shih, V. Natarajan // J. Turbomachinery. 1999. V. 121. No. 2. P. 257–263. <https://doi.org/10.1115/1.2841309>**
3. **Development** and research of the topology of cooling baffles for blades of the axial carbon dioxide turbines / I.I. Komarov, A.N. Vegeva, P.A. Bryzgunov, B.A. Makhmutov, A.O. Smirnov // *Eurasian Phys. Tech. J.* 2022. V. 19. No. 2 (40). P. 48–57. <https://doi.org/10.31489/2022No2/48-57>
4. **Moon M.-A., Kim K.-Y.** Analysis and optimization of fan-shaped pin–fin in a rectangular cooling channel // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2014. V. 72. P. 148–162. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.085>
5. **Дрейцер Г.А.** Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах // *Труды Второй Рос. нац. конф. по теплообмену (РНКТ-2)*. Т. 6: Интенсификация теплообмена. М.: Изд-во МЭИ, 1998. С. 55–59.
6. **Han J.C., Dutta S., Ekkad S.** Gas turbine heat transfer and cooling technology. CRC Press, 2012. <https://doi.org/10.1201/b13616>

7. **Han J.C., Dutta S.** Internal convection heat transfer and cooling: An experimental approach // Lecture Series von Karman Institute for Fluid Dynamics. 1995. V. 5. P. 1–147.
8. **Gnielinski V.** On heat transfer in tubes // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 63. P. 134–140. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.015>
9. **Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982.
10. **Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.** Ten years of industrial experience with the SST turbulence model: Report on the Fourth Intern. Symp. on Turbulence. Antalya, Turkey, 2003 // Int. J. Heat Mass Transfer. 2003. V. 4. P. 625–632.
11. **Computer** flow simulation and verification for turbine blade channel formed by the C-90-22 a profile / S. Osipov, I. Shcherbatov, A. Vegeera, P. Bryzgunov, B. Makhmutov // Inventions. 2022. V. 7. No. 3. P. 68. <https://doi.org/10.3390/inventions7030068>
12. **Heat** transfer enhancement and turbulent flow in a high aspect ratio channel (4 : 1) with ribs of various truncation types and arrangements / J. Liu, H. Safeer, J. Wang, L. Wang, G. Xie, B. Sunden // Int. J. Therm. Sci. 2018. V. 123. P. 99–116. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.09.013>
13. **An experimental** and numerical study of flow and heat transfer in cooling channels with pin fin-dimple and pin fin-groove arrays / V. Kindra, S. Osipov, D. Kharlamova, I. Shevchenko // Proc. of 13th European Conf. on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics (ETC-13). Lausanne, Switzerland, 2018. <https://doi.org/10.29008/ETC2019-155>
14. **Numerical** study of flow and heat transfer in a rectangular channel with pin fin arrays and back ribs / V.O. Kindra, A.N. Rogalev, S.K. Osipov, O.V. Zlyvko, A.N. Vegeera // Proc of 14th European Conf. on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics. Gdansk, Poland, 12–16 April 2021.
15. **Techno-economic** analysis of the oxy-fuel combustion power cycles with near-zero emissions / V. Kindra, A. Rogalev, E. Lisin, S. Osipov, O. Zlyvko // Energies. 2021. V. 14. No. 17. P. 5358. <https://doi.org/10.3390/en14175358>
16. **Demonstration** of the Allam cycle: An update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture / R. Allam, S. Martin, B. Forrest, J. Fetvedt // Energy Procedia. 2017. V. 114. P. 5948–5966. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1731>
17. **Филоненко Г.К.** Гидравлическое сопротивление трубопроводов // Теплоэнергетика. 1954. № 4–5. С. 40–44.

## Investigation of Thermohydraulic Processes in Cooling Channels of a Blade for a High-Temperature Carbon Dioxide Turbine

**A. N. Rogalev<sup>a</sup>, S. K. Osipov<sup>a</sup>, I. V. Shevchenko<sup>a</sup>, P. A. Bryzgunov<sup>a,\*</sup>, and A. N. Vegeera<sup>a</sup>**

<sup>a</sup> National Research University Moscow Power Engineering Institute (NRU MPEI), Moscow, 111250 Russia

\*e-mail: pavel.bryzgunov@gmail.com

**Abstract**—Results of numerical and experimental investigations into the thermohydraulic processes in cooling channels of a blade in a carbon dioxide gas turbine are presented. Based on the results of a review of design solutions and geometry of cooled blades of gas turbines, a design of cooling channels, which includes radial round channels for the leading edge of the blade and slotted channels with heat-transfer intensifiers for the trailing edge of the airfoil, and the geometric parameters of the channels proper are proposed. The ANSYS CFX software package was used to study thermal and hydraulic characteristics of a slotted channel with fan-shaped pins in the Reynolds number range of  $Re = 9000–27000$ ; experimental studies of hydraulic characteristics and heat transfer were also carried out in this range. The difference between the predictions and the experiment was less than 5% for the flow characteristic and less than 10% for the Nusselt number, thereby demonstrating adequate accuracy of the selected settings of the computational grid and the turbulence models. These settings were used to study the thermohydraulic processes in the cooling channels of the blades of a high-temperature carbon dioxide gas turbine in the Reynolds number range of  $Re = 20000–100000$ . In particular, in addition to slotted channels with fan-shaped pins for cooling the trailing edge of the airfoil, advanced channels with round pins, which are easier to manufacture, were examined. The leading edge of the blade is cooled using smooth radial channels or channels with ring fins. The predictions have demonstrated that the use of fan-shaped pins does not enhance heat transfer compared to round ones, and finned channels are more than 100% efficient compared to smooth channels.

**Keywords:** thermohydraulic effectiveness, cooled blade, round pins, fan-shaped pins, ring finning, heat-transfer enhancement