

УДК 621.438+519.95

## **Численное моделирование влияния тангенциальной щели вдува на эффективность пленочного охлаждения для асимметричной лопатки турбины**

**З. Сенучи, М. Бенабед**

*Университет наук и технологий, Оран, Алжир*

E-mail: bennabed@yahoo.fr

В статье рассматривается численное моделирование построения новых конфигураций для эффективного пленочного охлаждения, в частности для зоны переднего края лопатки между перфорационными отверстиями, где охлаждение особенно важно. Предложенные конфигурации, основанные на тангенциальной щели вдува и адаптированные к зоне переднего края асимметричной лопатки, сравнивались с конфигурацией щели с постоянной шириной. Были разработаны и численно протестированы три альтернативные конфигурации для нахождения той, у которой самая высокая эффективность пленочного охлаждения. Моделирование проводилось при стабильном отношении плотностей, составлявшим 1,0, и параметре вдува, равном 0,7. Для оценки покрытия лопатки охлаждающей газовой пленкой вводился новый параметр —  $R_c$ . Численное моделирование показало, что все три предложенные конфигурации обеспечивают лучшую тепловую защиту из-за большего покрытия охлаждающей пленкой, чем для исходного случая. Уровень усиления охлаждения превышает 34 %, при некотором преимуществе для случая 1. На спинке лопатки использование тангенциальных щелей представляет особый интерес, когда величина разрешенной адиабатической эффективности находится в интервале от 0,3 до 0,5.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, тангенциальная щель, доля покрытия, SST-модель турбулентности.

### **Введение**

В современной промышленности увеличение производительности газовых турбин достигается путем увеличения коэффициента сжатия и повышения температуры входного потока в турбине. Для этого необходимо поднять температуру газовой смеси на выходе горелочного устройства. Несмотря на существенный прогресс в области новых материалов, технологий тепловых обработок и тепловых барьеров максимальная приемлемая температура для материала лопастей находится на уровне 1200 °С, причем температура газообразных продуктов сгорания не превышает 1900 °С. В связи с этим задача охлаждения камеры сгорания и поверхности турбины, расположенной после камеры сгорания, до температуры ниже критического уровня не теряет своей актуальности. Так, для минимизации тепловых градиентов в компонентах турбины широко применяется метод пленочного охлаждения. В настоящей работе изучается влияние геометрии лопатки при наличии тангенциальной щели на эффективность охлаждения для случая асимметричной лопатки турбины.

Еще в начале 1940-х годов было проведено первое изучение конфигурации с тангенциальной щелевой инжекцией [1], применение которой рассматривалось для случая

ввода горячего флюида, но не для случая охлаждения компонентов газовой турбины. В результате этого исследования была получена корреляция адиабатической эффективности. В работе [2] изучалось влияние тангенциального вдува на эффективность пленочного охлаждения при высокой разнице температур. Было проведено сравнение результатов с эмпирическими и полуэмпирическими корреляциями. В публикации [3] был приведен пример применения теоретической модели для вычисления теплообмена между пленкой и турбулентным пограничным слоем. В работе [4] проведено подробное исследование тангенциального вдува воздуха в основной поток и его воздействие на температурный и скоростной профили в пограничном слое при граничных адиабатических условиях и постоянном тепловом потоке через границу. Из результатов измерений теплопереноса следовал вывод, что стандартные формулы теплопереноса для твердой стенки могут быть полезны для предсказания коэффициентов теплопереноса при наличии пленочного охлаждения (для случая потока с нулевым градиентом давления). В работе [5] изучались потоки через тангенциальную щель со ступенчатым сужением, что оказалось полезным для снижения перемешивания между газом-охладителем и основным потоком. Для модели со вторичным потоком были получены разумные оценки эффективности охлаждения. В работе [6] азот и гелий применялись как газы-охладители, инжестированные по нормали или тангенциально к поверхности в застойной зоне течения вокруг цилиндра. При этом аэродинамическое нагревание при тангенциальном вдуве оказалось вдвое меньше чем при нормальном вдуве. В работе [7] исследовалось влияние газа-охладителя при тангенциальной инжестии для сверхзвукового пленочного охлаждения для случая сверхзвукового ( $Ma = 2,4$ ) основного потока. Как оказалось, такая конфигурация способствует поддержанию нужной температуры поверхности. При этом все вышеописанные модели предусматривают существенное использование эмпирических данных.

Авторы [8–10] в поисках более качественного аналитического подхода пытались решить уравнения турбулентного пограничного слоя для случая пленочного охлаждения с тангенциальным вводом охладителя. Это решение основывалось на подходе, который был развит в работе [11]. Хорошее согласование с экспериментом было получено только для области, расположенной ниже по течению от области местного отрыва потока. В публикациях [12] и [13] было показано, что тангенциальная щелевая инжестия создает существенный прирост в теплопереносе. Был проведен ряд экспериментов для изучения температурного распределения на стенке, эффективности пленочного охлаждения и уменьшения теплового потока от стенок вследствие пленочного охлаждения. В качестве газа-охладителя для пленочного охлаждения в работе [14] использовался водород. Его инжестировали вблизи лицевой пластины инжестора. Эксперименты продемонстрировали существенные изменения температуры стенок в зависимости от устройства инжестора и от распределения охлаждающего потока. Авторы [15] пришли к мнению, что теоретически тангенциальное щелевое охлаждение является идеальным вариантом пленочного охлаждения, но на практике такой конфигурации не хватает эффективности.

В большинстве рассмотренных работ при анализе тангенциально-щелевого пленочного охлаждения использовалась двумерная модель, в частности, рассматривался случай плоской пластины. Насколько известно авторам, в литературных источниках нет описания случая применения конфигурации с тангенциальной щелью для трехмерной модели лопасти турбины.

### Геометрия лопаток турбины

Лопатка, используемая в настоящем исследовании, имеет техническое обозначение AGTB B1 и применяется в каскадной турбине высокого давления со струйной форсункой. Лопатка имеет два ряда инжесторных отверстий вблизи переднего края лопасти: один ряд на лицевой (спинке) и один ряд на тыльной стороне (корытце) лопасти. В работах [16–17] были проведены эксперименты с использованием рядов цилиндрических

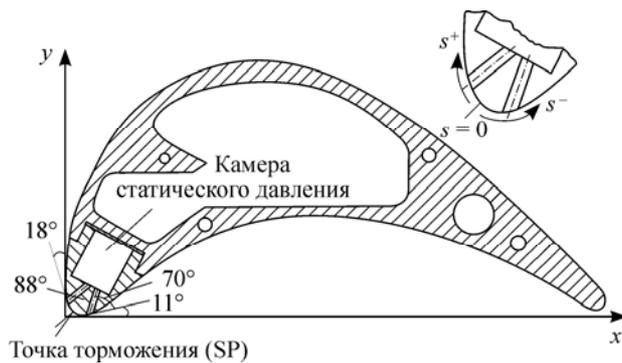


Рис. 1. Геометрия лопатки AGTB V1 [17].

отверстий и предоставлены аэродинамические данные для нескольких конфигураций, включая случаи боковой инжекции и инжекции по потоку. Эти эксперименты считаются признанным тестовым вариантом для различных работ по численному моделированию потока в случае пленочного охлаждения при наличии струйных форсунок. Геометрические параметры лопатки для такой конфигурации отображены на рис. 1. На рис. 2 представлены конфигурации лопатки, исследуемые методом численного моделирования,

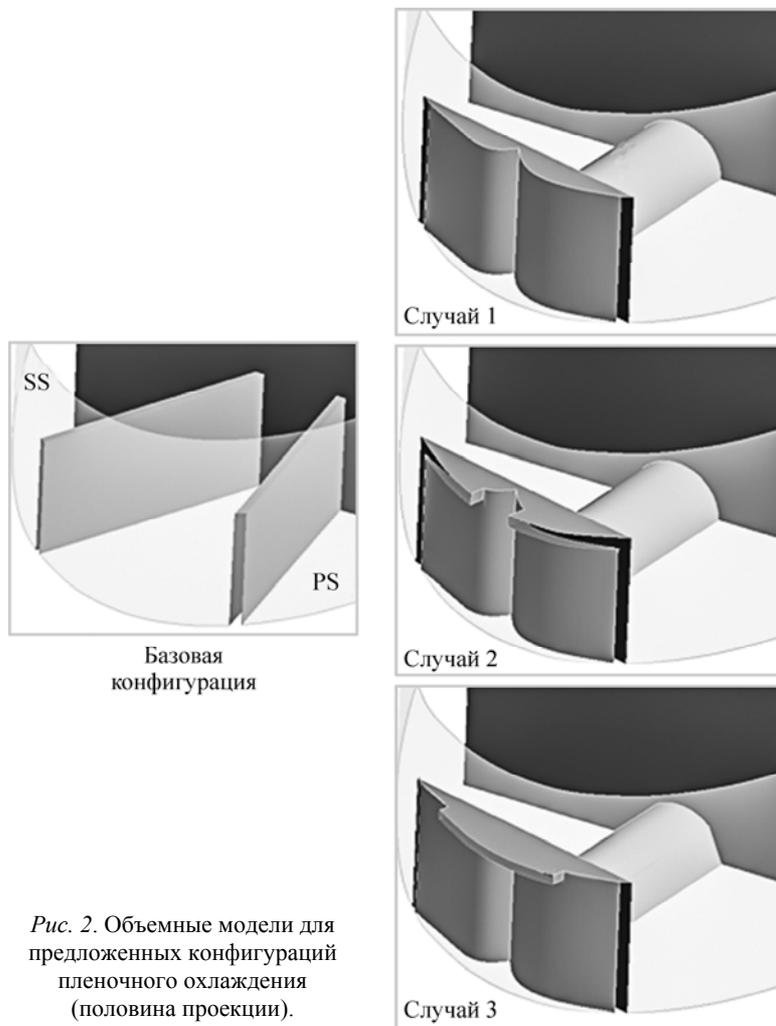


Рис. 2. Объемные модели для предложенных конфигураций пленочного охлаждения (половина проекции).

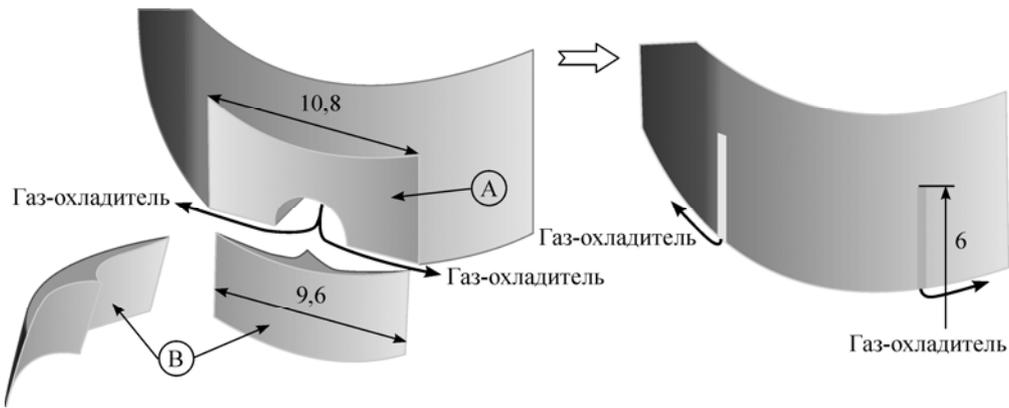


Рис. 3. Новый подход к построению тангенциальной щели (случай 1).

а именно: в качестве исходного варианта выбрана конфигурация с однородной щелью, также исследованы три новых конфигурации: с тангенциальной щелью (случай 1), с тангенциальной щелью с боковым выходом (случай 2) и с тангенциальной щелью с центральным выходом (случай 3). Конструкция для случая 1, как показано на рис. 3, состоит из детали В, которую фиксируют на лопасти, при этом оставляя полость А в качестве выхода для среды пленочного охлаждения. На переднем крае конфигурации выход газа-охладителя осуществляется только через одно отверстие, а не через два, как описано для классического случая. Чтобы провести сравнение с базовой конфигурацией, диаметр отверстия был выбран равным  $\sqrt{2} \cdot D_{\text{baseline}}$ , что совпадает с площадью инъекции газа-охладителя. Положение отверстия выбиралось таким образом, чтобы ось отверстия проходила через точку торможения основного потока. Деталь В имеет внешнюю фаску в виде продолжения двух сторон лопатки, это помогает избежать смешения горячего газа с газом-охладителем при выходе из отверстия инъекции. Внутренняя фаска на детали В имеет дефлектор в средней части для того, чтобы разделить поток газа-охладителя и направить его тангенциально на две стороны лопастей.

Область моделирования и граничные условия представлены на рис. 4. Границы с условием симметрии применялись к верхней и нижней плоскостям, ограничивающим область моделирования. Что касается двух периодических границ для турбинного каскада, то здесь применяют принцип трансляционной периодичности и автоматический метод соединения периодических сеток [17]. На стенках области применяют условие прилипания

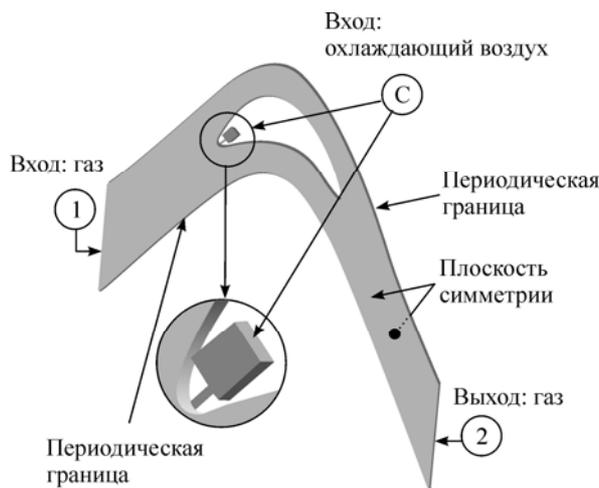


Рис. 4. Структура организации потоков и граничные условия.

Таблица 1  
Геометрия каскада и конструктивные параметры конфигураций охлаждения [17]

Геометрические параметры			
Длина хорды, мм	$L = 250$ мм	Отношение шага к диаметру	$t/L = 0,714$
Длина лопатки, мм	$H = 300$ мм	Угол сдвига	$\beta_s = 73,0^\circ$
Аэродинамические параметры			
Число Маха на входе	$Ma_1 = 0,37$	Число Маха на адиабатическом выходе	$Ma_{2is} = 0,95$
Число Re на входе	$Re_1 = 371000$	Угол входного потока	$\alpha_1 = 43^\circ$
Число Re изотропического течения на выходе	$Re_{2is} = 695000$	Угол выходного потока	$\beta_2 = 28,3$
Конфигурация охлаждения (отверстия)			
Положение $s/L$ на корытце	0,02	Угол инжекции на корытце	$110^\circ$
Положение $s/L$ на спинке	-0,03	Угол инжекции на спинке	$120^\circ$
Диаметр, мм	$D = 3,00$	Длина отверстия, мм	12,5

потока, то есть компоненты скорости потока приравниваются нулю. Для уравнения баланса энергии стенки считаются адиабатическими границами. Фиксированное статическое давление  $P_{s,2}$  на выходной границе и полное давление  $P_{t,1}$ , а также полная температура  $T_{t,1}$  на входной границе задаются так, чтобы они соответствовали экспериментальным условиям (см. табл. 1). Следуя эксперименту, в основном потоке интенсивность турбулентности должна быть на уровне 5 % и безразмерная вихревая вязкость — на уровне 100. Чтобы смоделировать более спокойные условия для потока, что характерно для входной приграничной области, выбирались умеренные величины для интенсивности турбулентности и вихревой вязкости: 1 % и 10 соответственно).

Структурированная сетка для численного моделирования была получена с помощью генератора сетки ICEM. Были созданы три сетки типа I, которые классифицировались как крупная, средняя и мелкая и включали 720000, 1200000 и 1650000 шестигранных элементов соответственно. Поскольку вычисления были построены на модели потока SST с автоматическими условиями на стенках [18], то при построении ячеек следовало убедиться, что максимум для  $y^+$  на двух соседних ячейках не превышал величины, равной 1. Предварительные численные эксперименты показали, что средняя многоблочная сетка (рис. 5) является лучшим компромиссом между точностью расчетов и вычислительной

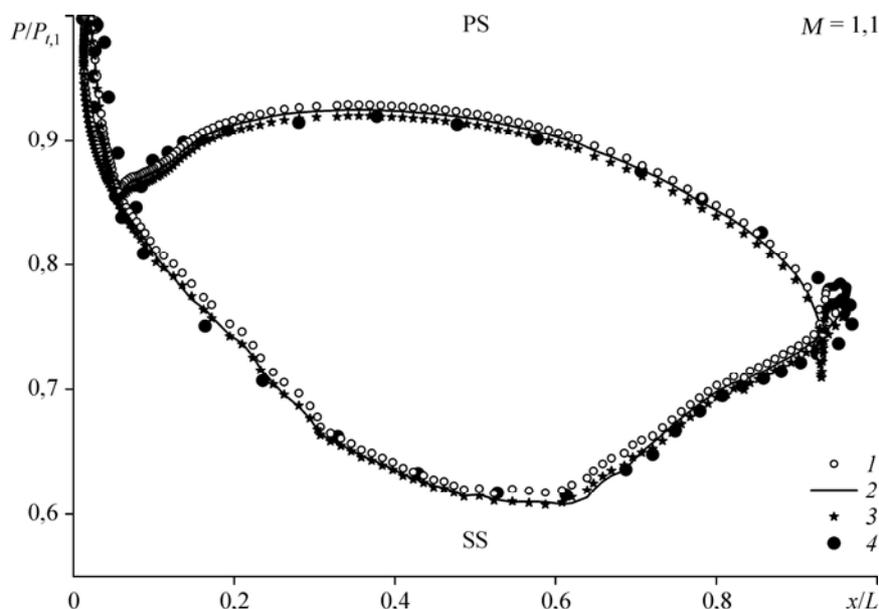


Рис. 5. Результаты тестирования расчетной сетки.

Плотность расчетной сетки: 720000 (1), 1200000 (2), 1650000 (3); результаты экспериментов [17] (4).

Таблица 2

Граничные условия из эксперимента [17]

Параметр потока	Отношение вдува $M = (\rho c)_c / (\rho c)_1$		
	0,7	1,1	1,5
Коэффициент вдува, $M$	0,7	1,1	1,5
Полное давление $P_{t,1}$ , Па	19620	19650	19620
Полная температура $T_{t,1}$ , К	303,15	303,15	303,15
Угол потока $\alpha_1$	43°	43°	43°
Статическое давление $P_{s,2}$ , Па	14710	14640	14560
Входные условия для газа-охлаждителя			
Полное давление $P_{t,c}$ , Па	20060	21710	24130
$T_{t,c} / T_{t,1}$	1	1	1

Таблица 3

Выходная площадь газа-охлаждителя

Конфигурация отверстий	Площадь отверстия инъекции, мм <sup>2</sup>	
	PS	SS
Однородная	3,27	2,49
Случай 1	3,78	3,48
Случай 2	6,62	6,38
Случай 3	5,89	5,67

мощностью. Описание экспериментального исследования для случая с цилиндрическим отверстием [17] используется в настоящей работе для проверки методов моделирования. После того, как численные результаты для цилиндрической геометрии были сверены с доступными экспериментальными данными, конфигурация с однородной щелью стала использоваться как базовая (исходная)

для сравнения с конфигурациями с другими формами отверстий.

Для случая цилиндрического отверстия граничные условия, соответствующие базовым экспериментам, представлены в табл. 2. Они соответствуют трем различным отношениям вдува. Следует отметить, что в указанных экспериментах отношение температур поддерживалось на уровне 1, а в теплофизических работах [19, 20] было выбрано отношение температур, равное 0,5, что соответствует отношению температуры воздуха на последней ступени компрессора и входной температуры турбины при описанных условиях. С учетом различий в сечении инъекции газа для трех новых конфигураций (табл. 3) полное давление охлаждающего воздуха было выбрано так, чтобы отношение вдува  $M = 0,7$ .

### Численная модель

В представленных примерах численного моделирования анализ для постоянного потока и трехмерный RANS-анализ осуществлялись с помощью программы ANSYS-CFX. В рамках CFX был применен метод конечного объема в комбинации с методом конечных элементов. Такой подход позволяет достигнуть большей геометрической гибкости, что характерно для метода конечных элементов, и соблюдения закон сохранения массы, что присуще для метода конечных объемов. Уравнения Навье–Стокса были дискретизированы в безиндексной форме: для решения системы уравнений применялась алгебраическая многосеточная программа решений. В отличие от способа с использованием алгоритмического решения задач, программа CFX решает все уравнения сохранения в одной линейной системе, при этом все они полностью связаны. В настоящей работе уравнения турбулентности описаны через широко известную модель переноса касательного напряжения (SST)  $k-\omega$ , представленную в работе [21]. Эта модель сочетает компромиссные свойства разных подходов, сочетая возможности  $k-\omega$  модели, разработанной Вилкоксом, вблизи стенок и преимущества рейнولدсовской  $k-\epsilon$  модели во внешних областях.

### Результаты и их обсуждение

Вычисления проводились при тех же граничных условиях, что и в экспериментальной работе [16]. На рис. 6 приведено сравнение распределений статического давления для трех выбранных вариантов коэффициента вдува с результатами измерений [16]. Помимо небольших различий в передней части спинки лопатки сравнение показывает хорошее совпадение результатов на корыте и на большей части спинки лопатки. На рис. 7 представлены векторы скорости в плоскостях, перпендикулярных поверхности лопатки для координаты  $s/L = 0,05$  в потоке с числом Маха  $Ma = 1,1$ , для двух сторон лопатки, в сравнении с экспериментальными результатами [17]. Можно видеть, что общая тенденция для вектора скоростей очень напоминает картину экспериментальных результатов для корыта лопатки, но для спинки ситуация отличается. Видимо, это различие происходит из-за пренебрежения анизотропией в рамках модели турбулентности, что более значимо для спинки лопатки, как указано в работе [16]. Рисунок 8 отображает распределение вектора скорости в тех же плоскостях и для того отношения вдува газа-охладителя, что и на рис. 7. Поведение течения очень похоже на представленное в экспериментальных результатах, но с некоторой недооценкой вторичного потока.

На следующем этапе работы были исследованы эффекты новых предложенных конфигураций для трех случаев. На рис. 9 изображен смоделированный контур температур на поверхности лопатки для срединной плоскости. Как видно из контуров температуры, представленных для всех рассматриваемых случаев, горячий газ турбины находится в прямом контакте с поверхностью лопатки возле точки торможения, расположенной между двумя зонами инъекции для всех шести конфигураций, поэтому следует ожидать высокой тепловой нагрузки на материал лопатки. В исходном случае критическая поверхность находится довольно далеко от вторичного потока, что обеспечивает низкий теплообмен с этой поверхностью посредством механизма тепловой проводимости. В рассматриваемых случаях имеем иную ситуацию. При наличии потока газа-охладителя сразу за критической поверхностью теплопроводность делает возможным снижение сильного теплового напряжения. Для всех трех вариантов

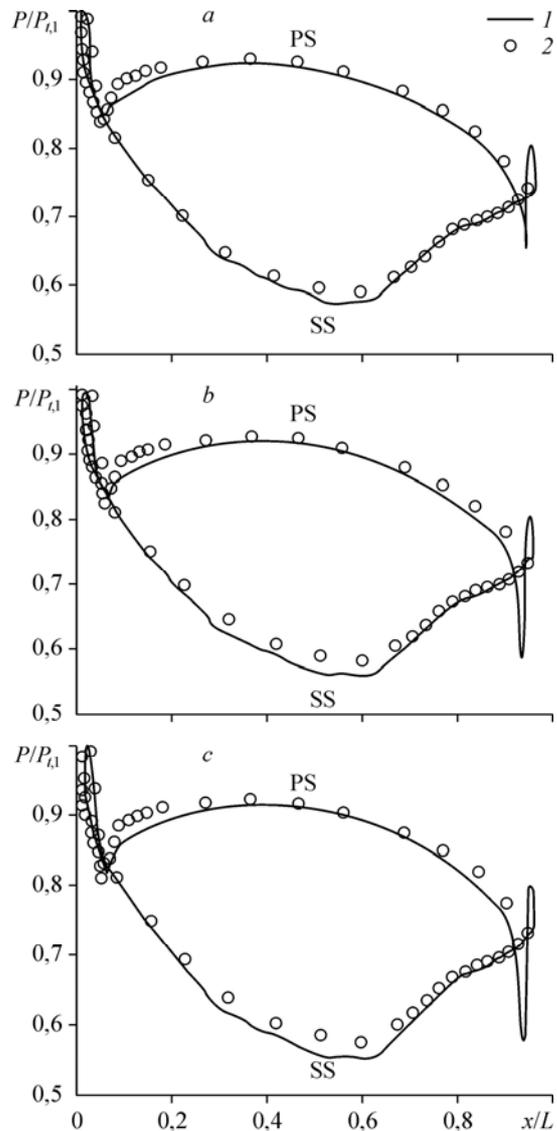


Рис. 6. Распределения статического давления (срединная плоскость).  
Результаты настоящей работы (1)  
и экспериментов [17] (2);  
 $M = 0,7$  (a),  $1,1$  (b),  $1,5$  (c).

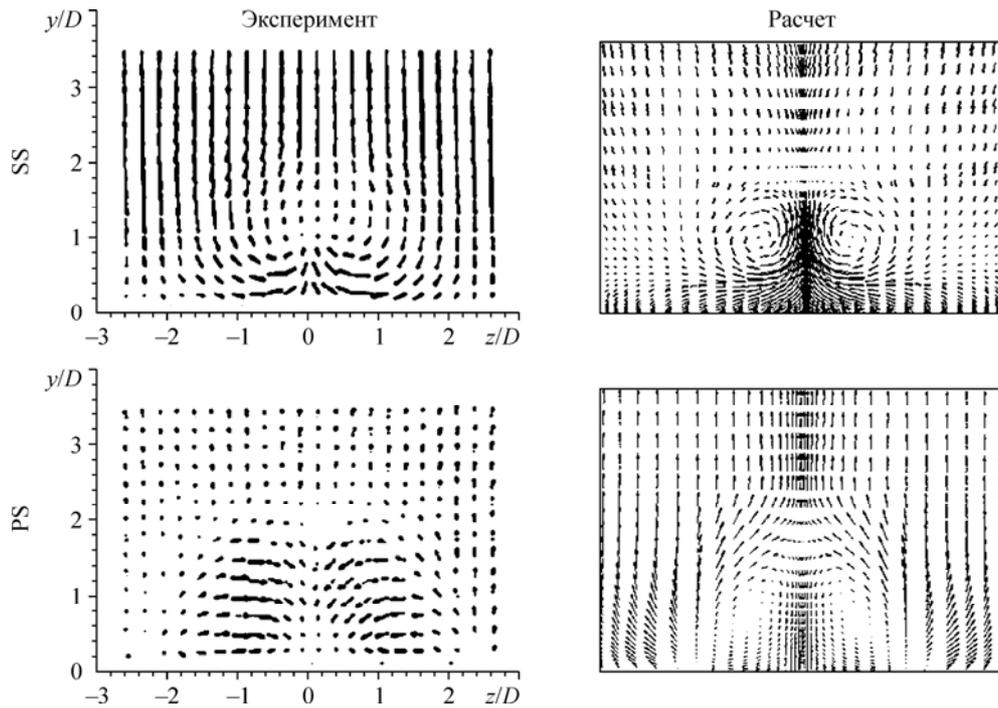


Рис. 7. Векторы скорости в плоскостях, нормальных к плоскости лопатки, для  $s/L = 0,05$  при  $Ma = 1,1$ .

устройства вторичный поток почти тангенциален к поверхности лопатки. При этом явного возмущения из-за взаимодействия основного и вторичного потоков на переднем крае лопатки не наблюдается, и пленочное охлаждение имеет лучшее расположение, чем для

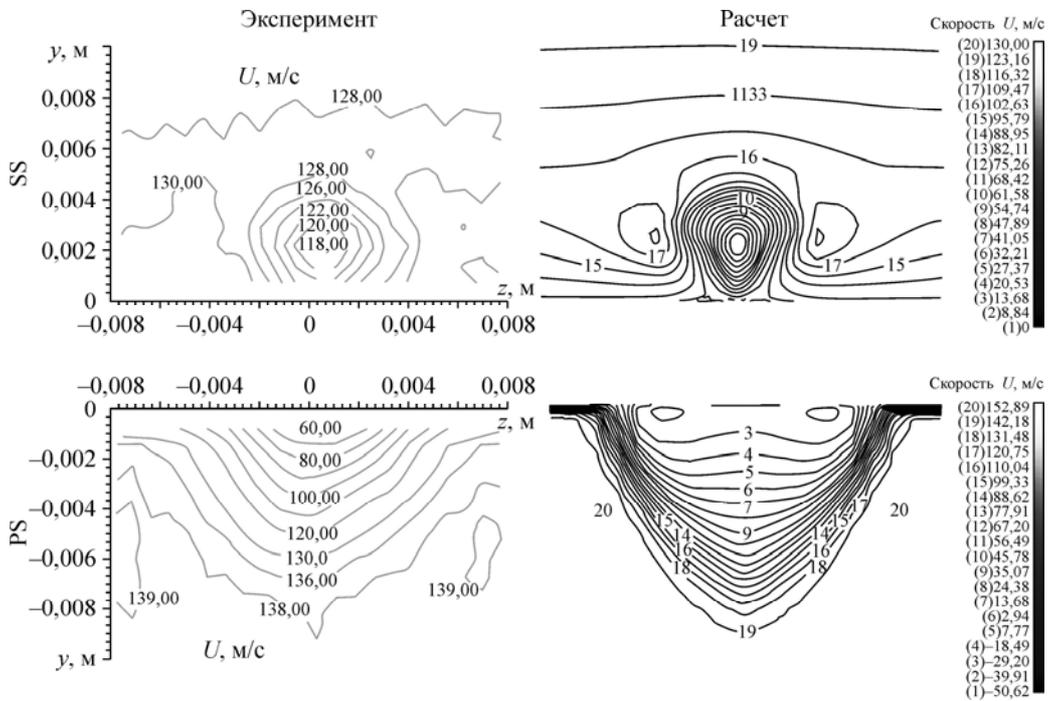


Рис. 8. Контуры скорости в плоскости, перпендикулярной поверхности лопатки, для  $s/L = 0,05$  при  $Ma = 1,1$ .

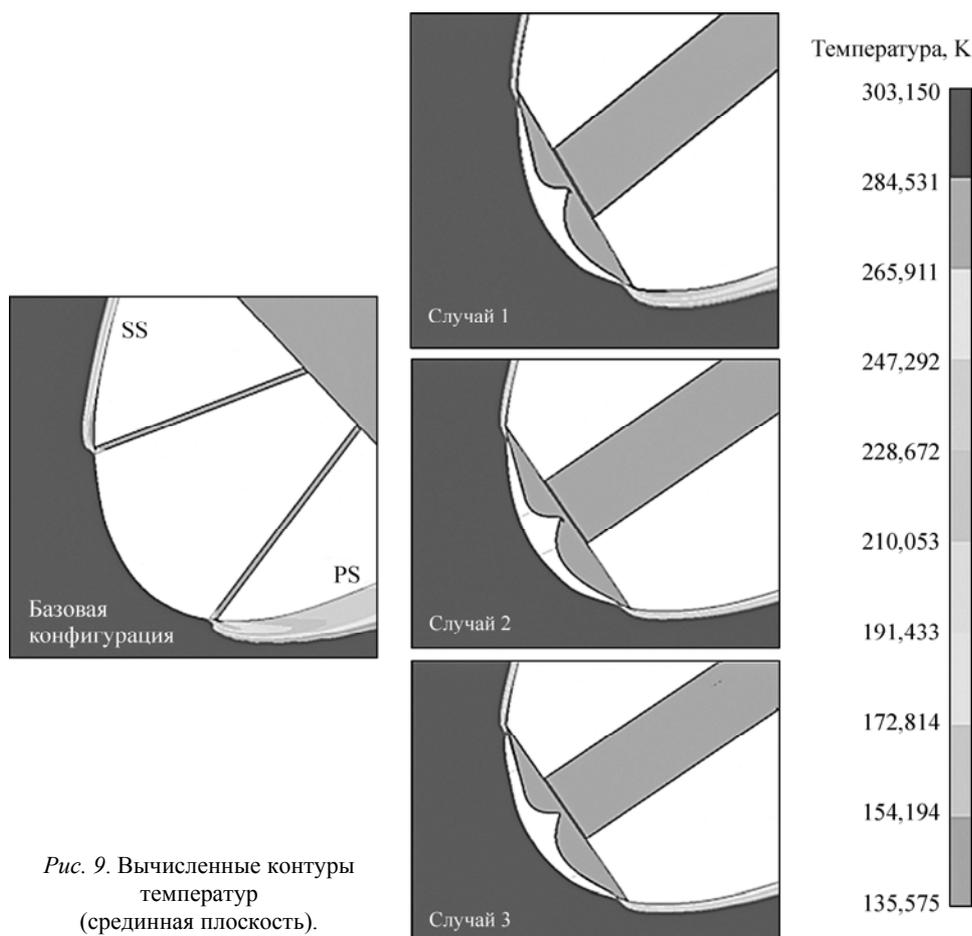


Рис. 9. Вычисленные контуры температур (срединная плоскость).

исходного варианта. Поток охлаждающего газа хорошо ориентирован относительно лопатки, обеспечивая хорошую защиту. Что касается корытца лопатки, то здесь для обсуждаемых трех случаев ситуация похожая. При рассмотрении спинки лопатки обнаруживается, что конфигурация по первому варианту является самой неблагоприятной среди трех новых конфигураций.

Тщательный анализ линий тока вторичного течения (рис. 10) показывает, что инжектируемый газ, выходящий через три тангенциальные щели, имеет температуру заметно ниже, чем для исходного случая. В случае 2 имеет место максимальное покрытие пленочного охлаждения, и горизонтальные отверстия вносят свой вклад в этот процесс. Для случая 3 (на срединном уровне) видно, что незначительная часть горячего газа проникает внутрь канала инжекции охладителя и покидает его через щели.

На рис. 11 по сравнению с исходным случаем наблюдается явное улучшение эффективности пленочного охлаждения по интенсивности и распределению. Зона покрытия охлаждающей пленкой очевидно больше, особенно в случае 2, на спинке лопатки. Ширина зоны охлаждения на спинке равна высоте щели или больше ее в случае 2. Для корытца лопатки самый лучший результат получен в случае 3. Хотя во всех трех случаях ширина этой зоны почти одинакова, для случая 2 наблюдается количественное преимущество. Несмотря на то, что ширина покрытия зоной охлаждения для спинки лопатки существенно меньше, амплитуда эффективности пленочного охлаждения явно выше. Для понимания этих различий требуются более полные результаты.

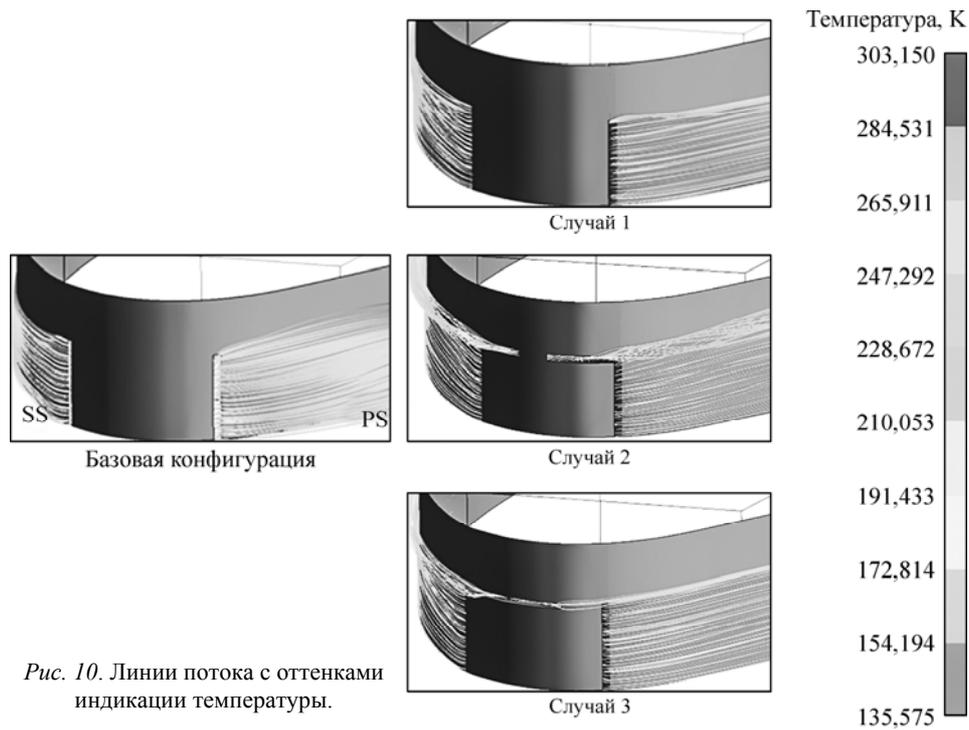


Рис. 10. Линии потока с оттенками индикации температуры.

Влияние инъекции, имеющей место на переднем крае лопатки, оценивалось с использованием параметра  $\overline{\Delta\eta_E}$ , который отражает процентное усиление эффективности (с усреднением по площади) по сравнению с исходным случаем. На корытце лопатки (рис. 12) все рассмотренные конфигурации дают различные величины прироста эффективности охлаждения. При этом конфигурация случая 1 дает процент увеличения эффективности на уровне 23 %, в то время, как в случае 2 — только 6 %. Очевидно, конфигурация случая 1 дает самое высокое усиление эффективности охлаждения. Для всех трех конфигураций лопаток для спинки наблюдается повышение эффективности

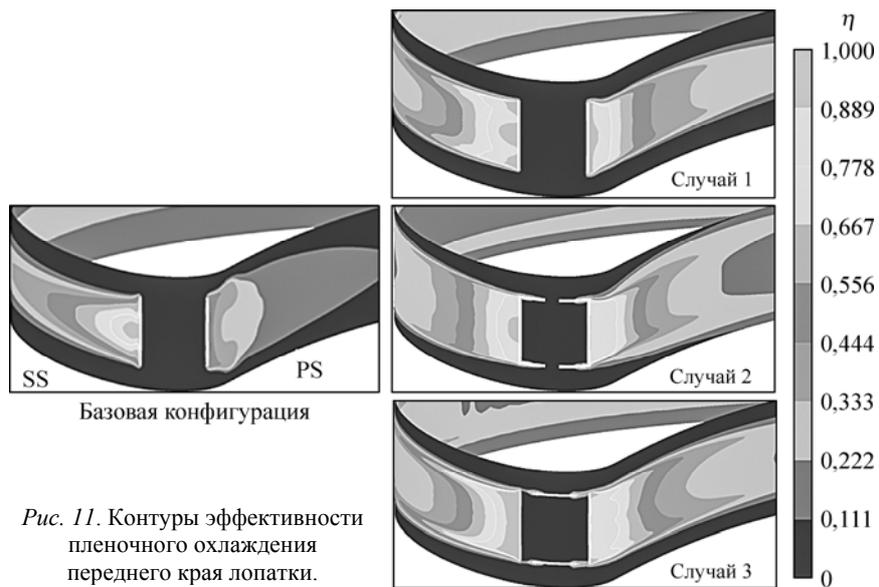


Рис. 11. Контурь эффективности пленочного охлаждения переднего края лопатки.

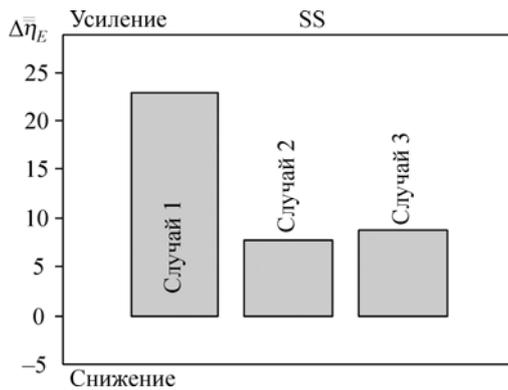


Рис. 12. Эффективность (процент усиления) пленочного охлаждения на корыте лопатки.

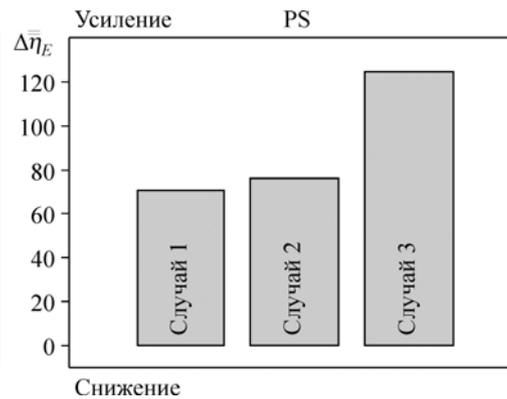


Рис. 13. Эффективность (процент усиления) пленочного охлаждения на спинке лопатки.

охлаждения (рис. 13). В случае 3 наблюдается увеличение эффективности более чем на 100 %, это является наибольшим усилением эффективности охлаждения. Для случаев 1 и 2 прирост эффективности (с усреднением по площади) находится на уровне 70 %. Таким образом, тангенциальная конфигурация щелей вдува показывает преимущества на спинке лопатки.

В то же время необходимо принимать во внимание и такой важный параметр как покрытие площади пленочным охлаждением. Процесс пленочного охлаждения лопатки должен соответствовать двум требованиям: во-первых, инжектированная газовая пленка должна покрывать защищаемую поверхность, во-вторых, пленка должна сохраняться при температуре, благоприятной для материала лопатки. При этом обычные параметры, такие как  $\eta$ ,  $\bar{\eta}$ ,  $\bar{\bar{\eta}}$ ..., относятся только ко второму требованию. Наиболее важное первое условие не описывается этим набором параметров и даже редко упоминается в научных работах. Наличие и качество покрытия поверхности охлаждающей пленкой не менее важно, чем анализ привычного параметра — эффективности охлаждения. Понятно, что высокая эффективность охлаждения очень желательна, но при этом необходимо правильное распределение этой эффективности по большей части поверхности. Всегда предпочтительно выбирать конфигурацию, дающую большую область пленочного охлаждения, пусть даже за счет наличия небольшой области с пониженной эффективностью охлаждения, нежели наоборот. Дело в том, что пленочное охлаждение позволяет избегать нагрева материала лопатки до некоторой критической температуры, поэтому достаточно обеспечить некий минимальный и приемлемый уровень эффективности охлаждения. Насколько известно авторам, в открытой литературе не упоминается параметр, который количественно описал бы это явление. Можно определить долю пленочного охлаждения поверхности ( $R_c$ ) как процент поверхности, покрытой ( $S_c$ ) охлаждающей газовой пленкой (при наличии уровня минимального пленочного охлаждения  $\eta_{\min}$ ), к общей площади рассматриваемой поверхности ( $St$ ). Здесь  $\eta_{\min}$  представляет минимально допустимую адиабатическую эффективность. На рис. 14 показан пример, иллюстрирующий этот параметр. Параметр  $\eta_{\min}$  может существенно отличаться в зависимости от принятой стратегии охлаждения, что включает рассмотрение одновременно взаимодействующих факторов, таких как проводимость, внутреннее охлаждение, конвекция, проч. Для одного и того же случая, когда требуется задать минимальную эффективность пленочного охлаждения, может применяться интервал от 0,1 до 0,5.

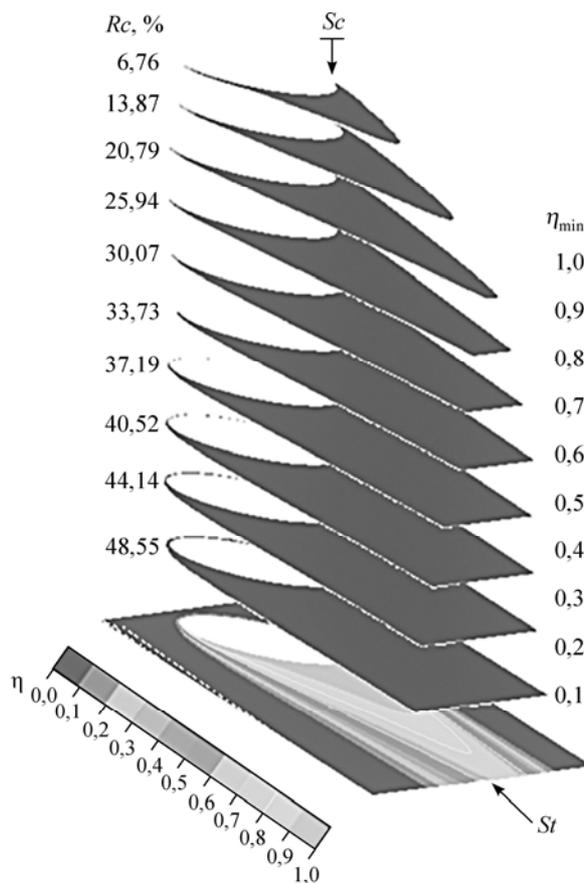


Рис. 14. Демонстрация доли покрытия плоской пластины при пленочном охлаждении.  
Угол вдува =  $55^\circ$ , угол раскрытия =  $30^\circ$ .

Все три конфигурации обеспечивают лучшее пленочное охлаждение на корытце лопатки, как показано на рис. 15, по сравнению с исходным вариантом. Минимальное улучшение охлаждения будет на уровне 34 %, с небольшим преимуществом в случае 1. Доля пленочного покрытия для трех случаев почти одинаковая; различие в коэффициенте покрытия пленкой не превышает 9,8 %. Согласно рис. 12, конфигурация для случая 3 лучше в смысле эффективности охлаждения, чем для случая 2. На рис. 15 показатели для случая 2 лучше, чем для 3. Но здесь следует обратить внимание на доли покрытия  $Rc$ . Нужно признать, что для случая 3 эффективность пленочного охлаждения с усреднением по площади оказалась самой высокой, но также важно знать величину площади покрытия поверхности эффективного охлаждения. Высокий параметр  $\bar{\eta}$  в сочетании с низкой долей покрытия явно не является синонимом требуемой тепловой защиты поверхности. Если рассматривать спинку лопатки, то для параметра  $\eta_{\min}$  в интервале от 0,1 до 0,3, разница между всеми четырьмя конфигурациями будет незначительной. Но если брать для сравнения величину  $\eta_{\min}$ , равную 0,3 и выше, то доля покрытия для исходного случая резко сокращается, изменяясь на 460 %, при  $\eta_{\min}$ , равном 0,5. Именно в интервале [0,3–0,5] все три новых варианта имеют одинаковую тенденцию, преимущества рассматриваемых конфигураций особенно заметны.

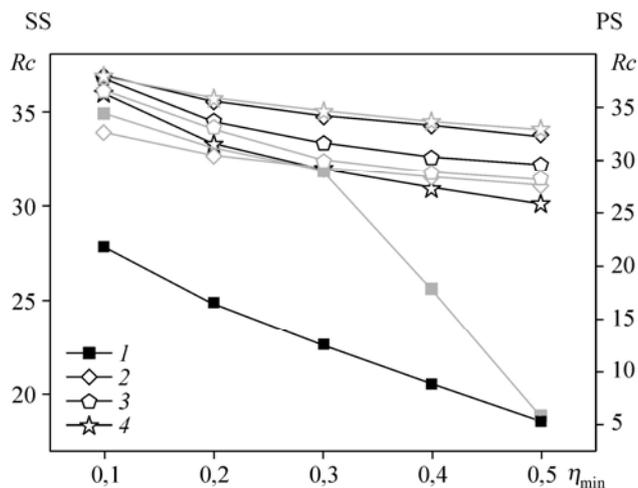


Рис. 15. Доля пленочного покрытия.

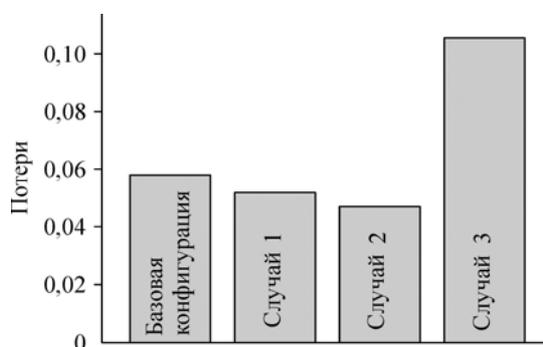


Рис. 16. Коэффициент потерь полного давления.

Базовая конфигурация (1), случаи 1 (2), 2 (3) и 3 (4); темные символы — SS, серые — PS.

На рис. 16 изображен полный коэффициент потерь давления  $Y_0$ , вычисленный по методу, изложенному в работе [22]. Для случаев 1 и 2 видно меньший коэффициент потерь давления по сравнению с исходным вариантом, для случая 1 снижение составило порядка 9,84 %, для случая 2 — 18,5 %. Основной причиной отличных показателей двух новых конфигураций является очень тонкое присоединенное течение пленочного типа, которое инжектируют из тангенциальной щели. Оно демонстрирует слабое взаимодействие с основным потоком по сравнению с исходным вариантом течения. В случае 2 имеются два горизонтальных отверстия, которые положительно воздействуют на уменьшение коэффициента потерь давления. С другой стороны, горизонтальное срединное отверстие в случае 3 имеет совершенно неожиданный эффект. Здесь коэффициент потерь составляет около 83 % по сравнению с исходным случаем, что существенно выше, чем для других конфигураций. Пояснение, приводимое в тексте к случаю 3 на рис. 10, может объяснить такое необычное поведение.

### Выводы

Разработана новая модель для описания конфигурации охлаждения через тангенциальную щель на переднем каре асимметричной лопатки турбины. Опробованы три различные конфигурации: обычная тангенциальная щель (случай 1), тангенциальная щель с боковым отверстием (случай 2) и тангенциальная щель с центральным

отверстием (случай 3), при этом геометрия щели с однородной шириной рассматривалась как исходный вариант пленочного охлаждения. На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- главный результат заключается в доказательстве того, что оценка эффективности охлаждения на основе доли покрытия ( $Rc$ ) является более точной, чем подход, основывающийся на данных о температуре поверхности лопатки (параметры  $\eta$ ,  $\bar{\eta}$  и  $\bar{\bar{\eta}}$ );
- на корытце лопатки новые конфигурации показывают лучшее покрытие пленочным охлаждением, чем для исходного случая; минимальное улучшение для новых конфигураций составляет порядка 34 % (с небольшим превосходством для случая 1);
- на спинке лопасти применение тангенциальной щели представляет особый интерес для параметра  $\eta_{\min}$  в интервале [0,3–0,5];
- хотя стенки рассматриваются как адиабатическая граница и сопряженный теплоперенос требует подтверждения, важно отметить, что для всех вариантов тангенциальной щели температура инжектированного газа ниже по течению существенно ниже, чем для исходного случая;
- случай 2 является менее выгодным, чем случай 1, но характеризуется меньшим коэффициентом потерь давления, чем похожий исходный вариант.

### Список обозначений

$D$  — диаметр отверстия,

$H$  — высота лопатки,

$L$  — длина хорды по оси,

$M$  — отношение вдува,

$Ma$  — число Маха,

$Re$  — число Рейнольдса,

$T_{t,1}$  — полная температура на входе,

$T_{t,c}$  — полная температура при охлаждении на входе,

$W$  — ширина лопасти,

$P_{t,2}$  — полное выходное давление,

$P_{s,2}$  — статическое выходное давление,

$P_{t,1}$  — полное давление при охлаждении на входе,

$P_{0,ref} = \frac{P_{t,1} \cdot \dot{m}_{in} + P_{t,c} \cdot \dot{m}_{cool}}{\dot{m}_{in} + \dot{m}_{cool}}$  — относительное

полное давление,

$\dot{m}_{in}$  — массовый расход основного потока,

$\dot{m}_{cool}$  — массовый расход газа-охлаждителя,

$Rc = (Sc/St) \cdot 100$  — доля пленочного охлаждения поверхности,

$Y_0 = \frac{P_{0,ref} - P_{t,2}}{P_{0,ref} - P_{s,2}}$  — полное падение давления,

$St$  — общая площадь поверхности,

$Sc$  — поверхность с пленочным охлаждением при  $\eta \geq \eta_{\min}$ ,

$x, y, z$  — декартовы координаты,

$s$  — координата вдоль поверхности лопатки,

$t$  — угол установки,

$\alpha, \beta$  — углы потока,

$\beta_S$  — угол сдвига,

$\eta = (T_{\infty} - T_{aw}) / (T_{\infty} - T_c)$  — адиабатическая эффективность пленочного охлаждения,

$\bar{\eta} = \frac{1}{W} \int_0^W \eta(z) dz$  — адиабатическая эффективность пленочного охлаждения с продольным усреднением,

$\bar{\bar{\eta}} = \frac{1}{A} \iint \eta dA$  — эффективность пленочного охлаждения (по площади),

$A$  — площадь лопасти,

$\Delta\eta_E = [(\bar{\eta} - \eta_{baseline}) / \eta_{baseline}] \cdot 100$  — процентное усиление в эффективности с усреднением по площади.

### Индексы

aw — адиабатическая стенка (adiabatic wall),

c — охлаждение воздухом (cooling air condition),

PS — спинка лопатки (pressure side),

SP — точка торможения (stagnation point),

SS — корытце лопатки (suction side).

### Список литературы

1. **Wieghardt K.** Hot air discharge for deicing // AAF Translation F-Ts 919-Re, August 1946, Wright Field. Original in Deutsche Luftfahrtforschung: Über das Ausblasen von Warmluft für Enteisern, Forschungsbericht Nr. 1900, Zentrale für Wissenschaftliches Berichtswesen.
2. **Papell S., Trout A.M.** Experimental investigation of air-film cooling applied to an adiabatic wall by means of an axially discharging slot // NASA Tech. Note TN D-9. 1959.

3. **Hatch J.E., Papell S.S.** Use of theoretical flow model to correlate data for film cooling or heating on adiabatic wall by tangential injection of gases of different fluid properties // NASA Tech. Note. TN-130 1959. P. 1–44.
4. **Hartnett J.P., Birkebak R.C., Eckert E.R.G.** Velocity distributions, temperature distributions, effectiveness, and heat transfer for air injected through a tangential slot into a turbulent boundary layer // Transactions of the ASME J. of Heat Transfer, August 1961.
5. **Seban R.A.** Heat transfer and effectiveness for a turbulent boundary layer with tangential fluid injection // Trans. ASME, Ser. C. J. Heat Transfer. 1960. Vol. 82, No. 4. P. 303–312.
6. **Redeker E., Miller D.S.** Proceedings of the 1966 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute / M.A. Saad, J.A. Miller, eds. Stanford, California: Stanford Univ. Press, 1966. 387 p.
7. **Juhany K.A., Hunt M.L., Sivo J.M.** Influence of injectant Mach number and temperature on supersonic film cooling // J. of Thermophysics and Heat Transfer. 1994. Vol. 8, No. 1. P. 59–67.
8. **Kacker S.C., Pai B.R., Whitelaw J.H.** Progress in heat and mass transfer / T.F. Irvine, Jr., W. Ibele, J.P. Hartnett, and R. J. Goldstein, eds. N.Y.: Macmillan (Pergamon), 1969. Vol. 2. P. 163–186.
9. **Kacker S.C., Whitelaw J.H.** The dependence of the impervious-wall effectiveness of a two-dimensional wall jet on the thickness of the upper-lip boundary-layer // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1967. Vol. 10. P. 623–624.
10. **Kacker S.C., Nicoll W.B., Whitelaw J.H.** Dept. of Mech. Engr. Imperial College, London. 1967. Rep. TWF/TN/30.
11. **Patankar S.V., Spalding D.B., Whitelaw J.H.** Heat and mass transfer in boundary layers. London: Morgan-Grampian Press, 1967. 138 p.
12. **Metzger D.E., Baltzer R.T., Takeuchi D.I., Kuenstler P.A.** Heat transfer to film cooled combustion liners // ASME Paper No. 72-WA/HT-32. 1972.
13. **Wittig S., Bittlinger G., Shulz A.** Film cooling effectiveness and heat transfer coefficients for slot injection at high blowing ratios // ASME Paper No. 94-GT-182. 1994.
14. **Arnold R., Suslov S., Haidn O.J.** Experimental investigation of film cooling with tangential slot injection in a LOX/CH<sub>4</sub> subscale rocket combustion chamber // 26th Int. Symp. on Space Technology and Sci. (ISTS). 2008. Vol. 7, No. 26. P. 81–86.
15. **Bunker R.S.** A review of shaped hole turbine cooling technology // ASME J. Heat Transfer. 2005. Vol. 127. P. 441–453.
16. **Ardey S., Fottner L.** Flow field measurements on a large scale turbine cascade with leading edge film cooling by two rows of holes // ASME Paper N. 1997-GT-524. P. 1–9.
17. **Ardey S., Fottner L.** A systematic experimental study on the aerodynamics of leading edge film cooling on a large scale high pressure turbine cascade // ASME Paper No. 1998-GT-434.
18. **ANSYS CFX 10.0** Documentations. 2005. P. 164–166.
19. **Bohn D., Kusterer K.** Aerothermal investigation of mixing flow phenomena in case of radially inclined ejection holes at the leading edge // ASME J. of Turbo Machinery. 2000. Vol. 122. P. 334–339.
20. **Lakehal D., Theodoridis G., Rodi W.** Three dimensional flow and heat transfer calculations of film cooling at the leading edge of asymmetrical turbine blade model // Int. J. Heat Fluid Flow. 2001. Vol. 22. P. 113–122.
21. **Menter F.R.** Zonal two-equation  $k-\omega$  turbulence model for aerodynamic flows // AIAA Paper 93-2906. 1993. P. 1–21.
22. **Friedrichs S., Hodson H.P., Dawes W.N.** Distribution of film-cooling effectiveness on a turbine endwall measured using the ammonia and diazo technique // ASME J. of Turbomachinery. 1995. Vol. 118. P. 613–621.

*Статья поступила в редакцию 5 мая 2015 г.,  
после доработки — 2 сентября 2015 г.*