

Н.А. ПАНЧЕНКО

*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт», Киев, Украина*

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ПОДАЧЕ ОХЛАДИТЕЛЯ ЧЕРЕЗ ПАРНЫЕ ОТВЕРСТИЯ

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения плоской поверхности при подаче охладителя через систему парных (антивихревых) отверстий на поверхность пластины. Приводится сравнительный анализ результатов численного моделирования и экспериментального исследования. Показано, что лучшее согласование расчетных и экспериментальных данных имеет место при использовании k - ϵ модели турбулентности. Выполнен анализ физической структуры потока и дано объяснение увеличения эффективности пленочного охлаждения. Для CFD моделирования был использован коммерческий пакет ANSYS CFX 14.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, система парных отверстий, адиабатная эффективность пленочного охлаждения, численное моделирование, k - ϵ модель турбулентности.

Введение

Повышение температуры газа перед турбиной является главным направлением термодинамического совершенствования ГТД и ГТУ различного назначения. В современных мощных энергетических турбинах входная температура газа составляет 1500-1550 °С, а в серийных авиационных – достигла 1600-1650 °С. Поскольку температура газа ограничивается допустимой температурой долговечности материала лопаток, которая для лучших сплавов составляет сегодня только 1000...1100 °С, то в современных лопатках наряду с теплозащитными покрытиями, широко применяются внутреннее (конвективное) и внешнее (пленочное) охлаждение. Для этого используются открытые схемы охлаждения с использованием воздуха, отбираемого от ступеней компрессора. В целом, в последние 50 лет прогресс в росте температуры газа на 80% обеспечивался за счет создания новых систем охлаждения и только на 20% - за счет разработки новых материалов.

Пленочное (завесное) охлаждение является основным методом внешнего охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин, оно сохраняет свою перспективу до температуры газа перед турбиной порядка 1800 °С. Однако традиционные схемы пленочного охлаждения в виде системы одно-, двух- и многорядных дискретных наклонных отверстий характеризуются рядом недостатков. Основными из них являются: очень высокий расход охладителя и сравнительно низкая эффективность охлаждения при высоких значениях параметров вдува,

что обусловлено отрывом потока от поверхности охлаждения и возникновением вторичной вихревой структуры («почечного» вихря), разрушающего пленку охладителя (газовую завесу) и способствующего «подсосу» горячих газов из основного потока к охлаждаемой поверхности.

Перспективные конфигурации пленочного охлаждения, рассматриваемые в ведущих научных центрах США, Японии, Германии, России и Украины, характеризуются сложной технологией и очень высокой стоимостью изготовления. Поэтому большой практический интерес представляет поиск новых технических решений, позволяющих обеспечить требуемую эффективность охлаждения, в сочетании с приемлемым расходом охладителя и более простой технологией изготовления.

К таким решениям относится двухрядная система парных отверстий [1,2] со сложными углами подачи охладителя («double jet»), в которой происходит сложное взаимодействие охлаждающих струй первого и второго ряда отверстий (рис. 1), способствующее разрушению «почечных» вихрей и возникновению антивихревой структуры. Как следствие, следует ожидать и более равномерного покрытия поверхности пленкой охладителя.

В работе [3] представлены первые результаты экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий (рис. 1). Диаметр цилиндрических отверстий d составлял 3,2 мм, угол наклона отверстий к плоскости пластины α равнялся 30°, который наиболее

распространен в практике газотурбостроения. Поперечные углы наклона проекций осей отверстий на плоскость пластины составляли $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$, поперечный шаг отверстий каждого ряда - $t = 12,8$ мм ($t/d = 4,0$), продольный шаг между первым и вторым рядом - $t_1 = 10$ мм ($t_1/d = 3,125$), сдвиг отверстий первого и второго ряда в поперечном направлении составлял $\Delta = 3,2$ мм ($\Delta/d = 1,0$). При анализе и обобщении опытных данных расстояние « x » отсчитывалось от «среза» отверстия второго ряда.

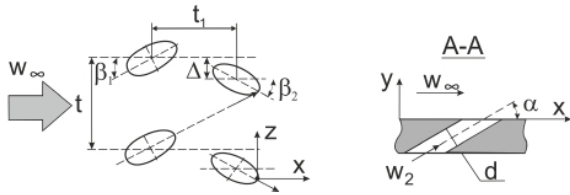


Рис. 1. Схема исследованной системы парных отверстий

Параметр вдува определяется по соотношению:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty}, \quad (1)$$

где ρ_2, w_2 – плотность и скорость вдуваемого потока; ρ_∞, w_∞ – плотность и скорость основного потока.

Эффективность пленочного охлаждения определяется по соотношению:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_2 - T_\infty}, \quad (2)$$

где T_∞ – температура основного потока; T_{aw} – температура адиабатной поверхности; T_2 – температура вдуваемого потока.

Экспериментальные данные показали, что система парных отверстий при малых ($m=0,5$) и умеренных ($m=1,0$) параметрах вдува показывает более высокую эффективность пленочного охлаждения, чем традиционная система наклонных отверстий. При более высоких параметрах вдува ($m=1,5$) эффективность охлаждения соответствует традиционной схеме наклонных отверстий.

Исследованная схема подачи охладителя имеет лучшие характеристики по неравномерности по сравнению с традиционной схемой, при $x/d \geq 15$ поперечное распределение эффективности пленочного охлаждения практически равномерно. Каких-либо физических объяснений такого поведения эффективности пленочного охлаждения в работе [3] не представлено.

Поэтому целью настоящей работы является теоретическое исследование эффективности

пленочного охлаждения и физической структуры потока за системой парных отверстий с использованием коммерческого пакета ANSYS CFX 14.

1. Компьютерное моделирование

В последние годы CFD-моделирование получило широкое распространение при решении различных задач термогазодинамики. Сегодня достижения вычислительной техники и вычислительной математики позволяют решать достаточно сложные задачи, однако далеко не всегда их использование дает надежные результаты.

В настоящей работе протестировано 4 RANS и 2 RSM модели турбулентности, которые широко используются для расчета вихревых и закрученных потоков [4]. Модели $k-\epsilon$ группы представлены стандартной $k-\epsilon$ моделью и RNG $k-\epsilon$ моделью, модели $k-\omega$ группы – стандартной $k-\omega$ моделью и SST моделью Ментера, а также две анизотропные модели напряжений Рейнольдса (RSM) – SSG и LRR. Для сравнения использовались собственные экспериментальные данные [3].

Компьютерная модель. Исследуемая геометрическая 3D-модель пленочного охлаждения плоской поверхности со вдувом охладителя через систему парных наклонных цилиндрических отверстий была построена в ANSYS Design Manager. Она представляет собой канал, в который охладитель подается из большого объема (плenumа) через парные отверстия (рис. 2). Схема расположения отверстий и их геометрические размеры были такими же, как и при экспериментальном исследовании (рис. 1). Длина основного и предвключенного участков модели составляла соответственно $x/d = 25$ и $x/d = 50$, где d – диаметр охлаждающих каналов.

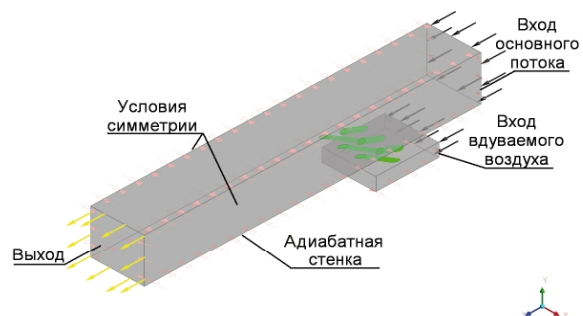


Рис. 2. Геометрическая 3D-модель пленочного охлаждения плоской поверхности при вдуве охладителя через систему парных отверстий

Расчетная сетка. При численном моделировании использовалась комбинированная

неструктурированная сетка, которая состояла из 3818807 элементов и 990063 узлов. На поверхности пластины около отверстий и вблизи стенок пленума выполнено локальное сгущение расчетной сетки, состоящее из 20 ячеек. Значение y^+ во всех случаях находилось в пределах от 0,5 до 1,1.

Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям выполненных экспериментов, расположение областей задания граничных условий представлено на рис. 2. Температура основного потока на входе – 25 °С, вдуваемого – 72 °С. На входе в канал средняя скорость основного потока задавалась равной 37,8 м/с. Граничные условия, задаваемые при одновременной подаче вдуваемого воздуха через два ряда отверстий (расход охладителя), соответствовали значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0$ и 1,5. Интенсивность турбулентности основного потока на входе задавалась равной 1%. На выходе из канала среднее статическое давление задавалось стандартным и равным 101300 Па. Расчеты проводились при числе Рейнольдса Re_d , определенном по эквивалентному диаметру канала и скорости основного потока, равном $0,9...1,25 \times 10^5$.

2. Анализ моделей турбулентности

На рис. 3 представлены результаты тестовых расчетов средней эффективности пленочного охлаждения для всех использованных моделей. Как следует, при $m = 0,5$ все модели турбулентности показывают удовлетворительное согласование с экспериментальными данными, при этом результаты расчета незначительно превышают экспериментальные данные. Лучшие результаты получены при использовании $k-\varepsilon$ модели турбулентности, в этом случае расхождение эксперимента и моделирования не превышает 10%.

При $m = 1,0$ на начальном участке ($x/d < 10$) все модели показывают завышенные результаты. При $x/d > 10$ наиболее близкие к экспериментальным данным результаты получены для $k-\varepsilon$ модели турбулентности. При $m = 1,5$ результаты расчета на участке $x/d < 20$ для всех моделей заметно превышают экспериментальные данные.

По-видимому, при $m = 1,0$ и $m = 1,5$ на начальном участке ($x/d < 10...20$) все модели турбулентности недостаточно точно моделируют структуру скоростного и температурного поля, что не позволяет получить надежные данные по эффективности пленочного охлаждения. Это может объясняться значительной трехмерностью, повышенной турбулентностью потока, сложной вихревой структурой и т.д.

Таким образом, при компьютерном моделировании пленочного охлаждения с подачей

охладителя в систему парных отверстий при низкотурбулентном и безградиентном обтекании пластины при малых ($m = 0,5$) и умеренных ($m = 1,0; x/d > 10$) параметрах вдува возможно использование $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Полученные результаты свидетельствуют о том, что CFD-моделирование двухструйной схемы пленочного охлаждения с помощью существующих моделей пока затруднительно. Необходимо дальнейшее совершенствование моделей с целью учета сложного взаимодействия струй.

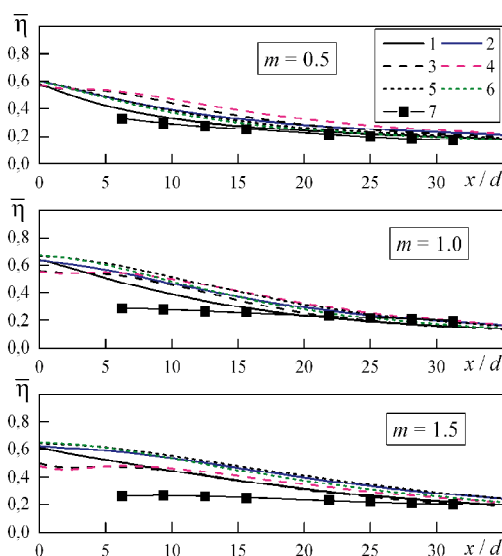


Рис. 3. Средняя эффективность пленочного охлаждения: 1 – $k-\varepsilon$ модель; 2 – RNG $k-\varepsilon$ модель; 3 – $k-\omega$ модель; 4 – SST $k-\omega$ –модель; 5 – LLR RSM; 6 – SSG RSM; 7 – экспериментальные данные

3. Физическая структура потока

Для понимания основных причин, определяющих эффективность пленочного охлаждения, выполнено компьютерное моделирование физической структуры потока с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности, которая показала наилучшие результаты при тестировании моделей турбулентности при $m = 0,5$ и 1,0 ($x/d \geq 10$). Для $m = 1,5$ данные расчета взяты для $x/d = 20$, где совпадение расчетов и экспериментальных данных удовлетворительное. Также как и при проведении экспериментов, анализ сделан для случая обратного теплового потока: основной поток – холодный, вдуваемый – горячий.

Для анализа физической структуры потока за парными отверстиями ниже рассмотрены поля температур и проекции векторов скорости в поперечной плоскости на расстояниях $x/d = 3; 5; 10$ и 20 от задней кромки второго ряда (рис. 4). При вдуве охладителя через парные отверстия и $m = 0,5$ формируются сложная вихревая структура с «защитным»

слоем охладителя, который препятствует поступлению холодного (внешнего) потока к стенке, и поверхность «закрыта» горячим (пленочным) потоком (обратный тепловой поток). Это способствует увеличению эффективности охлаждения по сравнению с традиционной схемой наклонных отверстий.

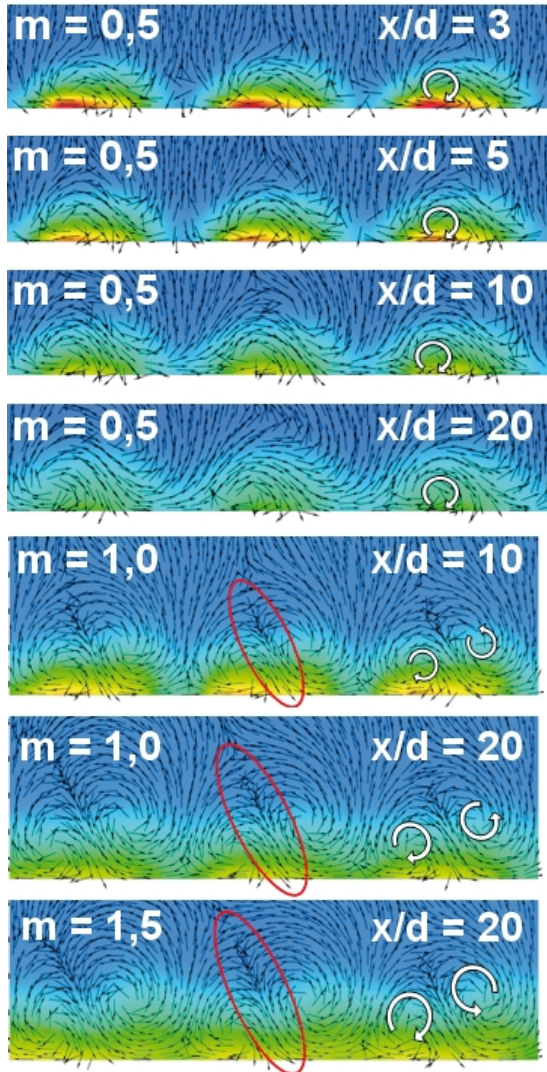


Рис. 4. Поля температур и проекции векторов скорости в поперечных плоскостях за парными отверстиями

При $m = 1,0$ вихревые структуры с «защитным» охладителем препятствуют поступлению холодного внешнего потока к стенке и поверхность также «закрыта» горячим потоком. Однако уже заметно формирование несимметричной вихревой структуры с наклонным внешним струйным течением к поверхности, которое на расстоянии $x/d = 20$ от отверстий становится более интенсивней, чем при $x/d = 10$.

При $m = 1,5$ на расстоянии $x/d = 20$ от отверстий струйное наклонное течение доста-

точно развито и переносит холодный воздух с вышележащих слоев к поверхности, что существенно снижает эффективность пленочного охлаждения.

Различие экспериментальных и расчетных данных при $m = 1,0$ и более, по-видимому, обусловлено влиянием на результаты компьютерного моделирования факторов вычислительного характера. Полученные выше результаты подтверждают сделанный выше вывод о необходимости совершенствования моделей турбулентности для моделирования данной схемы, особенно при больших параметрах ддува.

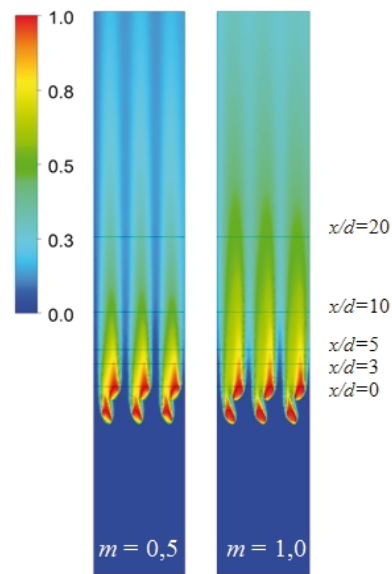


Рис. 5. Локальная эффективность пленочного охлаждения

На рис. 5 показаны поля эффективности пленочного охлаждения при $m = 0,5$ и $1,0$. Таким образом, можно сделать вывод, что при $m = 0,5$ и $1,0$ у поверхности формируется анти-вихревая структура потока, разрушающая «почечный» вихрь и формирующая защитный слой охладителя, который препятствует поступлению основного потока к стенке. При $m = 1,5$ для исследованных условий вихревая структура становится очень интенсивной и струйное наклонное течение переносит основной поток с вышележащих слоев к поверхности, что существенно снижает эффективность пленочного охлаждения. По-видимому, требуется дальнейшее исследование данной схемы с целью определения более оптимальной конфигурации системы парных отверстий.

Заключение

Теоретически исследована эффективность пленочного охлаждения и физической струк-

туры потока за системой парных отверстий. Показано, что при низком параметре вдува ($m=0,5$) рассмотренные в работе модели турбулентности ($k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST $k-\omega$, LLR RSM, SSG RSM) удовлетворительно согласуются с полученными экспериментальными данными; при этом лучшие результаты демонстрирует $k-\varepsilon$ модель. При $m=1,0$ и $m=1,5$ все модели показывают завышенные результаты, особенно на начальном участке ($x/d < 10...20$), что свидетельствует о больших погрешностях моделирования пленочного охлаждения при больших параметрах вдува.

На основе анализа физической структуры потока дано объяснение поведения эффективности пленочного охлаждения от параметра вдува.

Литература

1. Kusterer K. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [Электронный

ресурс] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn and etc. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, 14-18 June, 2010. – Электрон. дан (1 файл). GT2010-22604. – 13 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

2. Lu Y. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Text] / Lu Y., Dhungel A., Ekkad S.V., Bunker R.S. // Trans. of the ASME. J. of Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No.1. P.011003 – 011013.

3. Халатов А.А. Пленочное охлаждение плоской поверхности системой парных отверстий: влияние внешней турбулентности и ускорения потока [Текст] / Халатов А.А., Панченко Н.А., Борисов И.И. и др. // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – Т. 21, №5. – С. 571-578.

4. Халатов А.А. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при выдуве охладителя в сферические углубления [Текст] / Халатов А.А., Безлюдная М.В., Дашевский Ю.Я. и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – №7/114. – С. 77-82.

Поступила в редакцию 29.05.15

Н.А. Панченко. Комп'ютерне моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача через парні отвори

Представлені результати чисельного моделювання плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через систему парних (антивихрових) отворів на поверхню пластини. Наводиться порівняльний аналіз чисельного моделювання та експериментального дослідження запропонованої схеми. Показано, що краще узгодження розрахункових і експериментальних даних має місце при використанні $k-\varepsilon$ моделі турбулентності. Виконано аналіз фізичної структури потоку і дано пояснення збільшення ефективності плівкового охолодження. Для CFD моделювання був використаний комерційний пакет ANSYS CFX 14.

Ключові слова: плівкове охолодження, система парних отворів, адіабатна ефективність плівкового охолодження, чисельне моделювання, $k-\varepsilon$ модель турбулентності.

N.A. Panchenko. Numerical simulation of double jet film cooling

This paper presents results of numerical simulation of the flate plate film cooling with double jet holes configuration (anti-kidney vortex) at the inlet. The comparison analysis of numerical simulation and experimental study of the proposed scheme is given. It is shown that better coordination between the calculated and experimental data takes place using the $k-\varepsilon$ turbulence model. The analysis of the physical structure of the stream is executed and the explanation of increasing the efficiency of film cooling is given. The numerical simulation was carried out using the commercial software package ANSYS CFX 14.

Key words: film cooling, double jet, adiabatic film cooling efficiency, numerical simulation, $k-\varepsilon$ turbulence model.