

УДК 536.244:621.438

## Пленочное охлаждение за двумя рядами траншей на плоской поверхности

А.А. Халатов<sup>1,2,3</sup>, Ё. Щиджу<sup>2</sup>, Д. Ван<sup>2</sup>, Т.В. Доник<sup>1,3</sup>

<sup>1</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина

<sup>2</sup>Инженерный колледж, Джэйджанг университет, Синхуа, Китай

<sup>3</sup>Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского», Киев, Украина

E-mail: Artem.Khalatov1942@gmail.com

Представлены результаты компьютерного моделирования пленочного охлаждения за двумя рядами траншей на адиабатной поверхности с подачей охладителя через наклонные отверстия в траншее. Расчеты выполнены в диапазоне изменения параметра вдува от 0,4 до 2,2 с использованием коммерческого пакета ANSYS CFX 14 и SST модели турбулентности. Обнаружено, что при параметре вдува  $m > 0,6$  за второй траншеей наблюдается асимметрия эффективности пленочного охлаждения, которая увеличивается с ростом параметра вдува. Это объясняется нестационарным характером взаимодействия охлаждающих струй из отверстий первого и второго рядов. В области между первым и вторым рядами траншей около концевых «полос» эффективность пленочного охлаждения на 5÷10 % выше, чем около средних, а за второй траншеей на 8÷20 % ниже, что связано с шахматным расположением отверстий вдува. Для всех параметров вдува осредненная по площади эффективность пленочного охлаждения около концевых «полос» адиабатной поверхности ниже, чем около средних.

**Ключевые слова:** траншея, два ряда отверстий, эффективность пленочного охлаждения, компьютерное моделирование.

### Введение

Пленочное охлаждение с подачей охладителя в дискретные отверстия является основным способом внешнего охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. С ростом температуры рабочего тела потребный расход охладителя также возрастает, и при достаточно большом расходе аэродинамические и термодинамические потери от смешения основного потока и охладителя могут превысить положительный эффект охлаждения лопаток. Вследствие этого важным направлением современного газотурбостроения является поиск альтернативных схем пленочного охлаждения, характеризующихся высокой охлаждающей способностью, приемлемым расходом охладителя и относительно невысокой стоимостью изготовления. Обзор выполненных исследований [1] показал, что подача охладителя в систему отверстий в траншее, которая располагается в пределах теплозащитного покрытия лопатки, является одним из перспективных методов пленочного охлаждения.

Впервые способ подачи охладителя в траншею был предложен авторами [2]. В дальнейшем исследование эффективности пленочного охлаждения за одиночной траншеей было выполнено в ряде работ, опубликованных в США, Украине и России. Экспериментальная работа [3] является одним из первых исследований в этом направлении. В ней было показано, что на относительной длине  $x/d < 40$  (где  $x$  — продольная координата, м,  $d$  — диаметр отверстия для подачи охладителя, м) увеличение эффективности за «мелкой» траншеей ( $h/d = 0,43$ ), где  $h$  — глубина траншеи, м составляет 50÷75 % по сравнению с базовым вариантом дискретных наклонных отверстий в плоской пластине. «Глубокая» траншея ( $h/d = 3$ ) обеспечивала существенно меньшее увеличение эффективности охлаждения.

Высокая эффективность пленочного охлаждения за траншеей обусловлена предварительным расширением охладителя в траншее и существенным снижением размеров «почкообразного» (вторичного) вихря за траншеей. С ростом параметра вдува  $m$  эффективность охлаждения за траншеей монотонно возрастает, что очень важно в практических приложениях. Было выявлено, что стенка траншеи, о которую ударяется струя охладителя, должна быть как можно ближе к кромке отверстия, что существенно ослабляет и разрушает вторичные вихревые структуры («почечный вихрь»), подсасывающие горячий поток к охлаждаемой поверхности. В более широкой траншее основной поток проникает внутрь и перемешивается с охладителем.

В работах [1, 4, 5] основные усилия были направлены на исследование различных вариантов расположения отверстий в «мелкой» траншее глубиной  $h/d = 0,4÷1$  и изучение влияния различных факторов. В работе [4] было показано, что при  $m = 1,4$  и  $h/d = 0,5$  относительное увеличение эффективности пленочного охлаждения сразу за траншеей достигает 300 %, а вдали от нее ( $x/d = 30$ ) — около 40 %. Практически такие же результаты были получены в экспериментальном исследовании [1] с «мелкой» ( $h/d = 0,5$ ) одиночной траншеей. Здесь же было установлено, что при  $h/d \approx 0,75$  эффективность пленочного охлаждения за траншеей незначительно уступает фасонным отверстиям с таким же шагом отверстий. Влияние внешней турбулентности и ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения экспериментально изучалось в работе [5]. В работе [6] рассматривалась трехмерная численная модель с использованием модели переноса компонент Рейнольдсовых напряжений, было показано удовлетворительное согласование расчетов с экспериментальными данными [1] по осредненной поперек пластины эффективности пленочного охлаждения. В работе [1] также представлено обобщающее экспериментальное соотношение для осредненной эффективности пленочного охлаждения. В исследовании [7] было показано, что вращение поверхности слабо влияет на осредненную эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя в одиночную траншею.

Внешнее охлаждение лопаток современных высокотемпературных газовых турбин обеспечивается многорядными схемами дискретных наклонных отверстий на стороне давления и разрежения. Исследования, выполненные для наклонных отверстий в стенке лопатки, довольно многочисленны [8, 9], причем полученные результаты включают влияние выпуклой и вогнутой кривизны лопатки и выделить в «чистом виде» эффект пленочного охлаждения затруднительно. Ограниченные результаты, полученные при изучении двухрядного пленочного охлаждения наклонных отверстий на плоской пластине [10, 11], недостаточны для понимания теплофизических процессов в двухрядных системах пленочного охлаждения с подачей охладителя в траншею, особенно в неизотермических условиях. Вместе с тем, для получения достаточно общих выводов о многорядных схемах охлаждения исследование следует начинать с изучения двухрядной схемы на плоской пластине как наиболее представительной конфигурации пленочного охлаждения на стороне давления и разрежения лопатки. Здесь расстояние между отверстиями пленочного охлаждения достаточно велико (на входной кромке лопатки расположение рядов пленочного охлаждения, как правило, очень плотное).

Цель настоящей работы — изучение основных особенностей физической структуры воздушного потока и эффективности пленочного охлаждения на плоской адиабатной

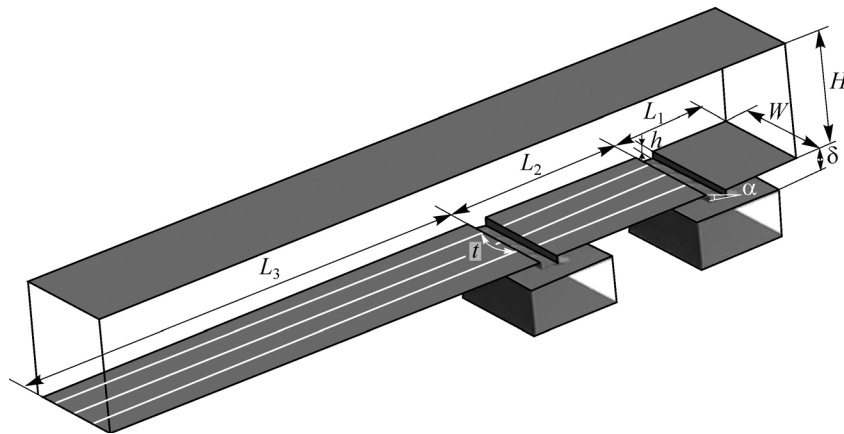


Рис. 1. Геометрическая модель двухрядной схемы плёночного охлаждения с подачей охладителя в траншеи.

пластине с двумя рядами прямоугольных «мелких» траншей ( $h/d = 0,75$ ) и подачей охладителя через наклонные отверстия в них. Компьютерное моделирование выполнено для неизотермических (по фактору  $DR$ ) условий, близких к реальным условиям работы энергетических газовых турбин. Расстояние между траншеями выбрано в соответствии с типичными данными для реальных лопаток турбин.

### Компьютерная модель

Геометрия модели двухрядного пленочного охлаждения приведена на рис. 1. Она представляет собой прямоугольный канал высотой  $H = 10$  мм, шириной  $W = 9,6$  мм и длиной  $L = 64$  мм. На нижней адиабатной поверхности на расстоянии  $L_2 = 16$  мм друг от друга расположены две прямоугольные траншеи. Длина предвключенного участка  $L_1 = 8$  мм, а участка за второй траншеей — 40 мм. Общая длина участка пленочного охлаждения  $L_{\text{охл}} = L_2 + L_3 = 56$  мм.

Параметры траншей (рис. 2) одинаковы: ширина  $b = 1,6$  мм ( $2d$ ), высота  $h = 0,6$  мм, что характерно для «мелких» траншей ( $h/d = 0,75$ ). Отверстия для подачи охладителя ( $d = 0,8$  мм) в первой и второй траншеях расположены в шахматном порядке. В первой траншее выполнено 4 отверстия, а во второй — 3. В обеих траншеях поперечный шаг отверстий  $t = 2,4$  мм ( $t/d = 3$ ), а углы наклона оси отверстий пленочного охлаждения к плоской поверхности выбраны одинаковыми ( $\alpha = 30^\circ$ ). Охладитель на адиабатную поверхность подавался из двух отдельных ресиверов. Массовые расходы охладителя через первый ( $G_1$ ) и второй ( $G_2$ ) ряды отверстий пленочного охлаждения выбирались из условия:  $G_2 = 0,75 \cdot G_1$ , что обеспечивало примерно одинаковое значение параметра вдува в отверстиях первого и второго ряда отверстий ( $m_1 \approx m_2$ ).

Граничные условия для параметров потока приняты близкими к условиям работы энергетических газовых турбин: скорость потока на входе в канал — 400 м/с, температура — 1100 °С, температура охлаждающего воздуха — 500 °С. Статическое давление на выходе

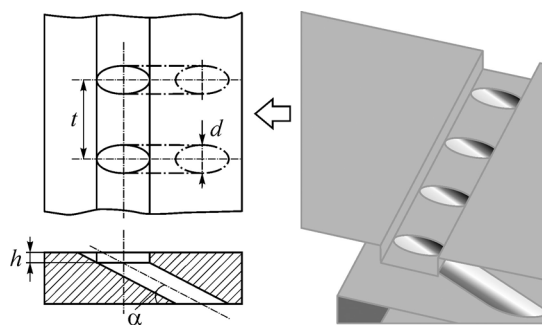


Рис. 2. Схема подачи охладителя в поперечную траншею.

из канала задавалось равным  $10^6$  Па; на входе в лопатку оно зависит от параметра вдува и определялось в процессе решения задачи. Диапазон изменения параметра вдува  $m$  составлял от 0,4 до 2,2, параметр плотности  $DR = \rho_2/\rho_1$  изменялся от 1,8 до 2,07. Интенсивность турбулентности воздушного потока на входе в канал составляла 1 %.

В расчетах использовалась комбинированная неструктурированная расчетная сетка из 1,8 млн. ячеек. У поверхности пластины около отверстий охлаждения и стенок обоих ресиверов выполнено сгущение сетки из 20 сеточных ячеек. Значение параметра  $y^+$  в расчетах не превышало 1, что удовлетворяет условиям моделирования с использованием SST модели турбулентности.

### Верификация SST модели

SST модель турбулентности, которая является суперпозицией  $k-\omega$  модели около поверхности и  $k-\varepsilon$  модели вдали от нее, широко используется при моделировании вихревых и закрученных потоков [12]. Тестирование модели выполнено для однорядной схемы отверстий в «мелкой» траншее ( $h/d = 0,5$ ). Как следует из рис. 3, при малых и больших параметрах вдува (рис. 3) результаты расчета по SST модели находятся в удовлетворительном согласовании с экспериментальными данными авторов [1] и результатами работы [4]. Опытные данные [13] располагаются несколько ниже этих результатов.

### Анализ полученных результатов

Локальная (в отдельной точке) эффективность пленочного охлаждения определялась уравнением

$$\eta = (T_1 - T_{aw}) / (T_1 - T_2), \quad (1)$$

где  $T_{aw}$  — температура адиабатной поверхности,  $T_1$  и  $T_2$  — температуры потока и охладителя, которые одинаковы для обеих траншей. Параметр вдува  $m$  определялся как

$$m = \rho_2 W_2 / \rho_1 W_1, \quad (2)$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — плотности основного потока и охладителя,  $W_1$  и  $W_2$  — скорости основного потока и охладителя на выходе из отверстий охлаждения. Равенство скоростей охладителя в обеих траншеях обеспечивалось за счет разницы расходов  $G_2$  и  $G_1$  ( $G_2/G_1 = 0,75$ ).

Осреднение эффективности пленочного охлаждения проводилось для каждой из

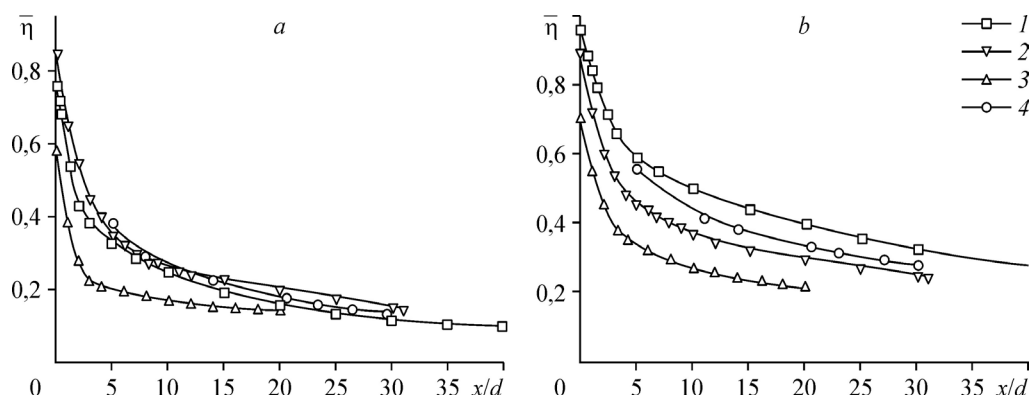


Рис. 3. Осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения за «мелкой» траншеей ( $h/d = 0,5$ ).

$m = 1$  (a), 2 (b); 1 — SST модель,  $DR = 0,83$ ; 2, 3 — экспериментальные данные:  $DR = 1,3$  (2) [4],  $1,07$  (3) [13]; 4 — экспериментальные данные [1] при  $DR = 0,83 \pm 0,85$ .

четырёх продольных «полос» на поверхности пластины (№ 1–4, рис 1). Значения считались средними в пределах отдельной «полосы». При осреднении использовался метод трапеций в соответствии с уравнением

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n (\eta_i + \eta_{i+1}), \quad (3)$$

где  $n$  — число точек в пределах отдельной «полосы».

На рис. 4 приводится продольное изменение адиабатной эффективности пленочного охлаждения для различных параметров вдува. Видно, что между первым и вторым рядами траншей эффективность охлаждения быстро снижается, но перед второй траншеей она увеличивается практически до значений, зафиксированных в начале первого участка. Абсолютное значение эффективности на первом участке растет с увеличением параметра вдува, при этом расслоение кривых для различных  $m$  незначительно. На втором участке ( $x/d > 20$ ) эффективность охлаждения по длине уменьшается, но степень ее снижения почти в два раза меньше, чем на первом участке. Представленные результаты демонстрируют, что подача охладителя из второй траншеи оказывает обратное влияние на изменение эффективности охлаждения между первым и вторым рядом отверстий.

Анализ рис. 4 показывает, что при  $m > 1,24$  за второй траншеей, несмотря на геометрическую симметрию модели, наблюдается несимметричное распределение эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении. Эта несимметричность наблюдается практически сразу за второй траншеей, причем степень несимметричности возрастает с увеличением параметра вдува. При  $m \geq 1,24$  максимальная эффективность пленочного охлаждения наблюдается на средней «полосе» № 2, а минимальная — на концевой «полосе» № 1 (рис. 1).

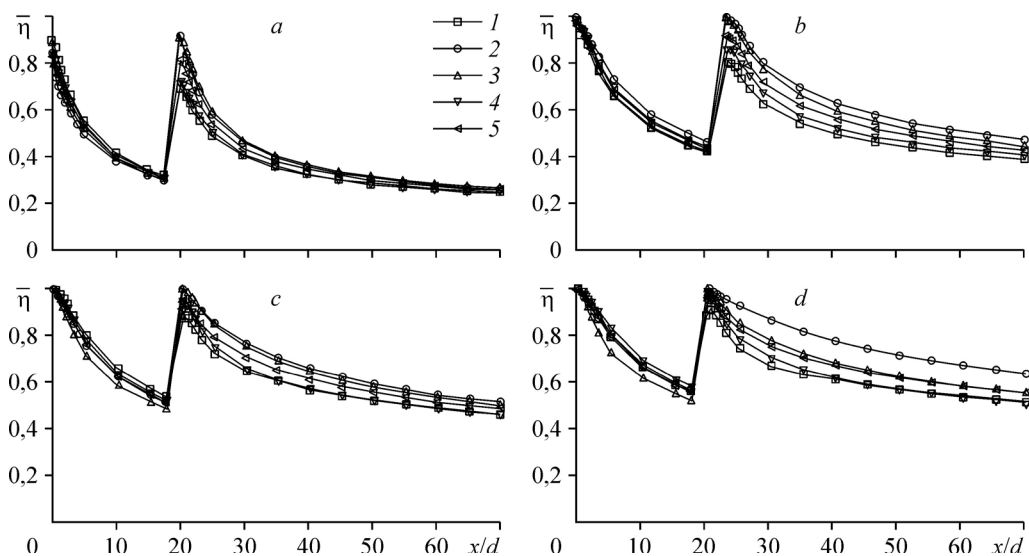


Рис. 4. Средняя эффективность пленочного охлаждения двухрядной схемы (в пределах отдельной «полосы») на поверхности адиабатной пластины.

$W_1 = 400$  м/с; параметры вдува:  $m = 0,6$ ,  $DR = 1,82$  (a),  $m = 1,24$ ,  $DR = 1,9$  (b),  $m = 1,7$ ,  $DR = 1,97$  (c) и  $m = 2,21$ ,  $DR = 2,07$  (d); «полоса» № 1 (1), № 2 (2), № 3 (3), № 4 (4), 5 — средняя поперек пластины эффективность охлаждения.

Для объяснения полученных результатов рассмотрена структура потока при высоком параметре вдува  $m = 2,21$  (рис. 5). При шахматном расположении отверстий первого и второго рядов происходит взаимодействие струйного потока первого ряда отверстий со струями второго ряда, которые расширяются после выхода из отверстий. В этом случае струи, вытекающие из отверстий второго ряда, создают газодинамическую «преграду» и формируют газодинамические «сопла» для струй первого ряда отверстий. В результате скорость потока в узком сечении газодинамических «сопел» существенно увеличивается, что способствует росту локального числа Рейнольдса, интенсификации процессов тепло- и массопереноса между струями первого и второго ряда и поверхностью пластины. Определенную роль в интенсификации процессов переноса играют также вторичные течения («почкообразные вихри»), возникающие за отверстиями пленочного охлаждения. Этот процесс является нестационарным во времени и характеризуется пульсациями скорости, локального расхода и температуры потока, что в конечном счете приводит к установлению асимметрии адиабатной эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении за вторым рядом. По-видимому, данный процесс управляется «переключательным» механизмом, формирующим несимметричность пленочного охлаждения в ту или иную сторону адиабатной пластины. Такой механизм подобен самоорганизации вихревой системы около плоской пластины, покрытой системой поверхностных углублений сферической формы.

Изолинии эффективности пленочного охлаждения на адиабатной поверхности приведены на рис. 6. Анализ этих зависимостей подтверждает значительную поперечную асимметрию эффективности пленочного охлаждения в двухрядной схеме при  $m > 0,6$ , которая увеличивается с ростом параметра вдува.

Изменение локальной эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении для различных параметров вдува показано на рис. 7. При малых значениях параметра вдува (рис. 7а) за первым и вторым рядами отверстий имеет место значительная поперечная неравномерность эффективности охлаждения. Число локальных максимумов соответствует числу отверстий пленочного охлаждения первого и второго ряда, что подтверждает струйный характер течения вблизи адиабатной пластины. Выравнивание эффективности охлаждения за первым рядом отверстий происходит при  $x/d \approx 15$ , а за вторым только при  $x/d \approx 50$ .

При умеренных и высоких значениях параметра вдува (рис. 7б, 7с) за отверстиями первого и второго ряда поперечная неравномерность эффективности охлаждения практически отсутствует, однако при  $x/d > 25 \div 30$  за вторым рядом отверстий появляется асимметрия адиабатной эффективности пленочного охлаждения, которая, как указыва-

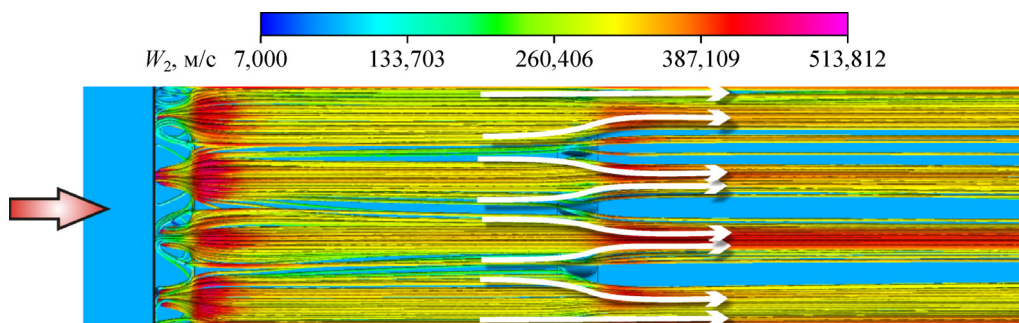


Рис. 5. Линии тока охладителя, вытекающего из отверстий первого и второго рядов при  $m = 2,21$ .

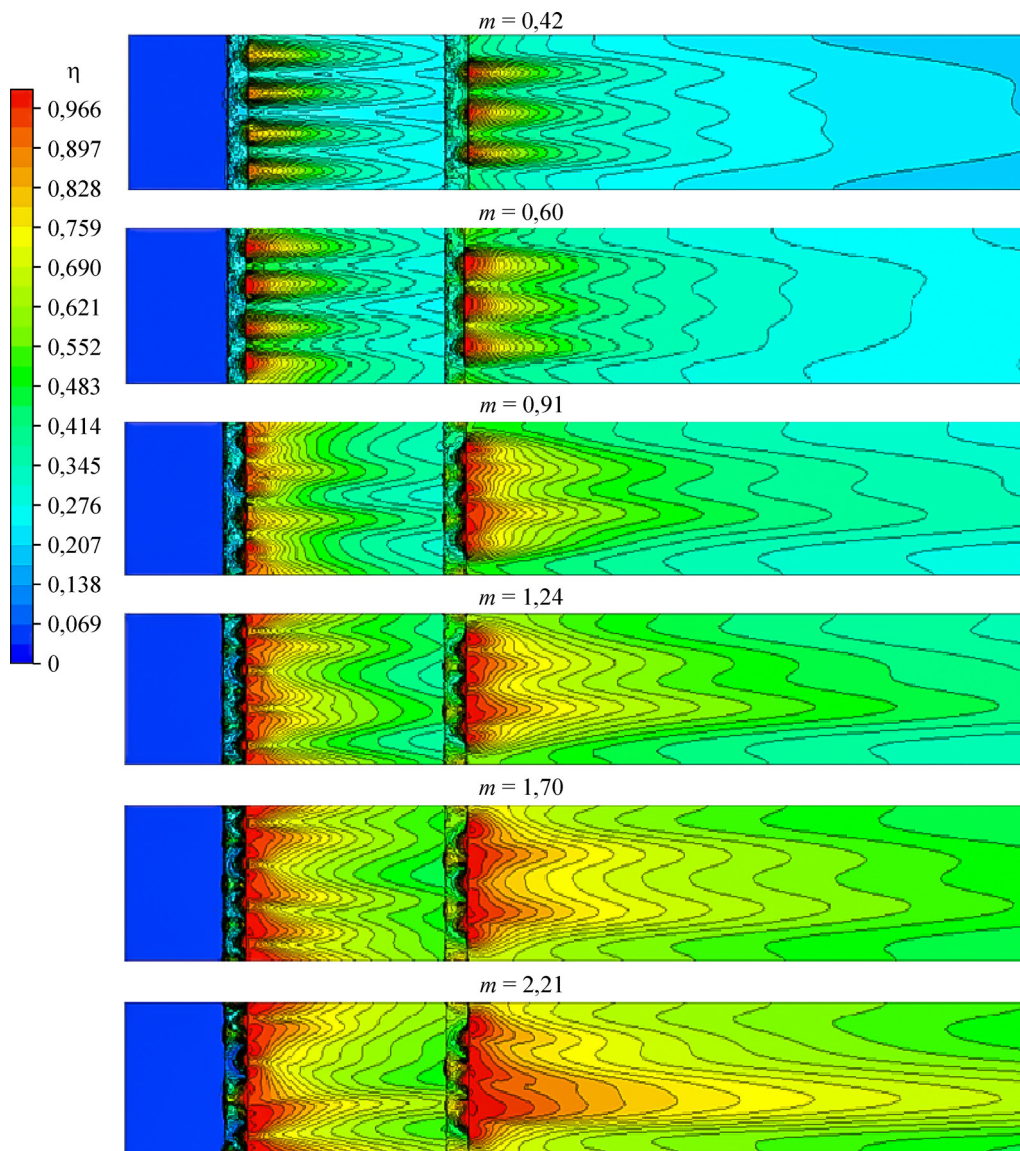


Рис. 6. Изолинии локальной эффективности пленочного охлаждения на адиабатной поверхности при различных параметрах вдува.

лось выше, обусловлена газодинамическим эффектом взаимодействия струй пленочного охлаждения, вытекающих из отверстий первого и второго рядов.

На рис. 8 представлены зависимости адиабатной эффективности пленочного охлаждения для средних (№ 2, 3) и концевых (№ 1, 4) «полос» на адиабатной поверхности. Видно, что с ростом параметра вдува эффективность пленочного охлаждения возрастает на обоих участках поверхности. При  $m = 0,42$  и  $0,6$  сразу за первым и вторым рядами отверстий эффективность охлаждения значительно меньше единицы, что характерно для больших значений параметра вдува.

На рис. 9 представлены результаты, характеризующие отношение эффективности пленочного охлаждения около концевых и средних «полос» адиабатной поверхности, определяемое уравнением:

$$\varepsilon_{\text{end}}(\bar{x}) = \bar{\eta}_{\text{пл}1,4}(\bar{x}) / \bar{\eta}_{\text{пл}2,3}(\bar{x}), \quad (4)$$

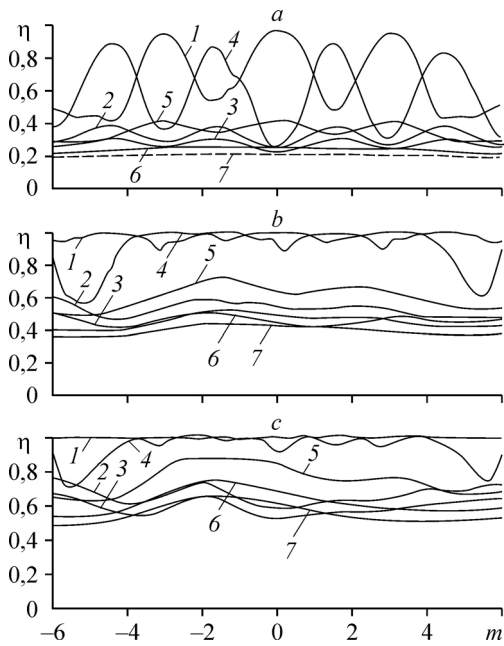


Рис. 7. Локальная адиабатная эффективность пленочного охлаждения в поперечном направлении при различных параметрах вдува.

$m = 0,42$  (a),  $1,24$  (b),  $2,21$  (c);  
 $20$  ( $x^*/d = 0$ ;  $x/d = 0$  (после 1 ряда) (1),  $10$  (2),  $15$  (3),  
 $x^* = x - L_2$ ) (4);  $30$  ( $x^*/d = 10$ ) (5),  
 $50$  ( $x^*/d = 30$ ) (6),  $70$  ( $x^*/d = 50$ ) (7);  
 $x^*$  — расстояние от второй траншеи.

здесь  $\bar{\eta}_{пл,1,4}$ ,  $\bar{\eta}_{пл,2,3}$  — средняя в пределах отдельной «полосы» адиабатная эффективность пленочного охлаждения для концевых (1, 4) и средних (2, 3) «полос». Из анализа рис. 9 следует, что в связи с шахматным расположением отверстий охлаждения в первой и второй траншее и растеканием охладителя внутри траншей эффективность пленочного охлаждения около конечных «полос» между первым и вторым рядами отверстий на  $5 \div 10\%$  выше,

чем около средних ( $\varepsilon_{end} > 1$ ), а за вторым рядом отверстий наоборот — на  $8 \div 20\%$  ниже ( $\varepsilon_{end} < 1$ ).

На рис. 10 приведены зависимости осредненных по всей площади теплообмена значений адиабатной эффективности пленочного охлаждения. Видно, что для всех значений  $m$  средняя эффективность пленочного охлаждения около концевых «полос» ниже, чем около средних. Расчет осредненной по площади эффективности пленочного охлаждения выполнен по уравнению

$$\bar{\eta} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \bar{\eta}_k, \quad (5)$$

где  $\bar{\eta}_k$  — осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения для  $k$ -го сечения,  $m = 50$  — число поперечных сечений по всей длине адиабатной поверхности.

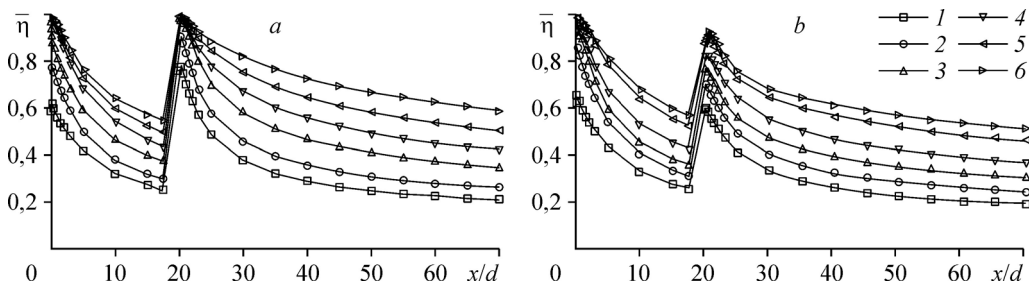


Рис. 8. Средняя в пределах отдельной «полосы» плоской поверхности адиабатная эффективность пленочного охлаждения двухрядной схемы.  $W_1 = 400$  м/с; а: средняя «полоса» (№ 2 и № 3); б: концевая «полоса» (№ 1 и № 4);  $m = 0,42$  (1),  $0,6$  (2),  $0,91$  (3),  $1,24$  (4),  $1,7$  (5),  $2,21$  (6).



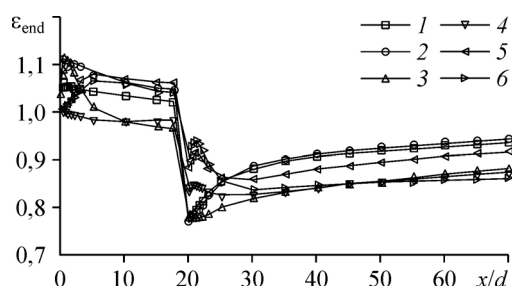


Рис. 9. Отношение средней в пределах отдельной «полосы» плоской поверхности эффективности пленочного охлаждения на конечных и средних «полосах» адиабатной поверхности.

$m = 0,42$  (1),  $0,6$  (2),  $0,91$  (3),  $1,24$  (4),  $1,7$  (5),  $2,21$  (6);  $W_1 = 400$  м/с.

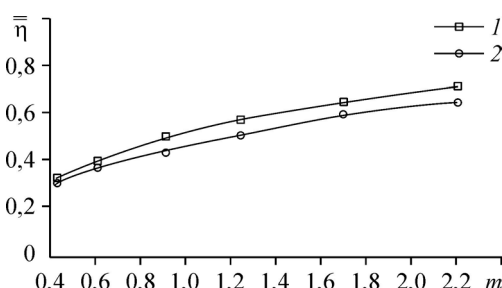


Рис. 10. Средняя по площади адиабатная эффективность пленочного охлаждения для средних (1) и концевых (2) «полос» адиабатной поверхности при  $W_1 = 400$  м/с.

### Выводы

При малых параметрах вдува за второй траншеей наблюдается поперечная неравномерность пленочного охлаждения, а при умеренных и высоких значениях ( $m > 0,6$ ) возникает поперечная асимметрия пленочного охлаждения, которая увеличивается с ростом параметра вдува. Это объясняется нестационарным характером взаимодействия охлаждающих струй первого и второго ряда.

Обнаружено, что между первым и вторым рядами эффективность пленочного охлаждения около концевых «полос» на  $5 \div 10$  % выше, чем около средних, а за вторым рядом отверстий — на  $8 \div 20$  % ниже.

Установлено, что для  $m = 0,4 \div 2,2$  осредненная по площади адиабатной поверхности эффективность пленочного охлаждения около концевых «полос» меньше, чем около средних.

В работах этого направления активное участие принимал к.т.н, с.н.с. ИТТФ НАНУ Северин С.Д., который скоропостижно скончался в 2018 г. Авторы выражают ему большую благодарность за многолетнюю совместную работу, разработку программы и выполнение расчетов по теме исследования.

### Список литературы

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Резник С.Б. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 10. Перспективные схемы пленочного охлаждения. Киев: Политехника, 2016. 238 с.
2. Patent U.S. Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream, and related articles of manufacture / R.S. Bunker, J.K. Bailey, C. Lee, N. Abuaf. No. 6 234 755, 22.05.2001, filed on 04.10.1999. 19 p.
3. Bunker S.R. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot // ASME Paper. 2002. No. GT2002-30178. 10 p.
4. Waye S.K., Bogard D.G. High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations // ASME Paper. 2006. No. GT2006-90226. 9 p.
5. Халатов А.А., Борисов И.И., Коваленко А.С., Дашевский Ю.Я., Шевцов С.В. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока // Теплофизика и аэромеханика. 2013. Т. 20, № 6. С. 731–737.
6. Халатов А.А., Пахомов М.А., Терехов В.И., Борисов И.И. Тепловая эффективность пристенной газовой завесы при ее вдуве через круглые отверстия в траншее // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 3. С. 343–352.
7. Халатов А.А., Панченко Н.А. Вплив обертання поверхні на ефективність плівкового охолодження за отворами в траншеї // Вісник НТУ «ХП». Харьков. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси устаткування. 2018. № 11 (1287). С. 73–77.

8. **Jabbari M.Y., Goldstein R.J.** Adiabatic wall temperature and heat transfer downstream of injection through two rows of holes // ASME J. Engng for Power. 1978. Vol. 100. P. 303–307.
9. **Martinez-Botas R.F., Yuen C.H.N.** Measurement of local heat transfer coefficient and film cooling effectiveness through discrete holes // ASME Paper. 2000. No. GT2000–243. 9 p.
10. **Polanka M.D., Ethridge M.I., Gutbirth J.M., Bogard D.J.** Effects of showerhead injection on film cooling effectiveness for a downstream row of holes // ASME Paper. 2000. No. GT2000–240. 9 p.
11. **Kinnel M., Utrainean E., Najafabadi Y., Karrison M.** Comparison of gas turbine vane pressure side and suction side film cooling performance and the applicability of superposition // ASME Paper. 2012. No. GT2012–68994. 9 p.
12. **Harrison K.L., Bogard D.G.** Comparison of RANs turbulence models for prediction of film cooling performance // ASME Paper. 2008. No. GT2008–51423. 10 p.
13. **Lu Y., Dhungel A., Ekkad S., Bunker R.S.** Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches // J. Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No. 1. P. 011003-1–011003-13.

*Статья поступила в редакцию 21 января 2020 г.,  
после доработки — 21 февраля 2020 г.,  
принята к публикации 28 апреля 2020 г.*