

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПЕРФОРИРОВАННОЙ СТЕНКИ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ С НАКЛОННЫМИ ЩЕЛЯМИ

© 2006 В. П. Лукаш, А. И. Майорова, А. Д. Рекин, А. А. Свириденков, С. А. Стряпунин

Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва

Проведено экспериментальное определение с помощью тепловизора теплового состояния стенки с наклонными щелями для жаровых труб в модельных условиях. Выполнены 3-D расчеты аэродинамики пограничного слоя на стенке при вдуве охладителя через дискретные наклонные щели на основе численного интегрирования трехмерной системы уравнений Навье-Стокса. Результаты расчетов по средней температуре стенки сравниваются с полученными экспериментальными данными. Установлено, что при веерной подаче проникновение струй охладителя в горячий поток происходит менее интенсивно, чем при прямой, и охлаждение стенки при веерной подаче охладителя более эффективно. Получена зависимость эффективности охлаждения от угла наклона боковых стенок щелей.

Введение. В высокотемпературных камерах сгорания жаровые трубы из металлических материалов должны изготавливаться из двойных стенок, так как при малых расходах воздуха, выделяемого для охлаждения стенок, должно быть организовано совместное интенсивное конвективное и пленочное охлаждение. Двойная перфорированная стенка состоит из “холодной” стенки с нормальными отверстиями и “горячей” стенки с наклонными отверстиями или щелями. В окружном направлении “горячая” стенка может быть разрезана на отдельные сегменты. Значительная интенсификация конвективного охлаждения получается за счет использования большого перепада давления на “холодной” стенке: $DP_w = (0,02-0,03) P_k^*$, в результате чего в струйках воздуха, выходящих из отверстий “холодной” стенки жаровой трубы и ударяющихся о “горячую” стенку, получается большая скорость (около 100 м/с). Большая скорость в отверстиях “горячей” стенки для организации перфорационного охлаждения не нужна, так как в противном случае из-за глубокого проникновения струек охлаждающего воздуха в горячий поток продуктов сгорания такое охлаждение получается неэффективным. Поэтому для организации хорошей завесы около “горячей” стенки отверстия или щели в ней должны быть большего размера и наклонены вдоль потока.

Ранее [1, 2] экспериментально было показано, что чем больше угол α наклона от-

верстий от нормали в “горячей” стенке (в пределах от 0 до 70°), тем эффективнее получается охлаждение. Однако проведенные измерения и расчет напряжений в “горячей” стенке с нормальными и наклонными отверстиями показали, что концентрации температурных напряжений на острой кромке наклонных отверстий с $\alpha = 70^\circ$ оказались в три раза больше, чем для нормальных отверстий. Для уменьшения температурных напряжений на острой кромке отверстий предложено перфорировать “горячие” стенки наклонными щелями. Проведенные экспериментальные исследования теплового состояния двухстенных перфорированных пластин с наклонными щелями при обтекании их нагретым потоком воздуха и облучении радиационным потоком тепла показали преимущество наклонных щелей по эффективности охлаждения по сравнению с наклонными отверстиями при одинаковых углах наклона и расходах охлаждающего воздуха.

Эффективность системы охлаждения во многом определяется глубиной проникновения струй охлаждающего воздуха в горячий поток. Недостаточность охлаждения стенки между щелями связана с тем, что прямоугольная струя, втекающая в сносящий поток, изменяет по длине свое поперечное сечение, стремясь приобрести круглую форму. В этом случае повышения эффективности охлаждения наклонными щелями можно добиться, используя веерные струи, которые реализуют-

ся в щелях постоянной высоты и расширяются по длине. В этом случае вытекающий охлаждающий воздух лучше заполняет промежутки между соседними щелями и дольше сохраняется вблизи стенки.

Разработана программа и проведены 3-D расчеты аэродинамики в пограничном слое на стенке при вдуве охладителя в пограничный слой через дискретные наклонные щели. Для верификации программы проведены эксперименты на моделях. Полученные результаты экспериментов и расчетов позволяют на стадии проектирования выбирать оптимальную перфорацию стенок щелями с целью обеспечения наиболее эффективного пленочного охлаждения.

Математическая модель. Для описания турбулентных течений в плоском канале вблизи проницаемой стенки с дискретным выдувом охладителя в сносный поток разработаны алгоритм и программа расчета на основе численного интегрирования трехмерной системы уравнений Навье-Стокса [3]. В ходе вычислений решаются уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial x}(rU) + \frac{\partial}{\partial y}(rV) + \frac{\partial}{\partial z}(rW) = 0$$

и движения

$$rU \frac{\partial U}{\partial x} + rV \frac{\partial U}{\partial y} + rW \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[m_t \left(2 \frac{\partial U}{\partial x} - \frac{2}{3} \text{Div} \bar{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[m_t \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[m_t \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \right],$$

$$rU \frac{\partial V}{\partial x} + rV \frac{\partial V}{\partial y} + rW \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[m_t \left(2 \frac{\partial V}{\partial y} - \frac{2}{3} \text{Div} \bar{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[m_t \left(\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[m_t \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right) \right],$$

$$rU \frac{\partial W}{\partial x} + rV \frac{\partial W}{\partial y} + rW \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[m_t \left(2 \frac{\partial W}{\partial z} - \frac{2}{3} \text{Div} \bar{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[m_t \left(\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[m_t \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right) \right].$$

Дополнительно с уравнениями движения решаются уравнения для температуры

$$\frac{\partial}{\partial x}(rUT) + \frac{\partial}{\partial y}(rVT) + \frac{\partial}{\partial z}(rWT) = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_r \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_r \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_r \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

энергии турбулентности и скорости ее диссипации

$$\frac{\partial}{\partial x}(rUk) + \frac{\partial}{\partial y}(rVk) + \frac{\partial}{\partial z}(rWk) = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_k \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_k \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_k \frac{\partial k}{\partial z} \right) + rS_k,$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(rUe) + \frac{\partial}{\partial y}(rVe) + \frac{\partial}{\partial z}(rWe) = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_e \frac{\partial e}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_e \frac{\partial e}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_e \frac{\partial e}{\partial z} \right) + rS_e.$$

Для вычисления турбулентной вязкости использовалась модификация двухпараметрической модели турбулентности (k - e) с малыми числами Рейнольдса [4]. В этой модели

$$\Gamma_k = \frac{m_t}{s_k} + m, \Gamma_e = \frac{m_t}{s_e} + m = \frac{m_t}{s_h} + m,$$

$$m_t = rC_m f_m k^2 / e, n_t = m_t / r,$$

$$S_k = r(n_t F_k - e - 2nk / \Delta^2),$$

$$S_e = r \frac{e}{k} \left[C_1 n_t F_k - C_2 f_e e - C_4 2 \frac{nk}{\Delta^2} \exp(-C_3 \frac{u^* \Delta}{n_w}) \right],$$

$$F_k = 2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2,$$

$$C_1 = 1,35; C_2 = 1,8; C_3 = 0,5; C_4 = 1;$$

$$s_k = 1,0; s_e = 1,3; s_h = 0,9;$$

$$f_e = 1 - 0,222 \exp \left[- \left(\frac{k^2}{6ne} \right)^2 \right],$$

$$f_m = 1 - \exp \left(-0,0115 \frac{u^* \Delta}{n_w} \right).$$

Здесь u^* – динамическая скорость ($r_w u^{*2} = t_w$, t_w – напряжение трения на стенке); Δ – расстояние по нормали до стенки; m , n – коэффициенты ламинарной динамической и кинематической вязкости; U , V , W – компоненты осредненной скорости. Индекс w обозначает значение соответствующей величины на стенке. Другие обозначения в уравнениях и граничные условия для газодинамических компонентов являются общепринятыми в газовой динамике.

Эксперимент. Схема экспериментального стенда приведена на рис. 1. Экспериментальная модель для исследования щелевого перфорационного охлаждения помещалась в открытом воздушном потоке, нагретом в электроподогревателе омического сопротивления. Через модель продувался охлаждающий воздух. С помощью излучателя на исследуемую стенку направлялся радиационный тепловой поток, имитирующий излучение сажистого пламени в реальной камере сгорания по отношению величин радиационного и конвективного потоков тепла в стенку.

При измерении полей скорости и температуры в пограничном слое применялся комбинированный плоский насадок скоростного напора и термопара. Расход охлаждающего воздуха определялся с помощью расходной шайбы, а температура с помощью термопары хромель-копель. Для измерения тем-

пературы “горячей” пластины применялись тепловизионная аппаратура фирмы “AGEMA” и контрольные термопары хромель-копель.

Методика проведения эксперимента и описание используемых моделей приведены в [1, 2].

Результаты расчета и сравнение с экспериментом. Для условий эксперимента был выполнен расчет согласно приведенным выше уравнениям. Расчетная область представляла собой параллелепипед (рис. 2). Течение рассматривалось в декартовой системе координат (ось X направлялась вдоль пластины, ось Y – по нормали к ней, ось Z – поперек пластины). Длина расчетной области по оси X составляла 120 мм, по оси Y – 12 мм и по оси Z – 36 мм. Проводился сквозной счет на (существенно) неравномерной сетке со сгущением узлов по потоку в районе щелей охлаждения и по высоте пограничного слоя вблизи стенки. Общее число узлов составляло 1 225 305. Для детального исследования течения в районе щели использовалась дополнительная расчетная область, изображенная на рис. 2 штрихпунктиром в виде отдельно параллелепипеда.

В направлении оси X вдоль пластины подавался горячий поток с температурой $T_g = 430$ К и максимальной скоростью U_g , имеющий развитый турбулентный профиль

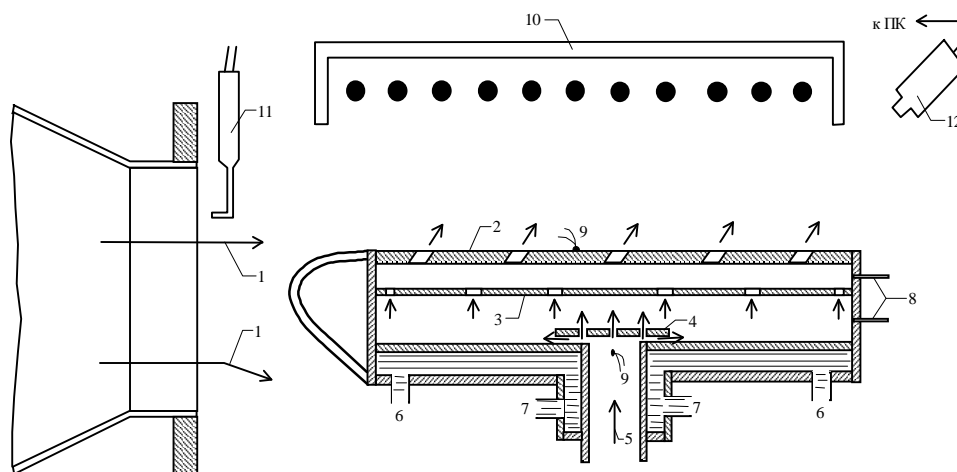


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

1 – нагретый поток воздуха, 2 – перфорированная “горячая” пластина с наклонными щелями, 3 – перфорированная “холодная” пластина, 4 – отбойник, 5 – охлаждающий воздух, 6, 7 – подводы и отводы вспомогательного охлаждающего воздуха, 8 – отборы статического давления, 9 – термопары, 10 – излучатель, 11 – комбинированный насадок для измерения параметров основного потока воздуха, 12 – приемная камера тепловизора. Стрелки означают направления движения охлаждающего воздуха

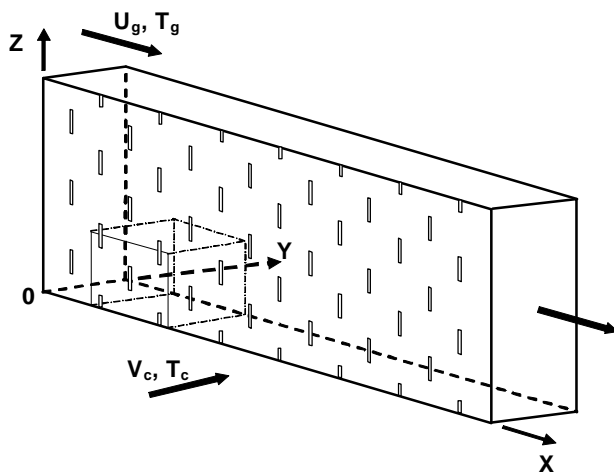


Рис. 2. Схема расчетной области

продольной скорости со степенным законом $1/7$. Через щели в пластине выдувался охладитель с температурой $T_c = 293$ К. Число Рейнольдса основного потока составляло 37500. Стенка считалась адиабатической.

Рассматривалось шахматное расположение щелей на исследуемой пластине. Шаг между щелями в продольном направлении (по оси X) равнялся 16 мм, шаг в поперечном направлении (по оси Z) составлял 12 мм. Последний размер считался характерным и принимался за единицу. Форма расчетных щелей представлена на рис. 3. Рассматривались щели с наклоном в направлении основного потока под углом j_s к нормали пластины. В зависимости от формы щели исследовалось два способа подачи охладителя. В первом случае охладитель подавался через наклонные прямоугольные щели, во втором – через

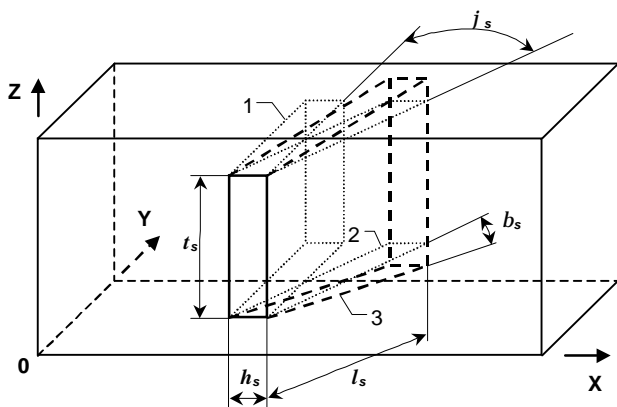


Рис. 3. Схема расчетных щелей охлаждения:
1 – нормальная щель, 2 – наклонная щель,
3 – наклонная расширяющаяся щель

наклонные расширяющиеся щели (при постоянной высоте щели) с углом раскрытия b_s (реализуется так называемая веерная струя).

Так как расчет течения в каналах охлаждения не проводился, то наклонная подача охладителя в сносящий поток моделировалась через граничные условия путем задания соответствующих компонент скорости. Продольный угол подачи охладителя задавался равным углу наклона щели j_s . Трансверсальный угол в случае прямоугольной струи принимался равным нулю, а в случае веерной струи задавалось его линейное изменение от 0 в центре щели до $\pm b_s$ на его краях. Значение угла b_s варьировалось от 0 до 30° . В расчетах угол наклона щелей принимался равным 50° в соответствии с результатами ранее проведенных экспериментов.

Типичная картина распределения расчетной продольной скорости вблизи охлаждаемой стенки приведена на рис. 4.

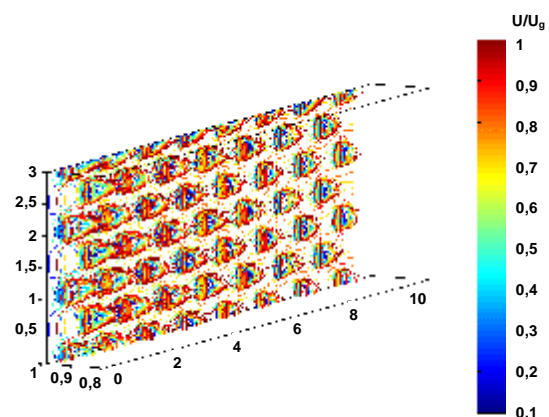


Рис. 4. Расчетное распределение относительной продольной скорости около поверхности пластины, $rV_w / rU_g = 0,02$

На рис. 5 приведено сравнение расчетных распределений температур стенки с экспериментальными распределениями, полученными с помощью тепловизора. Если по среднему уровню температур вдоль пластины расчетные и экспериментальные данные совпадают, то локальные значения отличаются. Это объясняется тем, что тепловизором регистрируется температура стенки, сглаженная по оси X в результате теплопроводности материала стенки. В расчетных распределе-

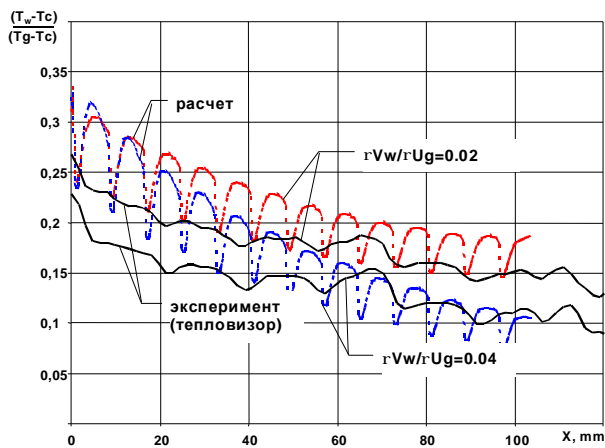


Рис. 5. Продольные распределения температуры "горячей" стороны стенки

ниях эта теплопроводность не учитывается, в результате чего по длине получается периодическая зависимость, связанная с продольным шагом между щелями.

На рис. 6 приведены экспериментальные данные изменения эффективности охлаждения стенки со щелями на расстоянии 140 мм от ее начала в зависимости от расхода охладителя. Для сравнения эффективности охлаждения "горячих" различных перфорированных стенок здесь же приведены экспериментальные данные для наклонных отверстий с $\alpha = 0^\circ, 45^\circ$ и 70° . Как видно, эффективности двух сравниваемых систем (щель – $\alpha = 50^\circ$ и отверстия – $\alpha = 70^\circ$) оказались практически одинаковыми как при от-

сутствии внешнего радиационного потока, так и при его наличии. При одинаковом наклоне щели и отверстий глубина проникновения охлаждающих струй из щелей меньше, чем при истечении охладителя из отверстий, что и объясняет преимущество наклонных щелей перед наклонными отверстиями по эффективности охлаждения при одинаковом расходе охладителя.

Расчетное поверхностное распределение адиабатической температуры перфорированной стенки с прямоугольными щелями показано на рис. 7. Как и следовало ожидать, минимальные значения продольной скорости и температуры реализуются непосредственно за щелями охлаждения.

На рис. 8 представлено расчетное поверхностное распределение адиабатической температуры перфорированной пластины при веерной подаче охладителя. Из сравнения рис. 7 и 8 хорошо видно, что охлаждение стенки в промежутках между щелями при веерной подаче охладителя происходит значительно более эффективно.

Как следует из расчета, при прямой подаче охладитель отклоняется от пластины в сторону горячего потока. При веерной подаче охладитель разворачивается и растекается вдоль перфорированной пластины. Сравнение расчетных линий тока в окрестности прямоугольной ($b_s = 0^\circ$) и веерной щели ($b_s = 20^\circ$) приведено на рис. 9.

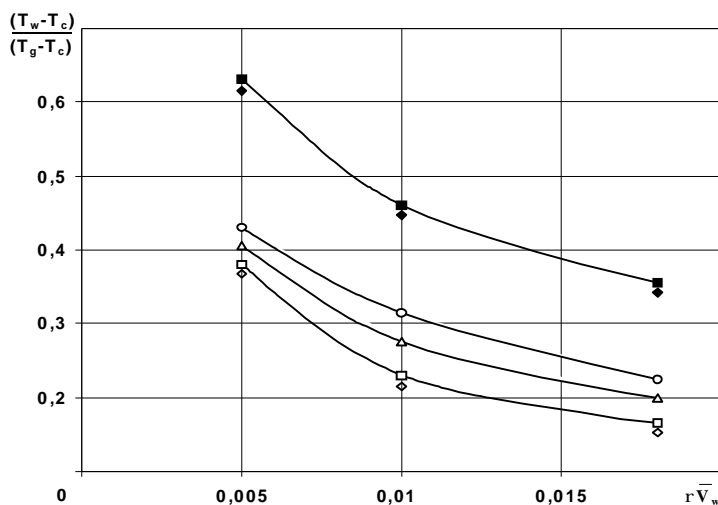


Рис. 6. Изменение температуры двойной перфорированной стенки в зависимости от относительной скорости вдува охлаждающего воздуха при различном отношении радиационного и конвективного потоков тепла (светлые значки $q_r/q_c = 0$, темные – $q_r/q_c = 1,4$). Щели: \diamond – $\alpha = 50^\circ$. Отверстия ($d = 0,9$ мм): \square – $\alpha = 0^\circ$; \triangle – $\alpha = 45^\circ$; \circ – $\alpha = 70^\circ$

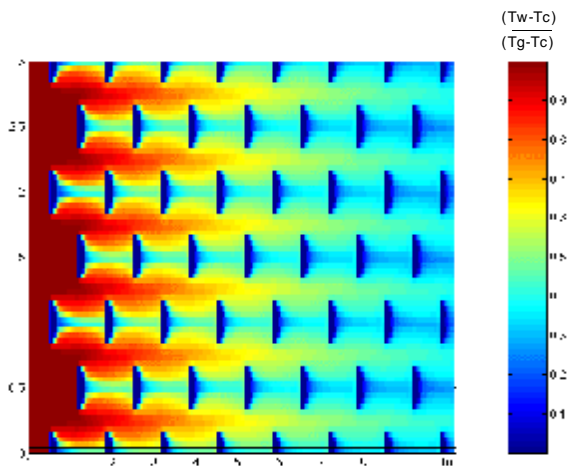


Рис. 7. Расчетное распределение адиабатической температуры по поверхности пластины с прямоугольными щелями ($b_s = 0^\circ$), $rV_w/rU_g = 0,02$

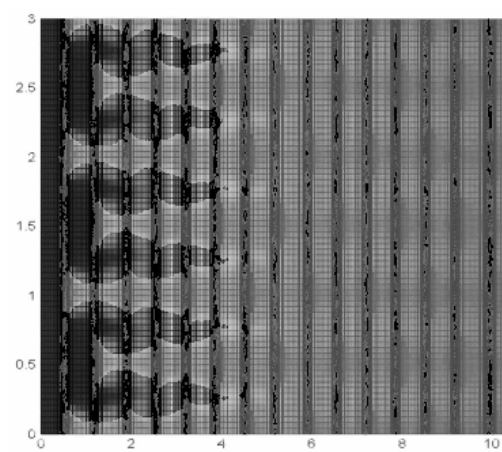


Рис. 8. Расчетное распределение адиабатической температуры по поверхности пластины с расширяющимися щелями ($b_s = 0^\circ$), $rV_w/rU_g = 0,02$

На рис. 10 представлена зависимость эффективности перфорационного охлаждения от угла раскрытия веерной струи. Под эффективностью охлаждения Dq_w понимается разница осредненных по ширине пластины относительных избыточных температур в начале и в конце элемента. Как видно из рисунка, при увеличении отклонения боковых стенок щели от нормали с 0 до 30° эффективность перфорационного охлаждения секции увеличивается примерно вдвое, причем наиболее резкий рост эффективности происходит при $b_s > 20^\circ$, когда линии тока охладителя разворачиваются параллельно пластине. Необходимо отметить, что дальнейшее уве-

личение угла раскрытия щели может привести к отрыву потока охлаждающего воздуха от боковых стенок, что приведет к снижению эффективности данного способа охлаждения.

Список литературы

1. Рекин А. Д., Жестовский В. В., Лукаш В. П., Стряпунин С. А. Экспериментальное и расчетное исследование теплового и напряженного состояния перфорированной стенки жаровой трубы с различным наклоном отверстий и шагом между ними // Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции «Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей». - Вестник СГАУ, №2 (2). Самара: Самарский госу-

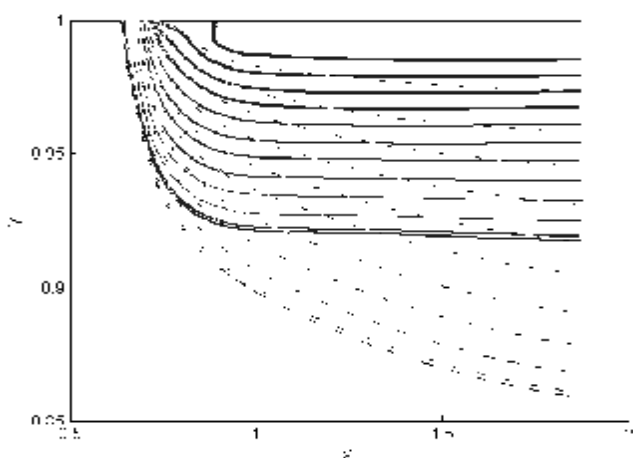


Рис. 9. Линии тока в центральной плоскости (X, Y) в окрестности щели охлаждения; пунктир – $b_s = 0^\circ$, сплошные линии – $b_s = 20^\circ$

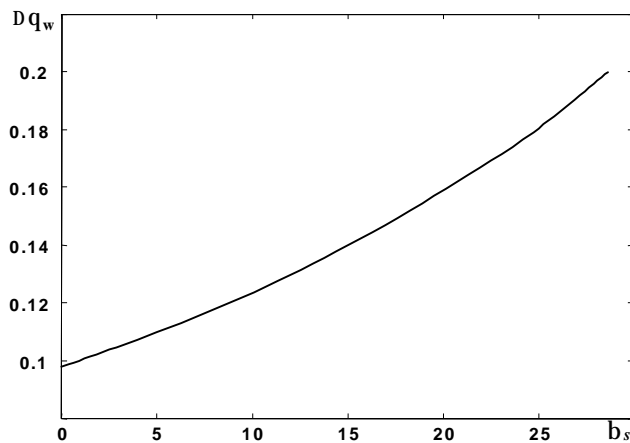


Рис. 10. Зависимость эффективности перфорационного охлаждения от угла раскрытия веерной струи

дарственный аэрокосмический университет, 2002. - С. 81-87.

2. Рекин А. Д., Лукаш В. П., Стряпунин С. А. Экспериментальное определение конвективного теплообмена с горячей и холодной сторон стенки при перфорационном ее охлаждении // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах. Том 2. Вынужденная конвекция од-

нофазной жидкости. - М.: Издательство МЭИ, 2002. - С. 239-242.

3. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

4. Chien, K.-Y., “Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with Low-Reynolds-Number Turbulence Model,” AIAA Journal, vol. 20, 1982, p. 33-38.