

УДК 536.24:532.517.4

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 горячей 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 охлаждения. 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: $\Delta P_w = (0,02-0,03) P_k^*$, 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: неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W) = 0$$

и движения

$$\rho U \frac{\partial U}{\partial x} + \rho V \frac{\partial U}{\partial y} + \rho W \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(2 \frac{\partial U}{\partial x} - \frac{2}{3} \text{Div} \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_e \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \right],$$

$$\rho U \frac{\partial V}{\partial x} + \rho V \frac{\partial V}{\partial y} + \rho W \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(2 \frac{\partial V}{\partial y} - \frac{2}{3} \text{Div} \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_e \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right) \right],$$

$$\rho U \frac{\partial W}{\partial x} + \rho V \frac{\partial W}{\partial y} + \rho W \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_e \left(2 \frac{\partial W}{\partial z} - \frac{2}{3} \text{Div} \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right) \right].$$

Дополнительно с уравнениями движения решаются уравнения для температуры

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x}(\rho UT) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho VT) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho WT) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_T \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_T \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_T \frac{\partial T}{\partial z} \right), \end{aligned}$$

энергии турбулентности и скорости ее диссипации

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x}(\rho Uk) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho Vk) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho Wk) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_k \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_k \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_k \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \rho S_k, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x}(\rho U\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W\varepsilon) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \rho S_\varepsilon. \end{aligned}$$

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

$$\Gamma_k = \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu, \Gamma_\varepsilon = \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu = \frac{\mu_t}{\sigma_h} + \mu,$$

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu k^2 / \varepsilon, \nu_t = \mu_t / \rho,$$

$$S_k = \rho (\nu_t F_k - \varepsilon - 2\nu k / \Delta^2),$$

$$S_\varepsilon = \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[C_1 \nu_t F_k - C_2 f_\varepsilon \varepsilon - C_4 2 \frac{\nu k}{\Delta^2} \exp(-C_3 \frac{u^* \Delta}{\nu_w}) \right],$$

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

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

$$\sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3; \sigma_h = 0,9;$$

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

$$f_\mu = 1 - \exp(-0,0115 \frac{u^* \Delta}{\nu_w}).$$

Здесь u^* – динамическая скорость ($\rho_w u^{*2} = \tau_w$, τ_w – напряжение трения на стенке); Δ – расстояние по нормали до стенки; μ , ν – 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 отдельного 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

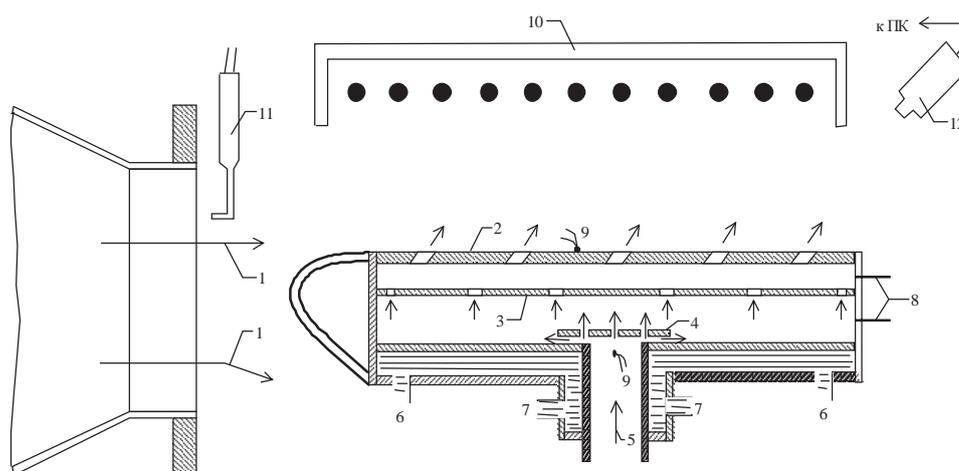


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

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

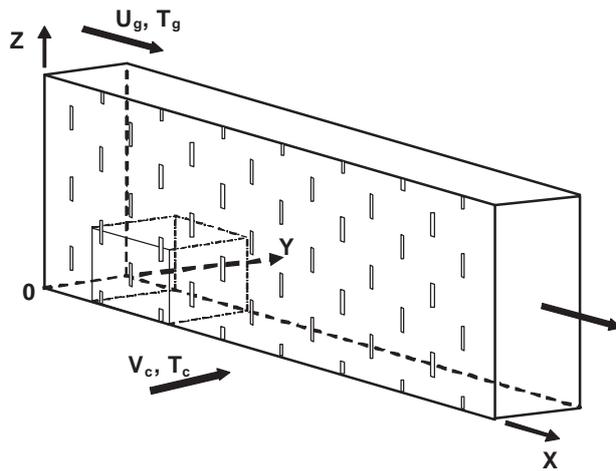


Рис. 2. Схема расчетной области

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 φ_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

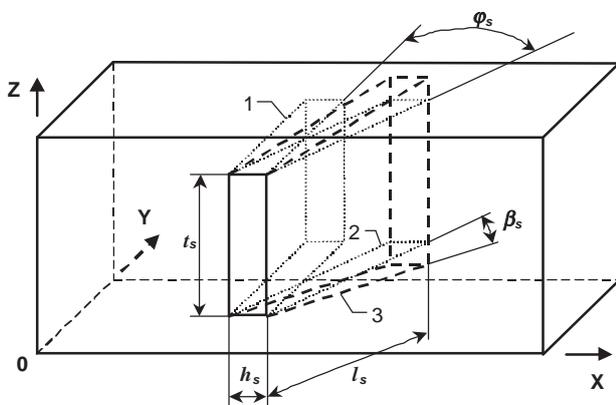


Рис. 3. Схема расчетных щелей охлаждения:
1 – нормальная щель, 2 – наклонная щель,
3 – наклонная расширяющаяся щель

наклонные расширяющиеся щели (при постоянной высоте щели) с углом раскрытия β_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 φ_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 $\pm\beta_s$ на его кромках. Значение угла β_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.

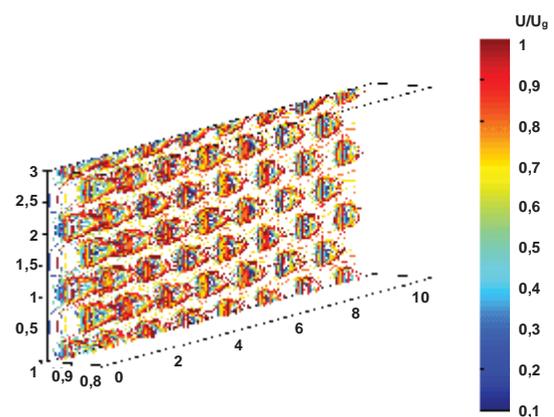


Рис. 4. Расчетное распределение относительной продольной скорости около поверхности пластины, $\rho V_w / \rho U_g = 0,02$

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-

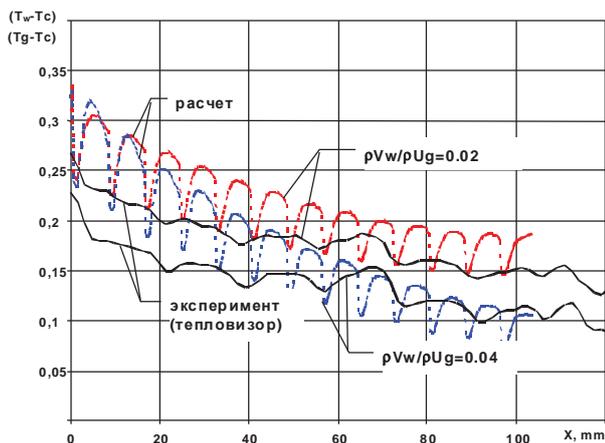


Рис. 5. Продольные распределения температуры “горячей” стороны стенки

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 ($\beta_s = 0^\circ$) и веерной щели ($\beta_s = 20^\circ$) приведено на рис. 9.

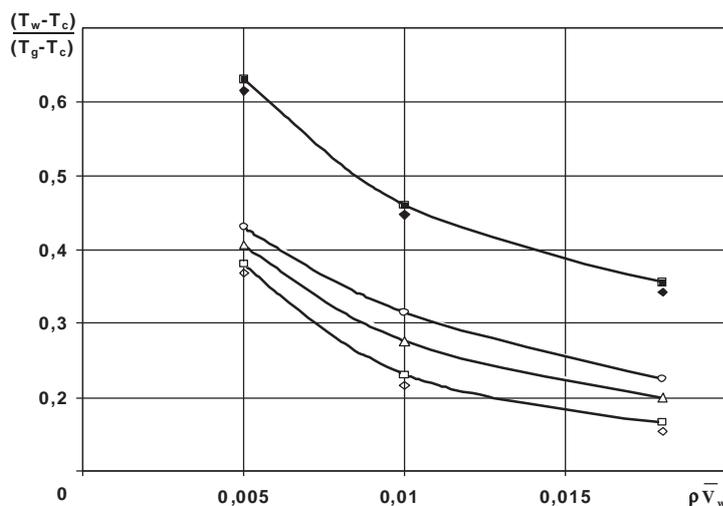


Рис. 6. Изменение температуры двойной перфорированной стенки в зависимости от относительной скорости вдува охлаждающего воздуха при различном отношении радиационного и конвективного потоков тепла (светлые значки $q_r/q_c = 0$, темные – $q_r/q_c = 1,4$). Щели: $\downarrow, \triangleleft$ – $\alpha = 50^\circ$.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

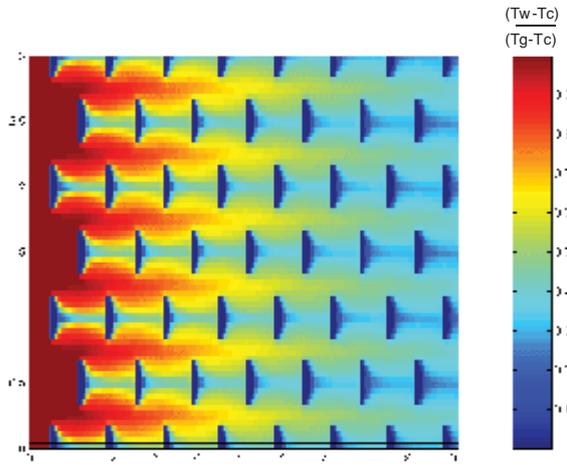


Рис. 7. Расчетное распределение адиабатической температуры по поверхности пластины с прямоугольными щелями ($\beta_s = 0^\circ$), $\rho V_w / \rho U_g = 0,02$

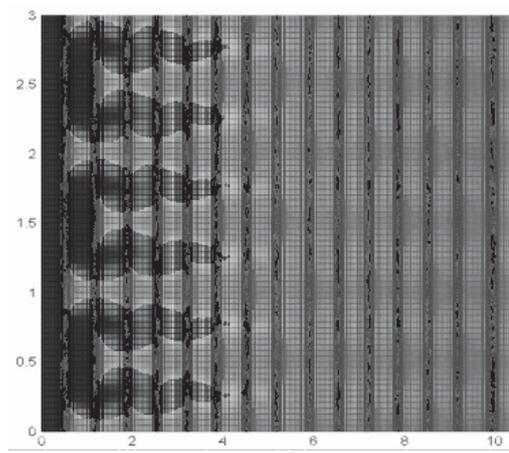


Рис. 8. Расчетное распределение адиабатической температуры по поверхности пластины с расширяющимися щелями ($\beta_s = 0^\circ$), $\rho V_w / \rho U_g = 0,02$

На рис. 10 представлена зависимость эффективности перфорационного охлаждения от угла раскрытия веерной струи. Под эффективностью охлаждения $\Delta\theta_w$ 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 $\beta_s > 20^\circ$, 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-

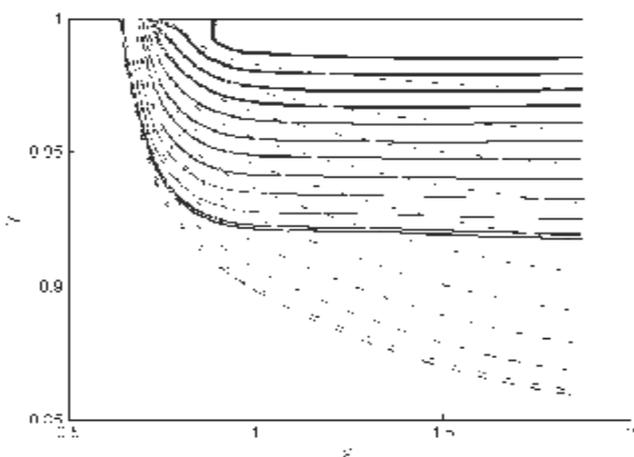


Рис. 9. Линии тока в центральной плоскости (X,Y) в окрестности щели охлаждения; пунктир – $\beta_s = 0^\circ$, сплошные линии – $\beta_s = 20^\circ$

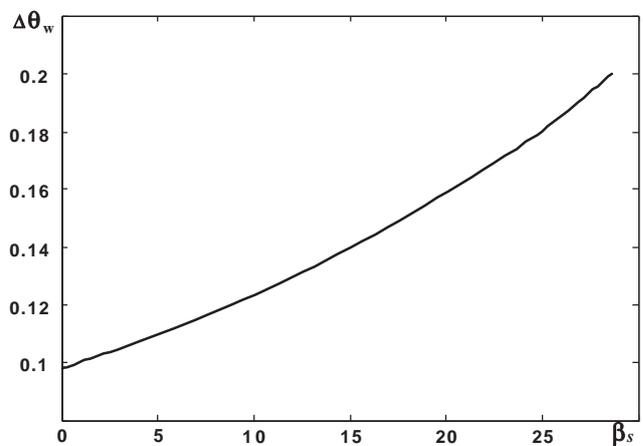


Рис. 10. Зависимость эффективности перфорационного охлаждения от угла раскрытия веерной струи

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.

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE THERMAL STATE OF A PERFORATED WALL OF A LINER WITH INCLINED SLOTS

© 2006 V. P. Lukash, A. I. Mayorova, A. D. Rekin, A. A. Sviridenkov, S. A. Stryapunin

Central Institute of aircraft engine construction, Moscow

The thermal state of a perforated wall with inclined slots for liners was determined experimentally by means of a thermovision system. Three-dimensional calculations of boundary layer aerodynamics on the wall with cooling air injection through discrete inclined slots were carried out on the basis of numerical integration of a three-dimensional system of Navier-Stokes equations. It is established that the cooler jet penetrate into a hot stream less intensively with fan air supply than with straight supply. Consequently, the wall is cooled more efficiently with fan air supply. Dependence of cooling efficiency on the angle of inclined slots was obtained.