

И.В. МОРЕНКО,
канд. техн. наук
(ИММ – обособленное
структурное подразделение
ФИЦ КазНЦ РАН, Казань),

А.В. ИЛЬИНКОВ,
канд. техн. наук
(КНИТУ-КАИ, Казань),

И.И. ХАБИБУЛЛИН,
канд. техн. наук
(КНИТУ-КАИ, Казань;
АО «НИИ турбокомпрессор
им. В.Б. Шнеппа», Казань),

В.В. ТАКМОВЦЕВ,
канд. техн. наук,

А.В. ЩУКИН,
д-р техн. наук
(КНИТУ-КАИ, Казань)
a.v.shchukin@rambler.ru

Физическое и численное моделирование теплоотдачи и обтекания двухполостных диффузорных выемок

Получены опытные данные по средней теплоотдаче на пластине с системой двухполостных диффузорных выемок, обтекаемых турбулентным потоком, близким по режимным условиям к течению охлаждающего воздуха в каналах турбинной лопатки. Выполнено физическое и численное моделирование обтекания одиночной двухполостной диффузорной выемки. Показано возникновение в ее полости двух самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур с непрерывным массообменом между течением в полости и внешним потоком. Приведены результаты численного моделирования, согласующиеся с данными физического эксперимента.

Интенсификатор теплообмена, двухполостная диффузорная выемка, физический и численный эксперименты, визуализация течения, система охлаждения турбинных лопаток

Одним из направлений разработки эффективных систем воздушного охлаждения турбинных лопаток для высокотемпературных газотурбинных двигателей является использование пристенных интенсификаторов теплообмена [1–6]. Получаемая при этом теплообменная поверхность, как правило, имеет высокую энергоэффективность, что очень важно для турбин высокого давления. В этом случае удастся получить близкие к оптимальным значения параметров вдува для конвективно-пленочных систем охлаждения лопаток.

Гидродинамика во многом предопределяет уровень конвективного теплообмена между потоком и обтекаемой им поверхностью, что позволяет формулировать на этой основе соответствующие физические модели переноса теплоты. При изучении сложных отрывных и присоединяющихся течений, которые часто возникают в интенсификаторах конвективного теплообмена, физические эксперименты по исследованию гидродинамики потоков необходимы как при определении гидравлических потерь в каналах, так и при верификации разрабатываемых численных методов их расчета [1, 2].

По энергетической эффективности $(Nu/Nu_0)_{Re}/(\xi/\xi_0)_{Re}$ выемки, как пристенные интенсификаторы теплообмена, имеют более высокие показатели, чем выступы, в связи с чем их исследование более актуально. Форма обводов выемки во многом предопределяет гидродинамические и теплообменные процессы в них. Хорошо известны публикации [3, 4], в которых разрабатываются новые формы пристенных интенсификаторов теплообмена и моделируются протекающие в них гидродинамические и тепловые процессы. По данным [3], на турбулентном режиме обтекания выемок различной конфигурации одинаковой глубины наилучшие показатели у каплевидных их вариантов, где теплоотдача при прочих равных условиях выше, чем у сферических выемок, на 18 %.

В настоящей статье приведены результаты выполненных сравнительных экспериментальных и численных исследований обтекания потоком одиночной двухполостной диффузорной выемки (ДДВ) [7]. Актуальность исследований состоит в том, что система таких выемок, выполненная на плоской пластине, продемонстрировала на турбулентном режиме течения высокие уровни теплоотдачи, примерно на 40 % превышающие предельные значения интенсификации теплообмена широко используемыми сферическими выемками (рис. 1).

Опыты (см. рис. 1) были проведены на экспериментальном стенде, представляющем собой канал прямоугольной формы с поперечным сечением $0,03 \times 0,3$ м. В нижней стенке опытного участка располагался объект исследования – экспериментальная пластина с ДДВ диаметром $d = 9,4 \cdot 10^{-3}$ м и глубиной $h = 3,6 \cdot 10^{-3}$ м. На пластине ДДВ расположены в шахматном порядке (с плотностью $f = 0,35$). Коэффициент теплоотдачи исследовался электрометрическим методом с использованием хромель-алюмелевых термопар диаметром $0,2 \cdot 10^{-3}$ м. Диапазон изменения числа Рейнольдса в опытах $Re_D = 10000 \div 60000$ соответствовал рабочим режимам течений в каналах систем охлаждения газотурбинных двигателей и энергетических установок.

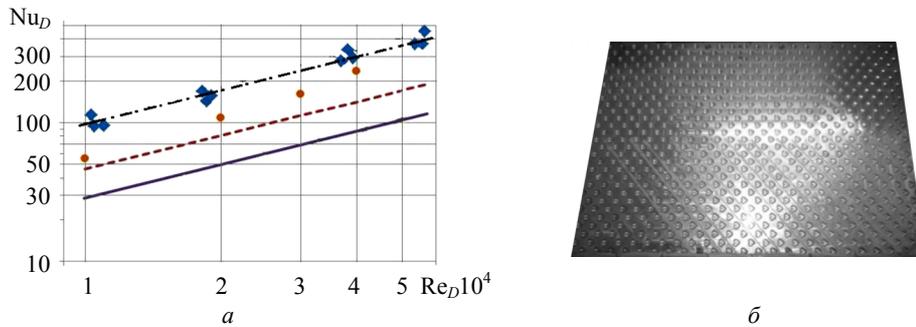


Рис. 1. Средняя теплоотдача на пластине с ДДВ в плоском канале, турбулентный режим:
 а – результаты экспериментов (--- ДДВ [7]; ● – V-образные выемки [3]; ---- – сферические выемки
 $Nu/Nu_D = 1 + 4,4 [f(h/d_{сф})]^{0,8} (H/d_{сф})^{-0,6}$ [8]; — турбулентный режим, гладкий канал $Nu_D = 0,021 Re_D^{0,8} Pr_f^{0,43}$);
 б – общий вид экспериментальной пластины

Как видим (рис. 1, а), значения теплоотдачи при обтекании поверхности с ДДВ превышают значения теплоотдачи около гладкой поверхности в 3 раза, значения теплоотдачи от поверхности с V-образными выемками – в 1,2...1,8 раза. По сравнению с системой полусферических выемок теплоотдача возрастает в 2,2 раза при прочих равных условиях.

Приведем результаты физических и численных экспериментов по визуализации течений в одиночной ДДВ. Высота экспериментального участка – 0,1 м, ширина – 0,1 м. В процессе эксперимента в поток воды подавались синие чернила. Модель ДДВ была установлена на нижней стенке канала, а ось объектива видеокамеры – перпендикулярно поверхности. Число Рейнольдса, рассчитанное по глубине ДДВ в плане $h = 0,016$ м, изменялось в опытах в диапазоне $Re = 270 \div 3400$. Схема исследуемой ДДВ представлена на рис. 2, а. Выемка образована вращением профиля П вокруг осей Oa и Ob ($c = h$, $d = 0,86h$).

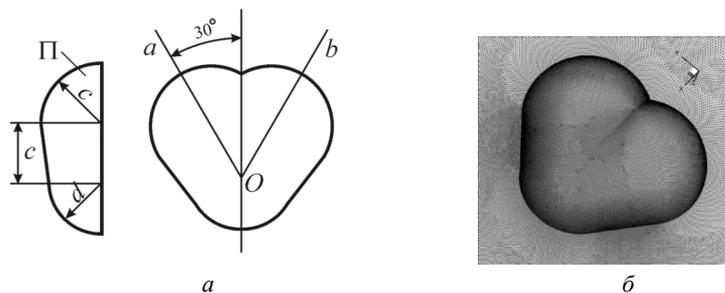


Рис. 2. Схема ДДВ (а) и фрагмент расчетной сетки (б)

При проведении численных расчетов геометрические параметры канала и ДДВ, профиль скорости на входе в канал, а также теплофизические свойства среды соответствовали физическому эксперименту. Нестационарное течение вязкой несжимаемой жидкости в канале с одиночной ДДВ исследовано прямым численным моделированием. Определены безразмерные переменные по следующим формулам: $\bar{x}_i = x_i/h$ – линейный размер, $i = 1, 2, 3$, $\bar{u}_i = u_i/u_0$ – компоненты вектора скорости (u_0 – среднерасходная скорость в канале, $\bar{t} = t u_0/h$ – время, $\bar{p} = p/\rho u_0^2$ – давление). Режим течения теплоносителя определяется числом Рейнольдса $Re = \rho u_0 h/\mu$, которое рассчитывается по глубине выемки h , плотности ρ , коэффициенту динамической вязкости μ , скорости жидкости u_0 . Расчеты проводятся при фиксированном числе Рейнольдса $Re = 10^3$.

Начало декартовой системы координат расположено посередине нижней стенки канала в точке, совпадающей с центром ДДВ. Ось Ox_1 совпадает с направлением движения жидкости, ось Ox_2 направлена вертикально вверх, а координата Ox_3 – ортогонально оси канала. Уравнения Навье – Стокса, неразрывности в безразмерных переменных запишем в следующем виде (черта над величинами опущена):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad i = 1, 2, 3; \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (2)$$

Приведем начальные условия для уравнений (1), (2):

$$t = 0: u_i = 0; p = p_0.$$

Граничные условия имеют следующий вид.

На стенках канала заданы условия прилипания:

$$u_i = 0, \quad \partial p / \partial n = 0,$$

где n – внешняя нормаль. Во входном сечении канала: $u_1 = u_0, u_2 = u_3 = 0, \partial p / \partial n = 0$.

В выходном сечении канала конвективные граничные условия запишем в следующем виде:

$$\partial u_i / \partial t + u_j \partial u_i / \partial x_j = 0, \quad \partial p / \partial n = 0.$$

Расчетная область дискретизируется сеткой тетраэдральных элементов (рис. 2, б), сгущающихся в ДДВ и к поверхностям канала для разрешения пограничного слоя. Решение задачи осуществляется методом конечных объемов. Исследование сеточной сходимости выполнено при числе разбиений расчетной области на следующее количество ячеек: $0,35 \cdot 10^6$ (M_1), $0,52 \cdot 10^6$ (M_2), $1,1 \cdot 10^6$ (M_3), $2,4 \cdot 10^6$ (M_4). Значение коэффициента сопротивления ДДВ $C_d = \frac{2}{S} \int_S f_x ds$ (где $f_x = \left(0,5p + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial u}{\partial n}\right) \cos(\mathbf{n}, \mathbf{x})$; S – площадь поверхности ДДВ), рассчитанное на сетке M_3 , отличается на 2 % от значения коэффициента сопротивления, полученного на сетке M_4 .

Структуру течения в полости ДДВ иллюстрирует фотография (рис. 3, а), полученная в ходе физического эксперимента, и результаты расчетов (рис. 3, б). Как показали экспериментальные и численные исследования, в полость ДДВ поток поступает после отрыва его от передней кромки выемки и присоединения в области выходной кромки. При этом образуется возвратное течение, которое формируется в условиях обтекания поверхности полости диффузорной формы. В наиболее глубокой области выемки образуются две самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры (СКВС) с симметричным их расположением относительно продольной плоскости симметрии ДДВ.

Сравнивая рис. 3, а и рис. 3, б, видим, что вихреобразование СКВС показали как результаты численных расчетов, так и физический визуализационный эксперимент.

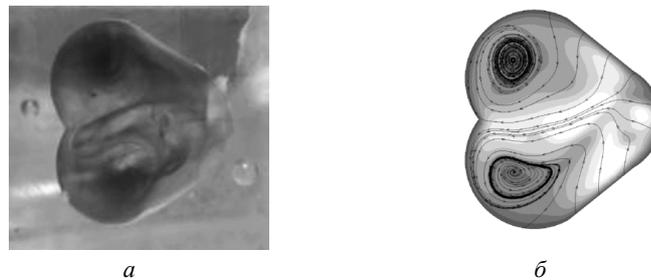


Рис. 3. Визуализация течения (а) и изолинии поля модуля скорости и трейсеры (б)

Важно, что в обоих случаях процесс массообмена между потоком в полости выемки и внешним потоком непрерывен. Совпадает и местоположение эпицентров СКВС. Таким образом, в физическом эксперименте и при прямом численном моделировании наблюдается адекватность происходящих процессов обтекания ДДВ.

Полученные результаты согласуются с картой режимов обтекания поверхности со сферическими выемками [9], по которой для заданных условий обтекания выемки ($\text{Re} = 1000, h/d = 0,38$) должно реализовываться ламинарное течение с парной осесимметричной вихревой структурой. Как показали физические эксперименты по визуализации течений, увеличение числа Рейнольдса способствует увеличению интенсивности обеих СКВС.

В целом результаты прямого численного моделирования адекватно отражают основные особенности обтекания ДДВ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев А.И. и др. Вихревые технологии для энергетики. М.: Изд. дом МЭИ, 2017. 350 с.
2. Богатко Т.В. и др. Теплообмен в дозвуковых отрывных потоках. Новосибирск НГТУ, 2016. 247 с.
3. Jordan C.N., Wright L.M. Heat Transfer Enhancement in a Rectangular (AR = 3:1) Channel with V-Shaped Dimples // Proc. of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, June 6–10, 2011, Vancouver, Canada. 12 p.
4. Исаев С.А. и др. Интенсификация ламинарного течения в узком микроканале с однорядными наклонными овально-траншейными лунками // Письма в ЖТФ. 2018. № 9. С. 73–80.
5. Попов И.А. и др. Влияние геометрии поверхностных интенсификаторов теплообмена на прочность теплообменных труб // Изв. вузов. Авиационная техника. 2019. № 3. С. 21–27.
6. Gilfanov K.K., Shakirov R.A. Intellectual Modeling of Surface Heat-Exchange Enhancer Based on Artificial Neural Networks [Electronical Resource]. URL: https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2019/50/e3sconf_ses18_03007.pdf (дата обращения: 12.10.2020).
7. Хабибуллин И.И. Интенсификация теплообмена двухполостными диффузорными выемками: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2016. 20 с.
8. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2005. 32 с.
9. Гортышов Ю.Ф. и др. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2009. 530 с.

Поступила в редакцию 12.11.20

После доработки 13.11.20

Принята к публикации 13.11.20

Physical and Numerical Simulation of Heat Transfer and Flow in Double-Cavity Diffuser-Type Dimples

I.V. MORENKO¹, A.V. IL'INKOV², I.I. KHABIBULLIN^{2,3},
V.V. TAKMOVTSEV², AND A.V. SHCHUKIN²

¹ Institute of Mechanics and Engineering, the Federal Research Center “Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences”, Kazan

² Tupolev Kazan National Research Technical University, Kazan

³ AO NII turbokompressor named after V.B. Shnepp, Kazan

Average heat transfer in a turbulent flow on a plate with a system of double-cavity diffuser-type dimples is studied experimentally. The regime of turbulent flow almost reproduces the airflow in a cooling system of a turbine blade. Physical and numerical simulation of flow in a double-cavity diffuser-type dimple is performed. Two self-organizing vortices emerging in the dimple were documented. They provide continuous mass transfer between the dimple and the flow. Numerical simulation results agree well with the physical experiment.

Heat transfer promoter, double-cavity diffuser-type dimple, physical and numerical experiment, flow visualization, cooling system of turbine blade