

А.В. ИЛЬИНКОВ,
канд. техн. наук,

А.В. ЩУКИН,
д-р техн. наук,

В.В. ТАКМОВЦЕВ,
канд. техн. наук,

И.Ш. ЗАРИПОВ
(КНИТУ-КАИ, Казань),

И.И. ХАБИБУЛЛИН,
канд. техн. наук
(Казанский

АО НИИ турбокомпрессор
им. В.Б. Шнеппа, Казань)
a.v.shchukin@rambler.ru

Интенсификация охлаждения стенки однополостными диффузорными выемками на турбулентном режиме течения

Получены опытные данные о средней теплоотдаче и сопротивлении в канале прямоугольного сечения с матрицами однополостных диффузорных выемок на стенке канала. Выполнено моделирование обтекания матриц однополостных диффузорных выемок для разных углов их установки. Приведены результаты теплообменных экспериментов.

Интенсификатор теплообмена, однополостная диффузорная выемка, гидравлическое сопротивление, средняя теплоотдача, энергетическая эффективность

Анализ научно-технической литературы по изучению выемок овальной, траншейной и других форм показал [1–5] важность исследования структуры потока, проходящего через полость выемки. Действительно, выявление условий образования самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, построение их физических моделей позволяет объяснить причины изменения уровней конвективного теплообмена, гидравлического сопротивления и управлять этими процессами для повышения энергетической эффективности системы охлаждения.

Известно [3], что существует две категории выемок любых схем – с отрывным и безотрывным течением в их полости, причем первый вариант позволяет получить более интенсивную теплоотдачу на поверхности с выемками, нежели второй. Связано это как с увеличением площади теплообменной поверхности, так и с повышением интенсивности самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур.

Из обобщенных данных [6] следует, что прирост теплоотдачи в матрицах отрывных сферических и овальных выемок с самоорганизующимися крупномасштабными вихревыми структурами невелик.

Как было показано в работе [5], при обтекании ускоряющимся турбулентным потоком в полусферической выемке происходит увеличение теплоотдачи. Причина – потеря устойчивости диффузорного возвратного течения с образованием более мощных самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур. На этой основе были разработаны и запатентованы схемы «отрывных» выемок с организацией диффузорного характера возвратного течения в выемке [7–9].

Если первый вариант запатентованной диффузорной выемки был двухполостным, в связи с чем требовалась трудоемкая технология изготовления, то вторая схема имеет значительно более простую форму. Процесс ее формирования из двухполостного варианта показан на рис. 1.

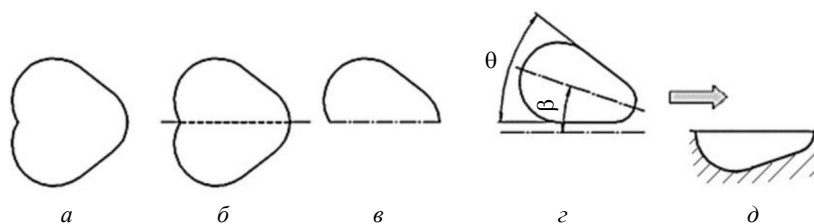


Рис. 1

В исходной двухполостной диффузорной выемке (рис. 1, а) проведена ось симметрии выемки (рис. 1, б). Рис. 1, в демонстрирует разделение двухполостной диффузорной выемки, рис. 1, г – проведение линии под углом β и построение симметричной выемки по линии симметрии. На рис. 1, д приведена форма продольного сечения однополостных диффузорных выемок с диффузорной донной поверхностью для организации возвратного течения

Как было указано, экспериментальное исследование проводилось на единичном объекте и матрице выемок.

По результатам экспериментов, на одиночной диффузорной выемке были выявлены наиболее целесообразные значения угла установки выемки относительно потока воздуха с точки зрения мощности

образующейся самоорганизующейся крупномасштабной вихревой структуры. Результаты проведенных опытов на единичной выемке показали, что значения разрежения в эпицентре самоорганизующейся крупномасштабной вихревой структуры значения теплоотдачи в полости однополостных диффузорных выемок максимальны при углах их установки $\beta = 30; 45; 60^\circ$. Именно для этих трех вариантов установки выемок в потоке и выполнялись опытные исследования на матрицах однополостных диффузорных выемок.

На рис. 2 показана схема опытного участка стенда для исследований матрицы выемок. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы с размерами $B = 314$ мм; $H = 80$ мм; $L = 1000$ мм. Центробежный компрессор генерировал воздушный поток в диапазоне изменения числа Рейнольдса $Re_d = 32000 \div 115000$, обеспечивающего турбулентный режим течения.

Пластины размером 300×400 мм с нанесенными на ней выемками исследовали на установке (см. рис. 2). Установка состоит из центробежного компрессора 1, создающего разрежение воздуха на опытном участке 2. Воздух через впускной канал 6 длиной 1000 мм проходил через опытную пластину 5, которая установлена на нагревателе 9. После ресивера 10 воздух попадал на расходомер 4 и регулировался заслонкой 3. Полученные на объекте исследования 8 опытные данные обрабатывались на компьютере 7.

Для сравнительного анализа теплоотдачи на гладкой поверхности пластины и на поверхности с оптимальными углами установки выемок ($30; 45; 60^\circ$) на обтекаемой воздухом поверхности пластины, изготовленной из алюминия АМГ, было установлено шестнадцать термопар ХА. Диаметр термопроводов, установленных заподлицо с обтекаемой потоком воздуха поверхностью, составлял 0,2 мм. Использовался электрометрический метод определения коэффициента теплоотдачи. Аналогично учитывались и потери теплоты в опытном участке (места крепления пластины с корпусом установки). Использование алюминиевой промежуточной пластины толщиной 10 мм при равномерном распределении теплового потока нагревающего элемента позволило получить равномерный прогрев объекта исследования по всей поверхности пластины.

На рис. 3 представлена экспериментальная пластина с матрицей выемок, установленных под углом 45° относительно направления основного потока.

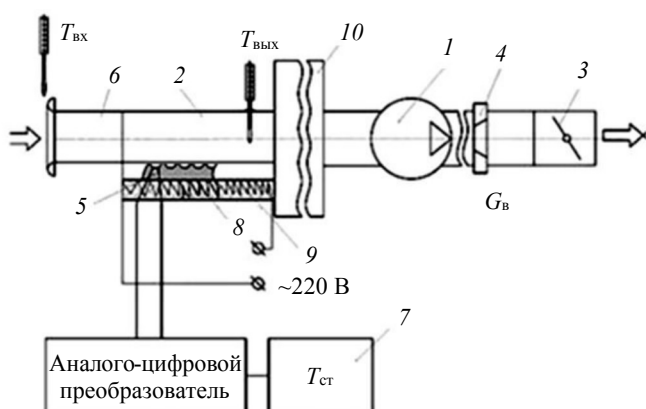


Рис. 2

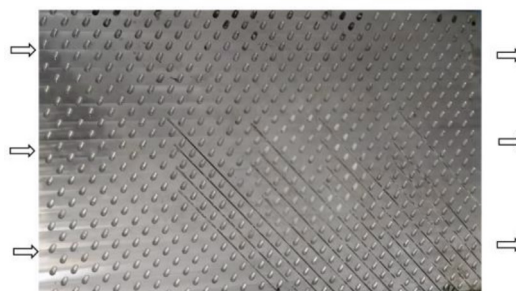


Рис. 3

Методика проведения эксперимента включала преобразования сигнала с термопар посредством аналого-цифрового преобразователя Е-270. Давление воздуха измерялось устройствами ПРСМА ДДМ-40, ПРОМА ИДМ-0,6 ДД совместно с трубкой Пито – Прандтля. Для построения поля давления по высоте канала использовалось автоматическое координатное устройство, программа движения которого была заложена в компьютер. Для качественных опытов был использован тепловизор NEC 7700ТН.

Тестовые (поверочные) эксперименты, проведенные в описанном опытном участке по теплоотдаче и сопротивлению с установленной гладкой пластиной вполне удовлетворительно совпадают с известными классическими данными М.А. Михеева и Г. Блазиуса [1].

Гидравлическое сопротивление матриц однополостных диффузорных выемок в плоском канале показано на рис. 4. Относительная плотность расположения однополостных диффузорных выемок $f = 0,27$; относительная высота канала $H/d_{э\text{кв}} = 4,31$; относительная глубина однополостных диффузорных выемок $h/d_{э\text{кв}} = 0,36$.

Как следует из графика $\xi = f(Re_D)$ (см. рис. 4), наибольшее гидравлическое сопротивление имеет канал с углом установки однополостных диффузорных выемок $\beta = 30^\circ$. Наименьшее его значение при $\beta = 60^\circ$.

Проведенные эксперименты по исследованию средней теплоотдачи на пластине с однополостными диффузорными выемками показали, что при $\beta = 30^\circ$ на обтекаемой воздухом поверхности с матрицей однополостных диффузорных выемок происходит наиболее интенсивный ее прирост.

Результаты исследования средней теплоотдачи на поверхности пластины с однополостными диффузорными выемками показаны на рис. 5.

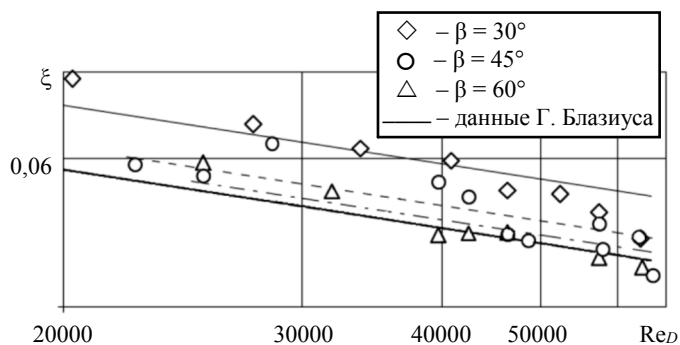


Рис. 4

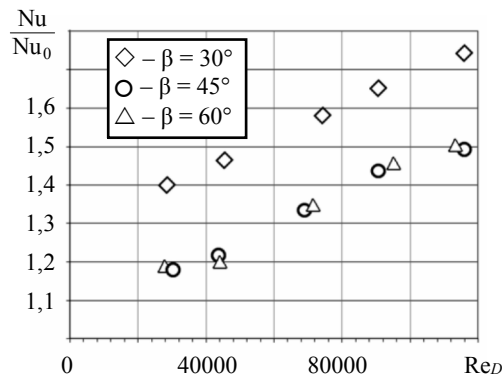


Рис. 5

Наблюдается расслоение опытных точек. Так, наиболее высокая теплоотдача имеет место на обтекаемой поверхности с однополостными диффузорными выемками при установке их под углом 30° . При углах установки $\beta = 45^\circ$ и $\beta = 60^\circ$ уровень средней теплоотдачи несколько снижается.

Рис. 6, а демонстрирует относительную теплоотдачу $Nu/Nu_0 = f(\xi/\xi_0)$. Экспериментальные точки лежат выше линии $Nu/Nu_0 = f(\xi/\xi_0)$ (рис. 6, а, пунктирная линия), что не всегда имеет место даже у пристенных интенсификаторов теплообмена [6]. Более наглядно высокий уровень энергетической эффективности $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0) = f(\xi/\xi_0)$ представлен на рис. 6, б. Как видим (см. рис. 6, б), наиболее высокую энергетическую эффективность однополостных диффузорных выемок демонстрирует вариант установки выемки под углом 60 и 45° .

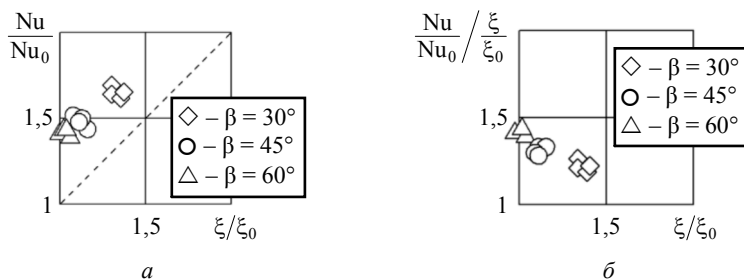


Рис. 6

Отсюда следует, что если в технических приложениях преобладает требование по высокой энергоэффективности системы охлаждения, необходимо применять матрицы с однополостными диффузорными выемками, установленными под углом 45 или 60° . Если более важно требование наиболее высокой интенсификации теплоотдачи, следует использовать угол установки $\beta = 30^\circ$.

Полученные результаты по местной и средней теплоотдаче в одиночной однополостной диффузорной выемке и матрице этих выемок, а также данные по гидравлическому сопротивлению канала с этими выемками при $Re_D = (3 \div 11)10^4$ и угле расположения однополостных диффузорных выемок на пластине $\beta = 15 \div 90^\circ$ показали, что вариант с максимальной теплоотдачей в выемке и ее матрице имеет место при $\beta = 30^\circ$, что подтверждает сделанные прогнозы по результатам исследований распределения коэффициента давления C_p по поверхности однополостных диффузорных выемок.

Установлено, что более высокие значения (1,2) фактора аналогии Рейнольдса $Nu/Nu_0 = f(\xi/\xi_0)$ матрицы однополостных диффузорных выемок по сравнению с базовой матрицей двухполостных диффузорных выемок (0,84) обусловлены наличием в верхней части полости двухполостных диффузорных выемок дополнительного контура циркуляции теплоносителя ∞ -образной формы, приводящего к дополнительным потерям кинетической энергии на его функционирование.

Если для проектируемого теплообменного аппарата требуется максимальный прирост теплоотдачи, то однополостные диффузорные выемки необходимо устанавливать под углом $\beta = 30^\circ$. В случае повышенных требований по энергоэффективности необходимо обеспечить значение $\beta = 45 \div 60^\circ$.

Работа выполнена в рамках соглашения с Министерством науки и высшего образования Российской Федерации № 075-03-2020-051/3 (номер государственной регистрации НИОКТР АААА-А20-120102190039-6).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев А.И. и др. Вихревые технологии для энергетики. М.: Изд. дом МЭИ, 2017. 350 с.
2. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Щелчков А.В. Интенсификация теплообмена овальными лунками // Тез. докл. и сообщений 15-го Минского междунар. форума по тепло- и массообмену. Минск: Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, 2016. Т. 1. С. 102–105.
3. Гачечиладзе И.А. и др. Теплообмен при самоорганизации смерчеобразных структур // Материалы Минского междунар. форума по теплообмену: Проблемные доклады. Секция 1–2. Минск: АН БССР, 1988. С. 83.
4. Кесарев В.С., Козлов А.П. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1993. № 1. С. 106–115.
5. Шукин А.В. и др. Теплофизика рабочих процессов в охлаждаемых лопатках газовых турбин. Казань: Изд-во КНИТУ-КАИ, 2020. 392 с.
6. Гортышов Ю.Ф. и др. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2009. 530 с.
7. Элемент охлаждения лопатки турбомшины: пат. 2676837 Рос. Федерация, № 2018108513; заявл. 7.03.2018; опубл. 11.01.2019, Бюл. № 2.
8. Элемент охлаждаемой лопатки турбины: пат. 2701661 Рос. Федерация, № 2018147339; заявл. 27.12.2018; опубл. 01.10.2019, Бюл. № 28.
9. Ильинков А.В. и др. Интенсивность вихревых структур в диффузорных выемках // Изв. вузов. Авиационная техника. 2018. № 4. С. 75–80.

Поступила в редакцию 9.04.22

После доработки 11.04.22

Принята к публикации 11.04.22

Enhancement of Wall Cooling by Single-Cavity Diffuser-Type Dimples in Turbulent Flow

A.V. IL'INKOV¹, A.V. SHCHUKIN¹, V.V. TAKMOVTSEV¹,
I.SH. ZARIPOV¹, AND I.I. KHABIBULLIN²

¹ Tupolev Kazan National Research Technical University, Kazan

² NIIturbokompressor, Kazan

Experimental data on average heat transfer and drag were obtained in a rectangular channel with arrays of single-cavity diffuser-type dimples on the channel wall. Simulation of flows past arrays of single-cavity diffuser-type dimples was performed for different inclination angles of dimples. Heat transfer experiments are described and discussed.

Heat transfer promoter, single-cavity diffuser-type dimple, flow resistance, average heat transfer, energy efficiency