

УДК 532.526.3

## ПЛАСТИНЧАТЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК С ДИФФУЗОРНЫМИ КАНАЛАМИ С ГАЗОВЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

© 2024 г. В. Г. Лущик\*, А. И. Решмин\*\*

*Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова,  
НИИ механики, Москва, Россия**\*E-mail: vgl\_41@mail.ru**\*\*E-mail: alexreshmin@rambler.ru*

Поступила в редакцию 17.02.2024 г.

После доработки 12.04.2024 г.

Принята к публикации 23.04.2024 г.

Проведено численное моделирование течения и теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами с газовыми теплоносителями. Рассмотрены пластинчатые теплообменники с малыми углами расширения каналов, не вызывающими отрыв потока. За счет увеличения интенсивности теплообмена в расширяющихся каналах с ростом угла расширения мощность теплопередачи возрастает по сравнению с теплообменниками с постоянным сечением каналов. Показано, что при использовании воздуха в качестве «холодного» теплоносителя мощность теплопередачи увеличивается с ростом удельной теплоемкости «горячих» газовых теплоносителей. В расчетах использовалась трехпараметрическая RANS-модель турбулентности, дополненная уравнением переноса турбулентного теплового потока.

DOI: 10.31857/S0040364424030072

### ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты широко применяются в технике и энергетике, поэтому исследования по повышению их эффективности весьма актуальны. Для интенсификации теплообмена предложены самые разнообразные способы, описание которых можно найти в монографиях [1–3], обзорах [4, 5] и других материалах. Чаще всего для повышения интенсивности теплообмена используется турбулизация потока теплоносителя за счет установки гофров на поверхностях каналов, их оребрения, формирования различного типа лунок. Наиболее эффективным методом воздействия на структуру потока теплоносителя является организация в нем отрывных зон и вихревых структур [2]. В этом случае интенсификация теплообмена неизбежно связана с ростом гидравлического сопротивления канала и мощности, необходимой для прокачки теплоносителя.

Для повышения интенсивности теплообмена в [1] предлагается использовать волнистую теплопередающую поверхность, образующую систему диффузор-конфузор. При этом углы рас-

ширения диффузорных участков канала выбраны так, что за ними образуются отрывные вихревые зоны, наличие которых вызывает интенсификацию теплообмена. Применение в пластинчатых теплообменниках различного типа гофрированных пластин позволяет увеличить интенсивность теплообмена на 15–25% [6]. Однако коэффициенты трения при этом значительно выше, чем в теплообменниках с гладкими каналами при тех же числах Рейнольдса.

Экспериментально обнаруженное значительное повышение напряжений Рейнольдса и интенсивности турбулентных пульсаций в круглом диффузоре с углом раскрытия всего лишь 0.6 градуса [7] определило направление поисковых работ по интенсификации теплообмена. Хорошее согласие измеренных профилей турбулентных напряжений и скорости в выходном сечении диффузора с расчетами, проведенными с использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [8], определило эту модель как основной инструмент расчета безотрывного диффузорного течения.

Модель турбулентности [8] прошла всестороннюю проверку на широком классе задач пограничного слоя, результаты которой представлены в обзорах [9, 10]. Проведенные расчеты течения в кольцевых, плоских и круглых каналах при различных числах Рейнольдса, перехода к турбулентности в пограничном слое при большом уровне внешних возмущений, в пограничном слое с вдувом и отсосом, а также при положительном и отрицательном градиентах давления, во всех случаях показали удовлетворительное согласие результатов расчетов и экспериментов.

Авторы экспериментальных исследований течения и теплообмена в расширяющемся плоском канале [11] отметили хорошее согласие полученных результатов с проведенным ранее [12] расчетом изменения числа Нуссельта по длине плоского диффузора, выполненным с использованием трехпараметрической модели [8].

Таким образом, проведенное в [9, 10] тестирование модели турбулентности и подтвержденные экспериментом результаты расчета характеристик течения в круглом диффузоре [7] и в плоском диффузоре с подводом тепла [12] дают основание для использования модели [8] в настоящей работе.

В [12–14] показана возможность реализации роста интенсивности теплообмена в диффузорном канале практически без увеличения коэффициента трения. С использованием модели турбулентности [8], обобщенной на расчет теплообменных течений [15] и дополненной уравнением для турбулентного теплового потока [16], в [12, 13] проведено расчетное исследование теплообмена в плоских диффузорах с углами раскрытия, не приводящими к отрыву потока. Сравнение характеристик теплообмена с аналогичными характеристиками в канале без расширения при одинаковых числах Рейнольдса показало, что при всех рассмотренных углах раскрытия диффузора и значениях чисел Рейнольдса и Прандтля основные параметры теплообмена – число Нуссельта и фактор аналогии Рейнольдса – в диффузоре значительно превышают соответствующие значения в канале без расширения при тех же числах Рейнольдса. Это превышение при слабой зависимости от числа Рейнольдса заметно возрастает при увеличении угла раскрытия диффузора. Среднее по длине диффузора значение коэффициента трения при этом практически не изменяется. Установлено, что рост турбулизации течения и интенсификации теплообмена происходит из-за появляющегося в диффузоре положительного градиента давления. Проведенное в [17] численное исследование пластинчатых теплообменников с жидкостными теплоносителями «вода–вода» по-

казало, в частности, возрастание мощности теплопередачи в теплообменнике с диффузорными каналами.

Настоящая работа имеет целью поиск возможности повышения интенсивности теплообмена в пластинчатых теплообменниках с газовыми теплоносителями «газ–газ», которые, согласно [6], были разработаны для применения в автомобильной и авиационной промышленности. Предлагаемое применение в пластинчатых теплообменниках гладких диффузорных каналов обеспечит минимальные гидравлические потери и, как показано в [17], повышение интенсивности теплообмена практически без увеличения потерь на трение. Это показывает принципиальное отличие предлагаемого способа интенсификации теплопередачи от других имеющихся способов, где увеличение теплопередачи достигается за счет значительного роста потерь на прокачку теплоносителя.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Расчетная схема задачи представлена на рис. 1. Расчеты проводились для элемента противоточного пластинчатого теплообменника, состоящего из двух плоских смежных диффузоров длиной  $l$ , разделенных общей передающей тепло стенкой (рис. 1а). Высота каналов  $h(x)$  линейно меняется по длине в направлении движения теплоносителя. Две внешние стенки каналов полагались прямыми и теплоизолированными. Входу в расширяющийся канал предшествовал участок с постоянной высотой  $h_1$  и длиной  $l_1$  с теплоизолированными стенками. После выхода из диффузора также следовал участок постоянного сечения высотой  $h_2$  и длиной  $l_2$  с теплоизолированными стенками. Входная и выходная высоты каналов связаны соотношением  $h_2 = h_1 + l \operatorname{tg} \beta$ , где  $\beta$  – угол наклона теплопередающей стенки. Для сравнения (рис. 1б) также рассмотрен элемент теплообменника с плоскими каналами постоянного сечения высотой  $h_0 = (h_1 + h_2)/2$ , так что средние высоты и площади сечения каналов этих теплообменников оказывались одинаковыми. Длины соответствующих участков каналов теплообменников также были одинаковы.

При отображении результатов расчетов будем считать, что течение в канале с горячим теплоносителем направлено по оси  $x$  (см. рис. 1), а в канале с холодным теплоносителем направление течения противоположно.

Для расчета течения использовались уравнения движения, энергии и неразрывности, описывающие дозвуковое течение в плоском диффузоре. Расчет проводился в приближении узкого канала, использующем те же уравнения, что и приближение пограничного слоя, но в отличие

от него позволяет проводить сквозной счет в направлении поперек течения – между стенками канала. При этом продольный градиент давления находится из условия сохранения массового расхода теплоносителя в отличие от приближения пограничного слоя, где при расчете градиент давления задается.

Система уравнений течения и теплообмена в канале имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) &= 0, \\ \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \eta \frac{\partial u}{\partial y} + \rho \tau \right) \right], \quad (1) \\ c_p \left( \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} \right) &= \\ = u \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} + \rho q_T \right) \right]. \end{aligned}$$

Здесь  $x$  – направление вдоль потока,  $y$  – поперечная координата,  $u$  и  $v$  – компоненты скорости вдоль осей  $x$  и  $y$  соответственно,  $p$  – давление,  $\rho \tau = -\rho \langle u'v' \rangle$  – турбулентное трение,  $\rho q_T = -\rho c_p \langle v'T' \rangle$  – турбулентный поток тепла,  $\rho$  – плотность,  $\eta$  – динамическая вязкость,  $c_p$  – изобарная теплоемкость,  $\lambda$  – теплопроводность.

Для вычисления  $\tau$  и  $q_T$  использована трехпараметрическая дифференциальная модель турбулентности [8], обобщенная на течение с теплообменом [15], в которой записываются уравнения переноса для энергии турбулентности  $E = 0.5 \sum \langle u_i'^2 \rangle$ , величины напряжения сдвига  $\tau = -\langle u'v' \rangle$ , предложенного А.Н. Колмогоровым параметра  $\omega = E/L^2$  ( $L$  – поперечный интегральный масштаб турбулентности) и для величины  $q_T = -c_p \langle v'T' \rangle$  [16].

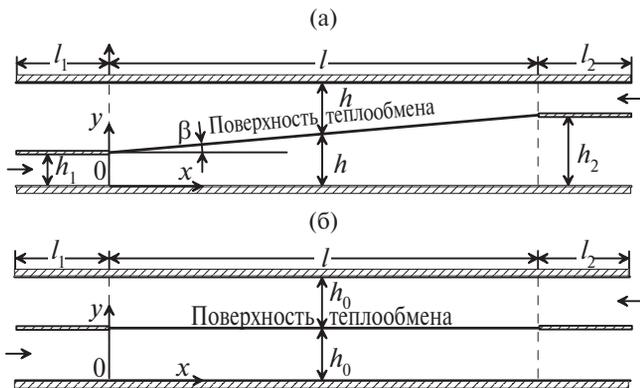


Рис. 1. Расчетная схема элемента противоточного пластинчатого теплообменника с диффузорными каналами (а) и с каналами постоянного сечения (б).

Использование трехпараметрической модели турбулентности основывается на хорошем согласии результатов расчетов для внутренних и внешних течений с продольным градиентом давления с известными экспериментальными данными (см., например, [9, 10]). При этом лучшие одно- и двухпараметрические модели турбулентности в стандартных формах (см., например, [18]) могут неадекватно учитывать замедление или ускорение потока.

Составляющие трехпараметрическую модель уравнения записываются как

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial E}{\partial x} + \rho v \frac{\partial E}{\partial y} &= -(c_p \sqrt{E} L + c_1 \eta) \frac{E}{L^2} + \\ &+ \rho \tau \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_E \frac{\partial E}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \tau}{\partial y} &= -(3c_p \sqrt{E} L + 9c_1 \eta) \frac{\tau}{L^2} + \\ &+ c_2 \rho E \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_\tau \frac{\partial \tau}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \omega}{\partial y} &= -(2c_p \sqrt{E} L + 1.4c_1 \eta f_\omega) \frac{\omega}{L^2} + \\ &+ \left[ \frac{\tau}{E} - 2c_3 \operatorname{sign} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \rho \omega \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_\omega \frac{\partial \omega}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial q_T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial q_T}{\partial y} &= -[3c_p \sqrt{E} L + 9c_1 \eta f(\operatorname{Pr})] \frac{q_T}{L^2} + \\ &+ c_4 c_p \rho E \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_q \frac{\partial q_T}{\partial y} \right), \\ D_\phi &= a_\phi \sqrt{E} L + \alpha_\phi \eta \quad (\phi = E, \tau, \omega, q_T), \\ L &= \sqrt{E} / \omega, \end{aligned} \quad (2)$$

$$f_\omega = 1 - \frac{1}{2c_1} \left( \frac{L}{E} \frac{\partial E}{\partial y} \right)^2, \quad f(\operatorname{Pr}) = \frac{1 + c_5 \sqrt{\operatorname{Pr}} + 1/\sqrt{\operatorname{Pr}}}{1 + c_5 \sqrt{\operatorname{Pr}}}.$$

Значения констант [14–16]:  $c = 0.3$ ,  $c_1 = 5\pi/4$ ,  $c_2 = 0.2$ ,  $c_3 = 0.04$ ,  $c_4 = 0.235$ ,  $c_5 = 0.25$ ,  $a_E = a_\omega = 0.06$ ,  $a_\tau = a_q = 3a_E = 0.18$ ,  $\alpha_E = \alpha_\omega = 1$ ,  $\alpha_\omega = 1.4$ ,  $\alpha_{q_T} = f(\operatorname{Pr})$ .

Граничные условия на входе ( $x = -l_1$ ):

$$\begin{aligned} p &= p_1, \quad u = U_1, \quad T = T_1, \quad E = E_1, \\ \tau &= 0, \quad \omega = \omega_1, \quad q_T = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Граничные условия на разделяющей потоки теплопередающей стенке:

$$u = v = 0, \quad E = \frac{\partial \omega}{\partial y} = \tau = q_T = 0,$$

$$T_{wh} = T_{wc} = T_w, \quad -\left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{wh} = -\left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{wc} = q_w. \quad (4)$$

На теплоизолированных стенках каналов:

$$u = v = 0, \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0, \quad (5)$$

$$E = \frac{\partial \omega}{\partial y} = \tau = q_r = 0.$$

Температура и тепловой поток в (4) на передающей тепло стенке непрерывны. Здесь и далее индексы  $w$ ,  $c$  и  $h$  относятся соответственно к параметрам на стенке, в «холодном» и «горячем» потоках, а 1 и 2 – соответственно к входным и выходным секциям каналов.

В качестве входных граничных условий (3) задавались постоянные по сечению скорости, температуры и характеристики турбулентности. Интенсивность турбулентности на входе в обоих потоках принималась равной  $e_1 = \sqrt{E_1} / U = 0.04$ .

Масштаб турбулентности  $L_1$  в потоке задавался достаточно большим для того, чтобы на длине входного участка вырождение турбулентности было незначительным.

Система уравнений (1), (2) с граничными условиями (3)–(5) позволяет решить задачу и найти распределения как средних, так и турбулентных характеристик течения и теплообмена.

Поскольку теплообменник противоточный, в приближении узкого канала совместное решение системы уравнений в обоих каналах невозможно. Для решения приходится применять итерационный метод. Приведенная выше система уравнений гидродинамики и теплообмена последовательно решалась для каждого канала. При этом для уравнения теплопроводности в качестве граничного условия на теплообменной стенке в «горячем» канале задается значение температуры, взятое из расчета для «холодного» канала в предыдущей итерации. При решении же уравнений в «холодном» канале в качестве граничного условия на теплообменной стенке задается тепловой поток, взятый из расчета после очередной итерации в «горячем» канале. Теплопередающая стенка считается бесконечно тонкой, поэтому ее термическое сопротивление не учитывается, и тепловой поток и температура на обеих сторонах стенки принимаются одинаковыми. По этой же причине считаем нулевым продольный тепловой поток внутри стенки.

Для обеспечения сходимости при переходе к каждой последующей итерации новые граничные значения для температуры и теплового потока рассчитывались из предыдущей и последующей итерации с использованием коэффициентов релаксации. Начальная температура теплообменной стенки в расчете течения в «горячем» канале задавалась линейной функцией. Окончание итерационного процесса определялось зада-

нием точности достижения средних температур на выходах «горячего» и «холодного» каналов.

Отметим, что использование приближения узкого канала позволяет достаточно адекватно эксперименту описать течение на начальном участке трубы, в частности немонотонное изменение скорости и характеристик турбулентности по длине [9]. Можно надеяться, что приближение узкого канала окажется столь же продуктивным и при расчете течения и теплообмена в диффузоре с малыми углами раскрытия.

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

**Влияние удельной теплоемкости газового теплоносителя.** На рис. 2–4 представлены результаты численного исследования влияния удельной теплоемкости газового теплоносителя на тепловые и гидродинамические характеристики теплообменника, в котором в качестве «холодного» теплоносителя использован воздух с входными параметрами:  $T_0 = 300$  К,  $P_0 = 1$  МПа. В качестве «горячих» теплоносителей использовались газы (см. табл. 1): аргон, воздух, смесь гелий–аргон (с массовыми концентрациями 30% и 70% соответственно), гелий и водород с входными параметрами:  $T_0 = 400$  К,  $P_0 = 1$  МПа. Выбор этих теплоносителей характеризуется широким диапазоном значений удельной теплоемкости  $c_p$ , от которой зависят тепловые характеристики теплообменника. Значения расходов теплоносителей, приведенные в табл. 1, рассчитаны для единичной ширины каналов.

В расчетах для диффузорных каналов задавались следующие исходные параметры:

- длина диффузоров  $l = 500$  мм;
- угол наклона образующей  $\beta = 1^\circ$ ;
- длина входных участков  $l_1 = 50$  мм, высота  $h_1 = 4$  мм;
- длина выходных участков  $l_2 = 50$  мм, высота  $h_2 = h_1 + l \operatorname{tg} \beta = 12.7$  мм.

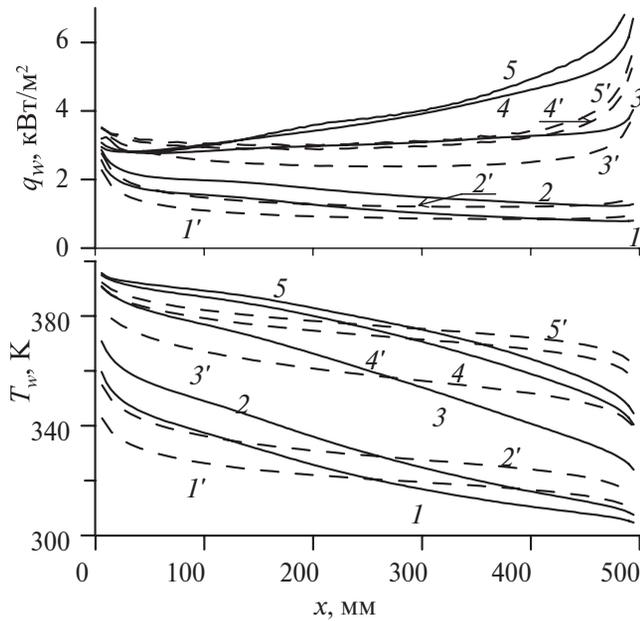
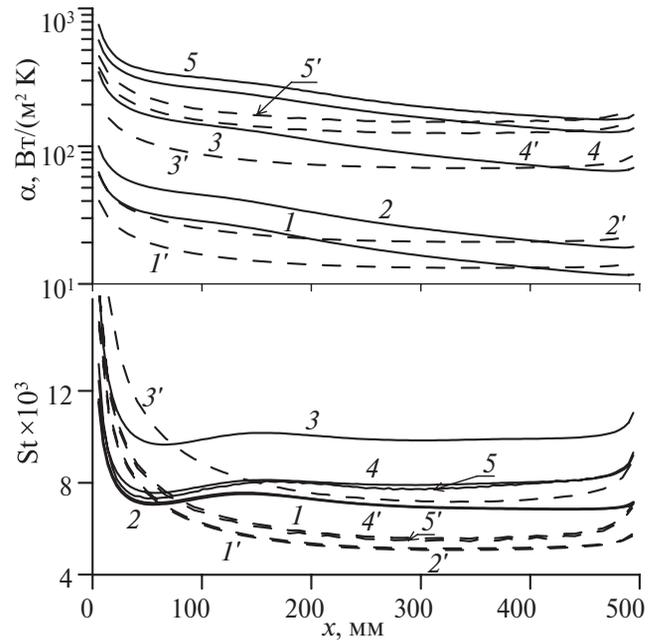
Для теплообменников с каналами постоянного сечения:

- длина каналов постоянного сечения  $l = 500$  мм;
- длина входных и выходных участков  $l_1 = l_2 = 50$  мм, высота  $h_0 = (h_1 + h_2) / 2 = 8.4$  мм.

На рис. 2–4 представлены результаты расчетов для «холодного» потока с числом Рейнольдса  $Re_c = 10000$ , а для «горячего» – с меньшим числом Рейнольдса  $Re_h = 3000$ , что обеспечивает максимальное охлаждение «горячего» теплоносителя. Отметим, что в плоском диффузоре число Рейнольдса  $Re = \rho U d / \eta$  ( $d = 2h$  – гидравлический диаметр,  $U$  – средняя скорость) при любом угле расширения для жидкости с постоянными физическими свойствами по длине остается постоянным. Для газовых теплоносителей при не-

**Таблица 1.** «Горячие» теплоносители, принятые для расчетов

Газ	Аргон	Воздух	He–Ar	Гелий	Водород
$c_p$ , Дж/(кг К)	520.3	1014	1922	5193	14380
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	12.0	8.7	3.252	1.204	0.606
$\eta$ , 10 <sup>-4</sup> Па с	0.288	0.230	0.289	0.244	0.108
$U_0$ , м/с	0.90	0.99	3.34	7.60	6.608
$G$ , кг/(с м)	0.0432	0.0345	0.0434	0.0366	0.0162
Линии на рис. 2–4					
Для $\beta > 0^\circ$	1	2	3	4	5
Для $\beta = 0^\circ$	1'	2'	3'	4'	5'

**Рис. 2.** Изменение температуры  $T_w$  и теплового потока  $q_w$  по длине теплопередающей стенки: линии 1–5 и 1'–5' соответствуют теплоносителям, приведенным в табл. 1, для диффузорных каналов ( $\beta = 1^\circ$ ) и каналов постоянного сечения ( $\beta = 0$ ).**Рис. 3.** Изменение числа Стантона  $St$  и коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  по длине стенки в «горячем» канале: 1–5, 1'–5' – см. табл. 1.

большом нагреве или охлаждении число Рейнольдса будет также незначительно изменяться по длине диффузора.

Показанное на рис. 2 изменение температуры разных теплоносителей по длине теплопередающей стенки  $T_w(x)$  свидетельствует о том, что как в теплообменниках с диффузорными каналами (линии 1–5), так и в теплообменниках с каналами постоянного сечения (линии 1'–5') температура стенки  $T_w(x)$  повышается с ростом удельной теплоемкости теплоносителя  $c_p$ . При этом на первой половине длины диффузора температура теплопередающей стенки в теплообменниках с диффузорными каналами больше, а на второй половине длины меньше температуры стенки в теплообменниках с каналами постоянного сечения. Тепловой поток в стенку  $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$

(рис. 2) в теплообменниках с диффузорными каналами (линии 1–5) практически на всей длине превосходит тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения (линии 1'–5'), особенно для теплоносителей с высокой удельной теплоемкостью (He – 4, H<sub>2</sub> – 5).

На рис. 3 приведено изменение по длине безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Стантона) со стороны «горячего» потока  $St = \alpha / (\rho c_p U)$  и коэффициента теплоотдачи к стенке  $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$ . Здесь  $U$  – среднерасходная скорость,  $\bar{T}$  – среднemasовая температура потока.

Из рис. 3 видно, что число Стантона почти на всей длине меняется слабо, но для теплообменников с диффузорными каналами (линии 1–5)  $St$  существенно больше соответствующей вели-

чины (линии 1'–5') для теплообменников с каналами постоянного сечения. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  убывает по длине, при этом в теплообменниках с диффузорными каналами (линии 1–5) величина  $\alpha$  на большей части длины превосходит соответствующую величину в каналах постоянного сечения (линии 1'–5').

В работах [12–14] установлено, что перестройка течения и появляющийся в диффузоре положительный градиент давления приводят к турбулизации течения. Это подтверждается изменением интенсивности турбулентности  $e = \sqrt{E}/U$  и напряжения сдвига  $\tau/U^2$ , которые практически не зависят от удельной теплоемкости теплоносителя, но в теплообменнике с диффузорными каналами (линии 1, 3, 5 на рис. 4) существенно возрастают по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения (линии 1', 3', 5'), что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами.

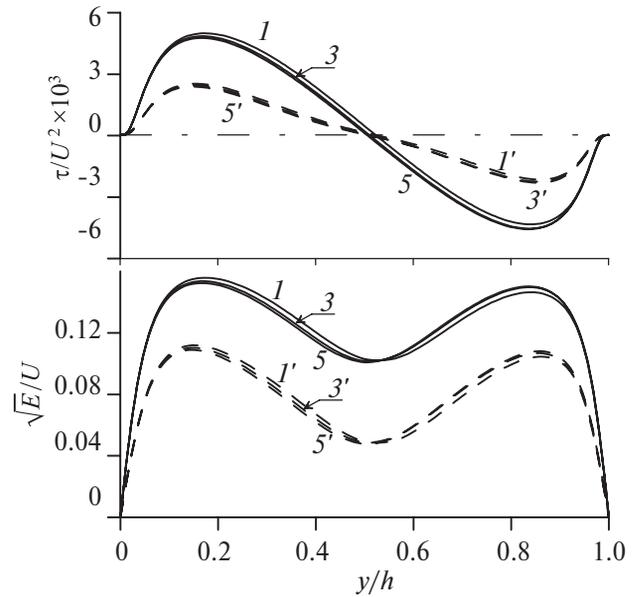
Полученная в расчетах зависимость величины охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h$  (рис. 5) от его удельной теплоемкости, приведенной в табл. 1, продемонстрировала эффективность использования в теплообменниках диффузорных каналов. В таких теплообменниках охлаждение «горячего» теплоносителя получается больше, чем в теплообменниках с каналами постоянного сечения.

В результате проведенного численного исследования установлена (рис. 5) зависимость мощности теплопередачи (на единицу ширины канала) от «горячего» теплоносителя к «холодному»  $Q = Gc_p \Delta T_h$  от удельной теплоемкости «горячих» теплоносителей, приведенных в табл. 1. Как видно из рис. 5, с ростом удельной теплоемкости теплоносителя мощность теплопередачи  $Q$  в теплообменнике с диффузорными каналами возрастает. При использовании в качестве «горячего» теплоносителя гелия или водорода рост величины  $Q$  составляет ~23%.

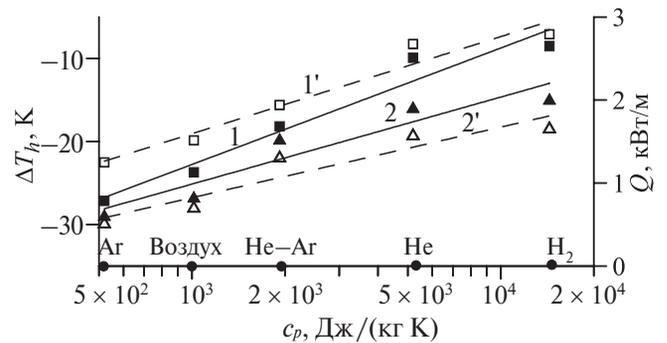
**Влияние угла наклона стенки диффузора.** На рис. 6–8 представлены результаты расчета влияния угла наклона теплопередающей стенки диффузора на тепловые и гидродинамические характеристики теплообменника.

В расчетах для диффузорных каналов принимались следующие параметры:

- длина диффузоров  $l = 500$  мм,
- длина входных и выходных участков  $l_1 = l_2 = 50$  мм,
- высоты каналов постоянного сечения ( $\beta = 0$ )  $h_1 = h_2 = h_0 = 10$  мм,
- входные  $h_1$  и выходные  $h_2$  высоты диффузорных каналов (табл. 2) удовлетворяют условию:  $h_1 + h_2 = 2h_0$ ,  $h_2 - h_1 = l \operatorname{tg} \beta$ .



**Рис. 4.** Профили интенсивности турбулентности и напряжения сдвига в середине каналов ( $x = 250$  мм) с «горячими» теплоносителями: 1, 3, 5 и 1', 3', 5' – см. табл. 1.



**Рис. 5.** Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h$  (линии, точки 1, 1') и мощности теплопередачи  $Q$  (линии, точки 2, 2') от удельной теплоемкости «горячих» теплоносителей для диффузорных каналов (1, 2) и каналов постоянного сечения (1', 2').

Исходные данные для теплообменников:

- «холодный» и «горячий» теплоносители – воздух, давление на входе – 1.0 МПа;
- входная температура «холодного» теплоносителя  $T_{c0} = 300$  К;
- входная температура «горячего» теплоносителя  $T_{h0} = 400$  К.

Представленные на рис. 6–8 результаты расчетов получены для числа Рейнольдса «холодного» теплоносителя  $Re_c = 10000$  и «горячего» –  $Re_h = 3000$ , что обеспечивает максимальное снижение температуры «горячего» теплоносителя.

На рис. 6 показано изменение температуры теплопередающей стенки  $T_w(x)$  по длине канала. Видно, что в теплообменнике с диффузорными каналами температура стенки  $T_w(x)$  (линии 2–5) более круто меняется по длине, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения (линия 1). Аналогичным образом в теплообменнике с диффузорными каналами изменяется и поток тепла в стенку канала  $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$  (рис. 6, линии 2–5), который существенно превосходит поток тепла в теплообменнике с каналами постоянного сечения (линия 1).

На рис. 7 показано изменение по длине канала безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Стантона) со стороны «горячего» потока  $St = \alpha / (\rho c_p U)$  и коэффициента теплоотдачи к стенке  $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$ . Видно, что в теплообменнике с диффузорными каналами число Стантона (линии 2–5) существенно больше соответствующей величины (линия 1) в теплообменнике с каналами постоянного сечения. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  при этом в теплообменнике с диффузорными каналами уменьшается по длине из-за существенно меньшего теплового потока в стенку  $q_w$  в конце канала и менее значительного уменьшения температуры стенки  $T_w$  (рис. 6) при слабом изменении средней температуры потока  $\bar{T}$ . В итоге число Стантона на всей длине, а коэффициент теплоотдачи на большей части длины в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят соответствующие величины для теплообменника с каналами постоянного сечения.

Интенсивность турбулентности  $e = \sqrt{E} / U$  и напряжение сдвига  $\tau / U^2$  в расширяющихся каналах с ростом угла наклона стенки диффузора, как показано и в [12–14], существенно возрастают (линии 2–5, рис. 8) по сравнению с каналами постоянного сечения (линия 1), что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами.

Полученная в расчетах зависимость величины охлаждения «горячего» потока  $\Delta T_h$  (рис. 9) от угла наклона стенки диффузора  $\beta$  продемонстрировала более высокую эффективность теплообменников с диффузорными каналами. В них достигается большее охлаждение «горячего» потока, чем в теплообменниках с каналами постоянного сечения.

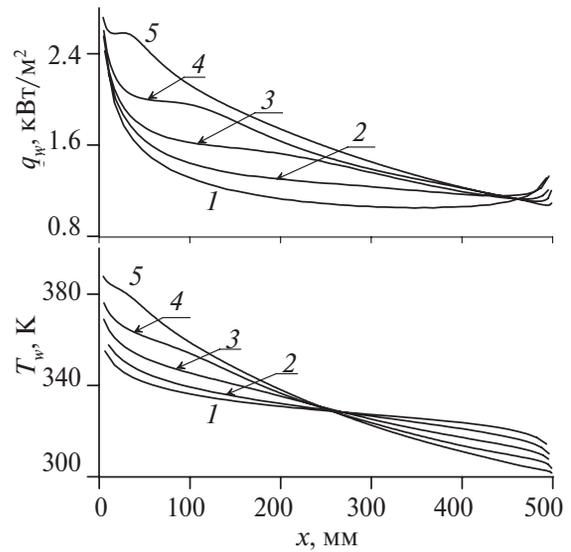


Рис. 6. Изменение температуры теплопередающей стенки  $T_w$  и теплового потока в стенку  $q_w$  по длине канала: линии 1–5 соответствуют углам наклона стенок диффузора, приведенным в табл. 2.

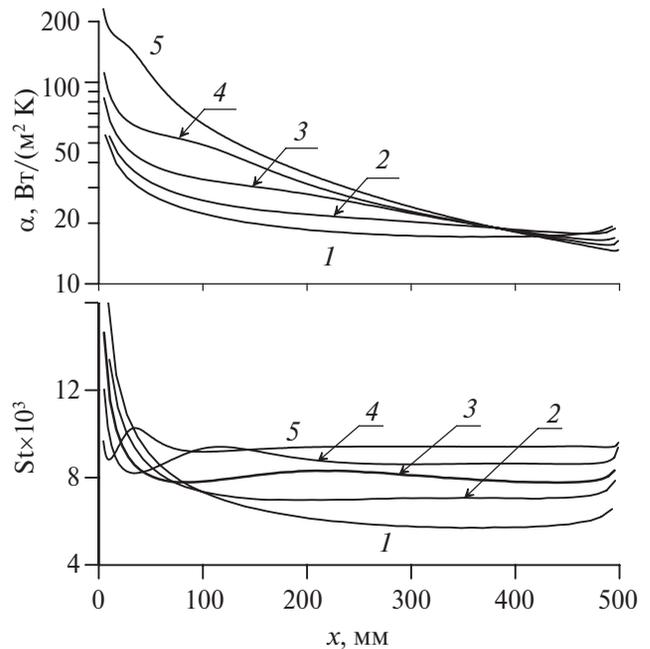


Рис. 7. Изменение по длине числа Стантона  $St$  и коэффициента теплоотдачи к стенке  $\alpha$  в «горячем» теплоносителе: 1–5 – см. табл. 2.

Таблица 2. Углы наклонов стенок диффузоров, принятые для расчетов

$\beta^\circ$	0	0.5	1.0	1.5	2.0
$h_1$ , мм	10.0	7.8	5.6	3.5	1.3
$h_2$ , мм	10.0	12.2	14.4	16.5	18.7
Линии на рис. 6–8	1	2	3	4	5

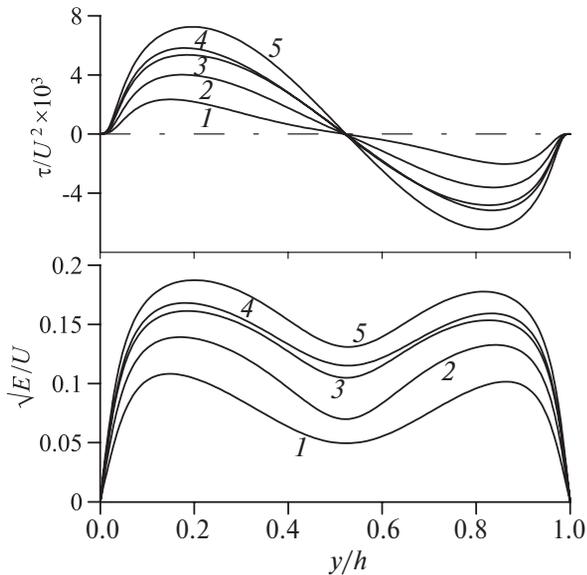


Рис. 8. Профили интенсивности турбулентности и напряжения сдвига в середине каналов ( $x = 250$  мм) с «горячими» теплоносителями: 1–5 – см. табл. 2.

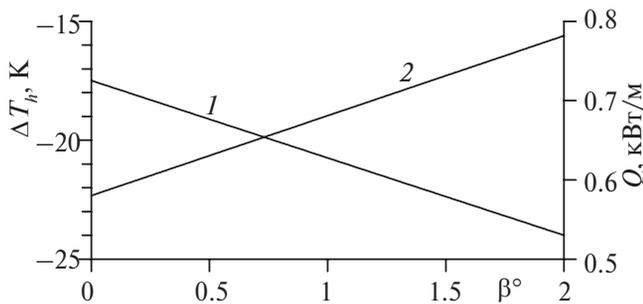


Рис. 9. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h$  (1) и мощности теплопередачи  $Q$  (2) от угла наклона стенки диффузора  $\beta$ .

Как видно из рис. 9, мощность теплопередачи  $Q$  возрастает с увеличением угла наклона  $\beta$ , при  $\beta = 2^\circ$  величина  $Q$  примерно на 35% превышает мощность теплопередачи в теплообменнике с каналами постоянного сечения ( $\beta = 0^\circ$ ).

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла, в приближении узкого канала выполнено численное моделирование течения с теплообменом в противоточных пластинчатых теплообменниках с расширяющимися каналами с малыми (до  $2^\circ$ ) углами раскрытия для ряда газовых теплоносителей в широком диапазоне значений удельной теплоемкости газа.

В результате численного исследования показано, что перестройка течения и появляющийся в диффузорном канале положительный градиент давления вызывают турбулизацию течения и интенсификацию теплообмена. Интенсивность турбулентности и напряжение сдвига, которые практически не зависят от удельной теплоемкости теплоносителя, существенно возрастают с увеличением угла наклона теплопередающей стенки диффузорного канала.

Показано, что за счет интенсификации теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами мощность теплопередачи возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Следствием этого является большее охлаждение «горячего» теплоносителя в теплообменнике с диффузорными каналами, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

Установлена зависимость мощности теплопередачи от «горячего» потока к «холодному» от удельной теплоемкости «горячего» теплоносителя и от угла наклона теплопередающей стенки диффузорного канала. Показано, что с ростом удельной теплоемкости теплоносителя и угла наклона теплопередающей стенки мощность теплопередачи в теплообменнике с диффузорными каналами возрастает. Так, при использовании в качестве «горячего» теплоносителя гелия или водорода этот рост при угле наклона теплопередающей стенки  $1^\circ$  составляет  $\sim 23\%$ , а для воздуха при угле наклона теплопередающей стенки  $2^\circ$  мощность теплопередачи примерно на 35% больше, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект № 20-19-00404).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
3. Дзюбенко Б.В., Кузма-Кичта Ю.А., Леонтьев А.И. и др. Интенсификация тепло- и массообмена в макро-, микро- и наномасштабах. М.: ФГУП «ЦНИИатоминформ», 2008. 532 с.
4. Bergles A.E. Recent Developments in Enhanced Heat Transfer // Heat Mass Transfer. 2011. V. 47. № 8. P. 1001.
5. Leontiev A.I., Kiselev N.A., Burtsev S.A., Strongin M.M., Vinogradov Yu. A. Experimental Investigation of Heat Transfer and Drag on Surfaces with Spherical Dimples // Exp. Therm. Fluid Sci. 2016. V. 79. P. 74.
6. Справочник по теплообменникам в 2-х т. Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1987.

7. Решмин А.И., Тепловодский С.Х., Трифонов В.В. Турбулентное течение в круглом безотрывном диффузоре при числах Рейнольдса, меньших 2000 // Изв. РАН. МЖГ. 2011. № 2. С. 121.
8. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // Изв. АН СССР. МЖГ. 1978. № 3. С. 13.
9. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Турбулентные течения. Модели и численные исследования (обзор) // Изв. РАН. МЖГ. 1994. № 4. С. 4.
10. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Уравнения переноса для характеристик турбулентности: модели и результаты расчетов // Итоги науки и техники. Сер. Механика жидкости и газа. М.: ВИНТИ, 1988. Т. 22. С. 3.
11. Davletshin I.A., Dushina O.A., Mikheev N.I., Shakirov R.R. Heat Transfer and Flow Structure in a Plane Diverging Channel // Int. J. Heat Mass Transfer. 2022. V. 189. 122744.
12. Лущик В.Г., Решмин А.И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // ТВТ. 2018. Т. 56. № 4. С. 589.
13. Лущик В.Г., Макарова М.С., Медвецкая Н.В., Решмин А.И. Численное исследование течения и теплообмена в плоских каналах переменного сечения // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 9. С. 386.
14. Леонтьев А.И., Лущик В.Г., Решмин А.И. Теплообмен в конических расширяющихся каналах // ТВТ. 2016. Т. 54. № 2. С. 287.
15. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // Изв. АН СССР. МЖГ. 1986. № 2. С. 40.
16. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Уравнение переноса для турбулентного потока тепла. Расчет теплообмена в трубе // Изв. АН СССР. МЖГ. 1988. № 6. С. 42.
17. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // ТВТ. 2020. Т. 58. № 3. С. 376.
18. Oriji U.R., Karimisan S., Tucker P.G. RANS Modeling of Accelerating Boundary Layers // J. Fluids Eng. Trans. ASME. 2015. V. 137. № 1. Paper A12.