

УДК 532.526.3

ТЕПЛООБМЕННИК “ТРУБА В ТРУБЕ” С ДИФFUЗОРНЫМИ КАНАЛАМИ

© 2021 г. В. Г. Лущик^{1, *}, М. С. Макарова^{1, **}, А. И. Решмин^{1, ***}

¹Институт механики МГУ им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия

*E-mail: vgl_41@mail.ru

**E-mail: makarova@imec.msu.ru

***E-mail: alexreshmin@rambler.ru

Поступила в редакцию 28.10.2020 г.

После доработки 22.02.2021 г.

Принята к публикации 19.05.2021 г.

Выполнено численное моделирование теплообмена в теплообменниках “труба в трубе” с диффузорными каналами с малыми углами расширения при использовании трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла. Показано, что за счет интенсификации теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами количество переданного тепла от “горячего” теплоносителя к “холодному” возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения.

DOI: 10.31857/S0040364421050136

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменники “труба в трубе” — одни из самых простых и часто используемых в химической, пищевой, газовой промышленности в широком диапазоне температур и давлений. Как отмечено в [1], “...они часто используются для небольших мощностей, при которых нет необходимости применять оребренные трубы (например, при использовании в качестве теплоносителя воды). В этом случае применяются гладкие трубы...”. Тем не менее для повышения эффективности теплообменников данного типа за счет увеличения теплоотдачи зачастую также используются оребренные трубы [1].

Обзору и анализу разнообразных способов повышения эффективности теплообмена посвящена обширная литература (см., например, монографии [2, 3] и обзоры [4, 5]).

В недавней работе [6] представлен обзор работ по различным методам улучшения теплоотдачи в теплообменниках “труба в трубе”. Как показано в [6], в настоящее время исследуются такие методы, как шероховатость поверхности [7], различные вставки (ребра, спирали и т.п.) в каналы [8], добавки в теплоносители [9], а также внешние колебания или электромагнитное поле [10]. Все эти методы повышают теплоотдачу, но при этом растут потери давления на прокачку теплоносителя. Так, в работе [11] за счет вставки винтовых тросов во внутреннюю трубу число Нуссельта увеличилось в 2.6 раза по сравнению с незагроможденной трубой, но коэффициент трения вырос при этом примерно в 2.7 раза.

Следует отметить предложенный в работах А.А. Гухмана и В.К. Мигая [2] способ интенсификации теплообмена с использованием поверхностей, образующих систему диффузор—конфузор и создающих в потоке неоднородности давления. Углы расширения диффузоров при этом выбираются из условия получения потока с нестационарными отрывными вихревыми зонами, которые интенсифицируют теплообмен.

В предыдущей работе авторов [12], посвященной численному моделированию теплообмена в пластинчатых теплообменниках с диффузорными каналами, показано, что использование диффузорных каналов позволяет интенсифицировать теплообмен, в результате чего количество переданного тепла от “горячего” теплоносителя к “холодному” возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения.

В [13–15] показано, что интенсификация теплообмена может быть реализована в диффузоре практически без роста коэффициента трения. В [16] экспериментально подтверждено сильное влияние расширения в безотрывном диффузоре с малым углом расширения на режим течения, а измеренные профили скорости и напряжений Рейнольдса хорошо согласуются с результатами расчетов, выполненными с использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [17].

Следует отметить, что модель турбулентности [17] прошла всестороннюю проверку в широком классе задач пограничного слоя, результаты которой представлены в обзорах [18, 19]. Проведенные расчеты течения в кольцевых, плос-

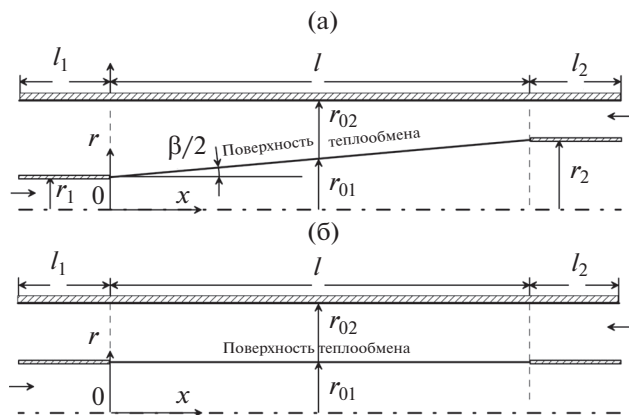


Рис. 1. Расчетная схема элементов противоточного теплообменника “труба в трубе” с диффузорными каналами (а) и с каналами постоянного сечения (б).

ких и круглых каналах при различных числах Рейнольдса перехода к турбулентности в пограничном слое при большом уровне внешних возмущений, пограничных слоев с вдувом и отсосом, а также при положительном и отрицательном градиентах давления во всех случаях показали удовлетворительное согласование результатов расчетов и экспериментов. Таким образом, проведенное в [18, 19] тестирование модели турбулентности [17] и подтвержденные экспериментом результаты расчета характеристик течения в диффузоре [16] дают основание для использования данной модели в настоящей работе и являются обоснованием достоверности полученных результатов расчета.

В [14, 15] с использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [17], обобщенной на течение с теплообменом [20] и дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла [21], численно исследованы течение и теплообмен в плоских безотрывных диффузорах с различной степенью расширения для ряда значений чисел Рейнольдса и Прандтля. Сравнение характеристик течения и теплообмена проводилось с соответствующими характеристиками для течения в канале постоянного сечения при одинаковых числах Рейнольдса.

Установлено, что перестройка течения и появившийся в диффузоре положительный градиент давления приводят к более интенсивной турбулизации течения. Подтверждением этого являются изменение энергии турбулентности, которая существенно возрастает в диффузоре, что приводит к интенсификации теплообмена.

Целью настоящей работы является рассмотрение возможности интенсификации теплообмена в теплообменниках “труба в трубе”. Предлагаемое использование в этих теплообменниках, как и в пластинчатых теплообменниках [12], диффузорных каналов с гладкой поверхностью, обеспечивающей минимальные гидравлические потери,

позволит обеспечить интенсификацию теплообмена практически без роста коэффициента трения. Это характеризует принципиальное отличие рассмотренного способа интенсификации теплообмена от других известных способов, где увеличение теплоотдачи достигается ценой значительного роста гидравлических потерь.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Расчетная схема задачи (рис. 1) аналогична схеме для пластинчатого теплообменника, приведенной в [12]. Рассмотрен элемент противоточного теплообменника с двумя соосными диффузорами длиной l и срединными (на длине $l/2$) радиусами r_{01} и r_{02} (рис. 1а) с линейным по длине профилем общей конической теплопередающей стенки. Внешняя цилиндрическая стенка теплообменника располагалась теплоизолированной. С одной стороны теплообменника диффузорному участку предшествовали участки постоянного сечения длиной l_1 с теплоизолированными стенками. С другой стороны теплообменника за диффузорным участком следовали участки постоянного сечения длиной l_2 также с теплоизолированными стенками. Радиусы входного и выходного сечений внутреннего канала теплообменника r_1 и r_2 определяются длиной l и углом расширения диффузора β :

$$r_1 = r_{01} - \frac{l}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}, \quad r_2 = r_{01} + \frac{l}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}.$$

Число Рейнольдса в каждом канале $Re = \rho U d_h / \eta$ (ρ – плотность теплоносителя, U – среднерасходная скорость, d_h – гидравлический диаметр, η – динамическая вязкость). В плоском диффузоре Re почти постоянно по длине канала и меняется только вследствие температурной зависимости η . В круглом коническом канале Re по длине обратно пропорционально диаметру. В круглом кольцевом канале с коническими стенками Re меняется по длине канала обратно пропорционально сумме внутреннего и внешнего диаметров канала. Теплообменник противоточный, и вследствие постоянства внешнего диаметра оба канала являются расширяющимися. При этом в центральном канале диаметр увеличивается и Re по течению падает, а в периферийном канале сумма внутреннего и внешнего диаметров уменьшается и Re по течению растет. В расчетах величина чисел Рейнольдса в обоих каналах задавалась для срединных значений параметров теплоносителей. В такой постановке сравнение характеристик диффузорного теплообменника и теплообменника с прямыми трубами проводится наиболее наглядно.

Для сравнения рассматривается также элемент противоточного теплообменника с двумя соосными каналами постоянного сечения радиусами r_{10} и r_{20} соответственно (рис. 1б). Длины каналов соответствуют приведенным на рис. 1а, а пло-

щадь поверхности теплообмена остается при этом неизменной.

Для решения задачи использовались уравнения неразрывности, движения и энергии, описывающие течение в круглом диффузоре в приближении узкого канала при числе Маха $M \ll 1$:

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

Здесь x – осевая координата, отсчитываемая от входа в теплообменник; r – радиальная координата, отсчитываемая от геометрической оси канала; u и v – компоненты скорости вдоль осей x и r 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; ρ – плотность; η – динамическая вязкость; c_p – изобарная теплоемкость; λ – теплопроводность.

Для вычисления величин τ и q_T использована трехпараметрическая модель турбулентности [17], обобщенная на течение с теплообменом [20], в которой уравнения переноса записываются для энергии турбулентности $E = 0.5 \sum \langle u_i'^2 \rangle$, величины напряжения сдвига $\tau = -\langle u'v' \rangle$ и предложенного А.Н. Колмогоровым параметра $\omega = E/L^2$ (L – поперечный интегральный масштаб турбулентности), а также уравнение переноса для $q_T = -c_p \langle v'T' \rangle$ [15]:

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial E}{\partial x} + \rho v \frac{\partial E}{\partial r} &= -(c_p \sqrt{EL} + c_1 \eta) \frac{E}{L^2} + \rho \tau \frac{\partial u}{\partial r} + \\ &+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r D_E \frac{\partial E}{\partial r} \right), \quad \rho u \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \tau}{\partial r} = -(3c_p \sqrt{EL} + \\ &+ 9c_1 \eta) \frac{\tau}{L^2} + c_2 \rho E \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r D_\tau \frac{\partial \tau}{\partial r} \right) - D_\tau \frac{\tau}{r^2}, \\ \rho u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \omega}{\partial r} &= -(2c_p \sqrt{EL} + 1.4c_1 \eta f_\omega) \frac{\omega}{L^2} + \\ &+ \left[\frac{\tau}{E} - 2c_3 \text{sign} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] \rho \omega \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r D_\omega \frac{\partial \omega}{\partial r} \right), \\ \rho u \frac{\partial q_T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial q_T}{\partial r} &= -[3c_p \sqrt{EL} + 9c_1 \eta f(\text{Pr})] \frac{q_T}{L^2} + \\ &+ c_4 c_p \rho E \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r D_q \frac{\partial q_T}{\partial r} \right) - D_q \frac{q_T}{r^2}, \\ D_\phi &= a_\phi \sqrt{EL} + \alpha_\phi \eta \quad (\phi = E, \tau, \omega, q_T), \\ L &= \sqrt{E/\omega}, \quad f_\omega = 1 - \frac{1}{2c_1} \left(\frac{L}{E} \frac{\partial E}{\partial r} \right)^2, \\ f(\text{Pr}) &= \frac{1 + c_5 \sqrt{\text{Pr}} + 1/\sqrt{\text{Pr}}}{2 + c_5 \sqrt{\text{Pr}}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Значения констант [17, 20, 21]:

$$c = 0.3, c_1 = 5\pi/4, c_2 = 0.2, c_3 = 0.04, c_4 = 0.235, c_5 = 0.25, a_E = a_\omega = 0.06, a_\tau = a_{q_T} = 3a_E = 0.18, \alpha_E = \alpha_\tau = 1; \alpha_\omega = 1.4, \alpha_{q_T} = f(\text{Pr}).$$

Граничные условия на входе в канал:

$$p = p_1, \quad u = U_1, \quad T = T_1, \quad E = E_1, \\ \tau = 0, \quad \omega = \omega_1, \quad q_T = 0. \quad (3)$$

Граничные условия на теплопередающей стенке, разделяющей потоки:

$$u = v = 0, \quad E = \frac{\partial \omega}{\partial r} = \tau = q_T = 0, \\ T_{wh} = T_{wc} = T_w, \quad -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{wh} = -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{wc} = q_w. \quad (4)$$

На теплоизолированных стенках каналов:

$$u = v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0, \quad E = \frac{\partial \omega}{\partial r} = \tau = q_T = 0. \quad (5)$$

Отметим, что температура и тепловой поток в (4) на теплопередающей стенке должны быть непрерывными.

Индексы w , c и h в граничных условиях и далее относятся соответственно к условиям на стенке и к холодному и горячему потокам, а 1 и 2 – к входным и выходным каналам.

В качестве граничных условий на входе (3) использовались постоянные по сечению профили скорости, температуры и характеристик турбулентности. Интенсивность турбулентности в обоих потоках на входе принималась равной $e_1 = \sqrt{E_1}/U = 0.04$. Масштаб турбулентности L_1 в потоке принимался достаточно большим, чтобы вырождение турбулентности на расчетной длине входного участка было незначительным.

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

Теплообменник противоточный, поэтому одновременное совместное решение уравнений в приближении узкого канала невозможно. Решение, как и в [12], находилось итерационным методом. Последовательно решались приведенные выше уравнения гидродинамики и теплообмена для горячего и холодного каналов. При этом в горячем канале для уравнения теплопроводности в качестве граничного условия на теплообменной стенке задается значение температуры, полученное из расчета для холодного канала. При решении уравнений в холодном канале на теплообменной стенке задается тепловой поток, полученный из расчета очередной итерации в горячем канале. Теплообменная стенка принята бесконечно тонкой, что позволяет не учитывать термическое

сопротивление стенки, зависящее от материала и толщины стенки, и при этом температура и тепловой поток на обеих сторонах стенки считаются одинаковыми. По этой же причине тепловой поток вдоль стенки внутри нее считаем нулевым.

Для обеспечения сходимости метода при переходе к каждой последующей итерации новых граничных значений для температуры и теплового потока рассчитывались из предыдущей и последующей итераций с использованием коэффициентов релаксации. Начальное распределение температуры теплообменной стенки задавалось в виде линейной функции. Окончание итерационного процесса определялось заданием 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 цилиндрической трубы, в частности немонотонное изменение скорости и характеристик турбулентности по длине [18]. Это позволяет надеяться, что приближение узкого канала окажется, как и в [12], столь же продуктивным и при расчете течения и теплообмена в теплообменнике “труба в трубе”.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Для теплообменников как с диффузорными, так и с прямыми каналами в расчетах были приняты следующие геометрические размеры:

- длина теплообменного участка $l = 500$ мм;
- срединные радиусы каналов $r_{10} = 20$ мм, $r_{20} = 40$ мм;
- длины входных и выходных участков $l_1 = l_2 = 50$ мм;
- угол расширения диффузора варьировался в диапазоне $\beta = 1^\circ - 4^\circ$.

Для обоих теплообменников были приняты следующие исходные данные:

- теплоноситель – вода при давлении на входе 1 МПа;

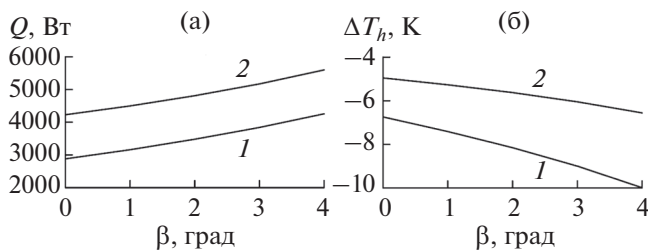


Рис. 2. Зависимость количества переданного тепла от горячего потока к холодному Q (а) и величины охлаждения горячего потока ΔT_h (б) от угла расширения β при $Re_{0c} = 10000$ и числа Рейнольдса горячего потока: 1 – $Re_{0h} = 5000$, 2 – 10000.

– входная температура холодного потока $T_c = 300$ К;

– входная температура горячего потока $T_h = 400$ К;

– числа Рейнольдса горячего и холодного потоков варьировались в диапазоне $Re_{0h} = 2\rho U r_{01}/\eta = (5-20) \times 10^3$ и $Re_{0c} = 2\rho U (r_{02} - r_{01})/\eta = (5-20) \times 10^3$ соответственно.

Одними из основных характеристик эффективности теплообменника являются мощность теплопередачи от горячего потока к холодному Q и величина охлаждения горячего потока ΔT_h

$$Q = G_h c_p |\Delta T_h|, \quad \Delta T_h = T_{h2} - T_{h1},$$

где G_h – расход горячего потока; T_{h1} , T_{h2} – входная и выходная температуры горячего потока.

На рис. 2 представлены расчетные зависимости Q и ΔT_h от угла расширения диффузорных каналов β для двух значений Re_{0h} при одном и том же Re_{0c} .

С ростом угла расширения диффузора β количество переданного тепла от горячего потока к холодному Q возрастает, причем тем сильнее, чем больше число Рейнольдса горячего потока (линия 2), т.е. чем больше его расход. При этом величина охлаждения горячего потока ΔT_h (линия 2, рис. 2б) уменьшается. Для горячего $Re_{0h} = 5000$ и холодного $Re_{0c} = 10000$ и угла расширения диффузорных каналов $\beta = 4^\circ$ мощность теплопередачи Q от горячего потока к холодному примерно на 48% больше, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения. Следствием этого является увеличение разности температур в горячем потоке на входе и выходе из теплообменника с диффузорными каналами по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

На рис. 3 представлены расчетные зависимости Q и ΔT_h от чисел Рейнольдса горячего Re_{0h} и холодного Re_{0c} потоков для $\beta = 4^\circ$. С ростом как горячего Re_{0h} , так и холодного Re_{0c} потоков мощность теплопередачи Q возрастает, причем тем сильнее, чем больше число Рейнольдса горячего потока (линия 2). При этом величина охлаждения горячего потока ΔT_h (линия 2, рис. 2б) уменьша-

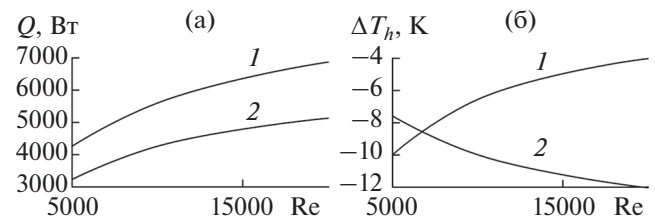


Рис. 3. Зависимость количества переданного тепла от горячего потока к холодному Q (а) и величины охлаждения горячего потока ΔT_h (б): 1 – от Re_{0h} для холодного потока с $Re_{0c} = 10000$, 2 – от Re_{0c} для $Re_{0h} = 5000$.

ется с ростом расхода теплоносителя (числа Рейнольдса).

В результате проведенного численного исследования установлено, что количество переданного тепла (мощности) Q от горячего потока к холодному для $Re_{0h} = 5000$ и $Re_{0c} = 10000$ и угла расширения диффузорных каналов $\beta = 4^\circ$ примерно на 48% больше, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения. Данный рост количества переданного тепла получен за счет интенсификации теплообмена в диффузорных каналах.

Представленные на рис. 4–7 результаты расчетов изменения по длине основных параметров теплообмена получены для холодного потока с $Re_{0c} = 10000$ и горячего с $Re_{0h} = 5000$, что обеспечивает (см. рис. 2б) существенное охлаждение горячего потока.

Как было отмечено выше, число Рейнольдса, определенное по гидравлическому диаметру канала и среднерасходной скорости, в отличие от плоского диффузора, где оно остается практически постоянным по длине, в круглых диффузорных каналах меняется по длине (рис. 4) и тем сильнее, чем больше угол расширения диффузора. Следствием этого является зависимость изменения по длине интегральных характеристик течения и теплообмена (коэффициента сопротивления ξ и числа Нуссельта Nu – см. ниже) от локального числа Рейнольдса $Re(x)$.

На рис. 5 представлено изменение по длине коэффициента сопротивления ξ в каналах горячего и холодного потоков для ряда углов расширения диффузоров. В холодном потоке с $Re_{0c} = 10000$ величина коэффициента сопротивления слабо зависит от угла β при небольшом уменьшении $Re(x)$ по длине (рис. 4б). В горячем потоке (рис. 5а) с числом Рейнольдса $Re_{0h} = 5000$ величина коэффициента сопротивления существенно зависит от угла β при значительном уменьшении $Re(x)$ по длине (рис. 4а).

Анализ результатов численного исследования позволил установить, что в горячем потоке при угле расширения β , приближающемся к 4° , в самом начале диффузора формируется предотрывное течение. Коэффициент сопротивления ξ (рис. 5а) становится близким к нулю, но при используемых в расчетах входных параметрах течения отрыв еще не происходит.

Тестовый расчет с длинными входным (500 мм) и выходным (1500 мм) участками показал, что в конце этих участков устанавливается развитое турбулентное течение с коэффициентом сопротивления, близким к величине, определенной по формуле Блазиуса $\xi = 0.3164/Re^{1/4}$, что подтверждает достоверность полученных результатов.

Расчет с длинным входным (500 мм) участком позволил получить безотрывное течение при углах расширения более 4° . Однако ввиду большой дли-

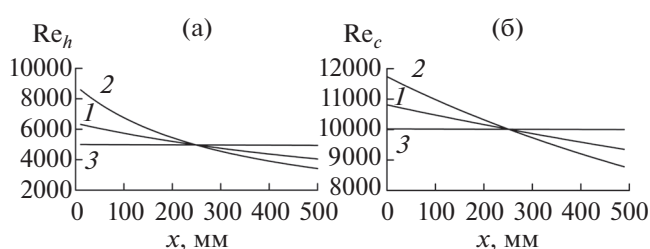


Рис. 4. Изменение по длине локальных чисел Рейнольдса $Re(x)$ в горячем (а) и холодном (б) потоках при $Re_{0h} = 5000$ и $Re_{0c} = 10000$: 1, 2 – диффузоры с углом расширения $\beta = 2^\circ$ и 4° соответственно; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$).

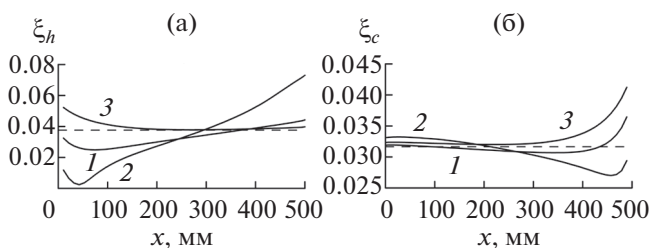


Рис. 5. Изменение по длине коэффициентов сопротивления ξ в диффузорах горячего (а) и холодного (б) потоков с $Re_{0h} = 5000$ и $Re_{0c} = 10000$: 1, 2 – диффузоры с $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$); штриховые линии – значения ξ по формуле Блазиуса для круглой трубы.

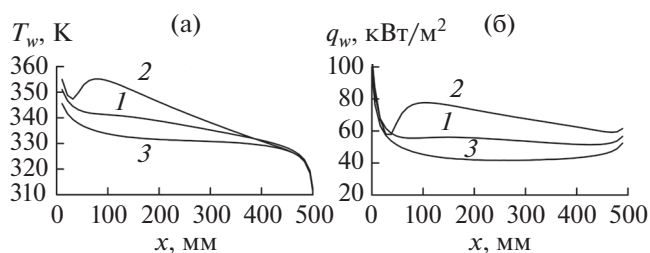


Рис. 6. Изменение по длине температуры теплопередающей стенки (а) и теплового потока в стенку (б): 1, 2 – диффузоры с $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$).

ны входного участка увеличение угла расширения для компактных теплообменников представляется нецелесообразным.

Полученные в расчетах изменения по длине канала температуры теплопередающей стенки $T_w(x)$ и теплового потока в стенку $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$ показывают, что и температура стенки (рис. 6а), и тепловой поток (рис. 6б) в теплообменнике с диффузорными каналами (линии 1, 2) существенно превосходят соответствующие величины в теплообменнике с каналами постоянного сечения (линии 3).

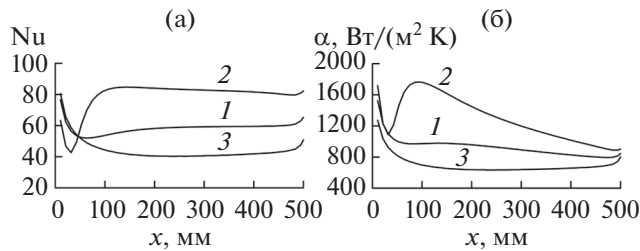


Рис. 7. Изменение по длине числа Нуссельта (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке (б) в каналах с горячими потоками: 1, 2 – диффузоры, $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$).

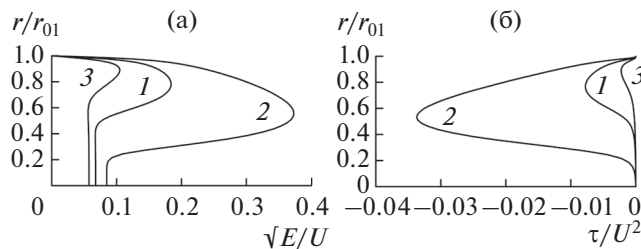


Рис. 8. Профили в середине каналов ($x = 250$ мм) с горячим потоком интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б): 1, 2 – диффузоры, $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$).

На рис. 7 в зависимости от угла расширения диффузора приведено изменение по длине со стороны горячего потока безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта) $Nu = \alpha d_h / \lambda$ (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$ (б). Здесь d_h – гидравлический диаметр канала, \bar{T} – среднemasсовая температура потока. Как видно, число Нуссельта (рис. 7а) и коэффициент теплоотдачи (рис. 7б) для теплообменника с диффузорными каналами (линии 1, 2) существенно больше соответствующих величин (линии 3) для теплообменника с каналами постоянного сечения, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи в диффузорных каналах.

Как установлено в [7–9], перестройка течения и появляющийся в диффузоре положительный градиент давления приводят к турбулизации течения. Подтверждением этого являются изменение интенсивности турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига τ/U^2 , которые существенно возрастают в диффузоре (рис. 8), что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННИКА

Эффективность повышения тепловых характеристик теплообменника может определяться разными факторами. Для оценки эффективно-

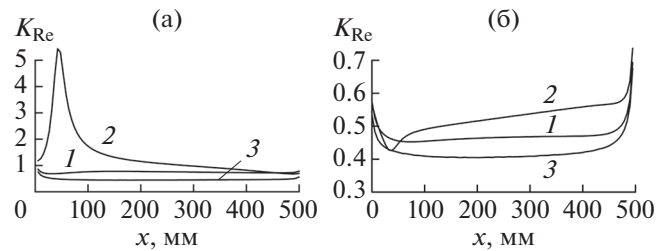


Рис. 9. Изменение по длине коэффициентов аналогии Рейнольдса в диффузорах горячего (а) и холодного (б) потоков с $Re_{0h} = 5000$ и $Re_{0c} = 10000$: 1, 2 – диффузоры, $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$).

сти важно знать, к каким гидравлическим потерям приведет это повышение при одинаковых расходах и входных температурах теплоносителей.

Одним из критериев эффективности теплообмена является соотношение между теплоотдачей и гидравлическими потерями – так называемый коэффициент аналогии Рейнольдса $K_{Re} = 8Nu / (\xi Re Pr)$. Для развитого турбулентного течения воздуха ($Pr \sim 0.7$) $K_{Re} \sim 1$, для воды ($Pr \sim 5$) величина $K_{Re} < 1$.

На рис. 9 представлено изменение K_{Re} по длине теплообменника с углами расширения 2° и 4° и для теплообменника с каналами постоянного сечения.

Видно, что с ростом угла расширения диффузоров коэффициент аналогии Рейнольдса как в горячем (рис. 9а), так и в холодном (рис. 9б) потоках возрастает, что свидетельствует о превышении роста теплоотдачи над ростом гидравлических потерь.

Для сравнения потерь давления в диффузорных и прямых каналах нужно учитывать различие в условиях на входе. Параметры течения на входе в расширяющиеся каналы при одинаковом среднем диаметре зависят от угла расширения, так как входная площадь сечения каналов и входная средняя скорость потоков различны. При сравнении гидравлических потерь надо принимать во внимание, что разгон потока до более высокой скорости в начальной части расширяющегося канала уже будет приводить к потере давления. Поэтому при расчете гидравлических потерь рассматривается следующая схема течения. Каналы теплообменников независимо от угла расширения имеют одинаковый начальный диаметр. Затем на длине входного участка l_1 диаметр канала плавно меняется до диаметра, определяемого длиной участка теплообмена и углом расширения β при сохранении среднего значения диаметра каналов. В таком случае потери давления до входа в теплообменник не будут зависеть от угла расширения, и сравнение гидравлических характеристик каналов будет проводиться при одинаковых условиях на входе.

Условия на выходе каналов не влияют на расчет потерь, так как при поступлении потока в выходной коллектор скоростной напор будет практически полностью потерян. Учитывая, что при указанной схеме течения при всех возможных углах расширения диффузорного канала входные скоростные напоры одинаковы, а выходные теряются, гидравлические потери в каналах можно сравнивать по изменению статического давления на участке от входа в канал до выхода из него.

На рис. 10а показаны зависимости изменения температуры горячего потока и потеря статического давления в нем от угла расширения канала для $Re_{0h} = 5 \times 10^3$ в горячем и $Re_{0c} = 10^4$ в холодном каналах. Видно, что охлаждение горячего потока почти линейно растет с увеличением угла расширения. При этом потери статического давления сначала уменьшаются, а после угла 1.6° начинают возрастать и при угле 2.8° сравниваются с потерями статического давления в канале постоянного сечения. В этом диапазоне углов и тепловые, и гидравлические характеристики теплообменника с расширяющимися каналами превышают соответствующие характеристики теплообменника с каналами постоянного сечения.

При значении угла расширения больше 2.8° потери статического давления в расширяющемся канале теплообменника превышают соответствующие потери в теплообменнике с каналами постоянного сечения, но изменение температуры теплоносителя продолжает расти. Оценка эффективности теплообменника с расширяющимися каналами в этом случае проводится путем сравнения с теплообменником с прямыми каналами большей длины, обеспечивающими такую же мощность теплопередачи. На рис. 10б показана зависимость потери давления от величины охлаждения горячего потока в диффузорном теплообменнике (1) и в теплообменнике с прямыми каналами большей длины с такой же мощностью теплопередачи (2). В точке пересечения этих кривых величина охлаждения горячего потока и потери статического давления, равные соответственно 8.6 К и 22.5 Па , в каналах теплообменника с прямыми каналами и в теплообменнике с $\beta = 3^\circ$ одинаковы. Однако длина теплообменника с прямыми каналами примерно на 30% больше (650 мм), чем у теплообменника с диффузорными каналами, поэтому последний можно считать более эффективным.

На практике эффективность теплообменника в части гидравлических потерь в большой степени зависит от конструктивных особенностей входных и выходных участков, в основном определяющих суммарные потери давления. Эта задача требует специального рассмотрения.

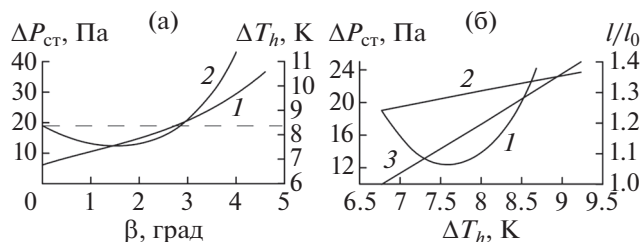


Рис. 10. Зависимость от угла расширения β (а): 1 – охлаждения горячего потока ΔT_h , 2 – потеря статического давления $\Delta P_{ст}$; штриховая линия – потери давления при $\beta = 0$; зависимость от ΔT_h (б): 1 – потеря давления в диффузорных каналах, 2 – в прямых каналах увеличенной длины; 3 – относительная длина l/l_0 прямых каналов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла, проведено численное моделирование теплообмена в противоточных теплообменниках “труба в трубе” с диффузорными каналами с малыми углами расширения.

Показано, что число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи практически на всей длине в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят соответствующие величины для теплообменника с каналами постоянного сечения. Полученные в расчетах величины интенсивности турбулентности и напряжения сдвига существенно возрастают в диффузоре, что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами.

Показано, что в теплообменниках с диффузорными каналами за счет интенсификации теплообмена мощность теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному существенно возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Так, например, для угла расширения диффузоров 4° это возрастание может составлять 48%. Следствием этого является увеличение разности температур в горячем потоке на входе и выходе из теплообменника с диффузорными каналами по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

При большей мощности теплопередачи потери статического давления в диффузорных каналах теплообменника при малых углах расширения меньше потерь статического давления в каналах постоянного сечения при одинаковой длине и одинаковых числах Рейнольдса. При увеличении угла расширения потери статического давления в расширяющихся каналах начинают превышать соответствующие потери в каналах постоянного сечения, но за счет увеличения мощно-

сти теплопередачи теплообменники с диффузорными каналами могут быть более эффективны.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда, грант № 20-19-00404.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по теплообменникам в 2-х т. Перев. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1987.
2. *Migai V.K.* Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
3. *Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С.* Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 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. *Wei Wang, Yaning Zhang, Kwan-Soo Lee, Bingxi Li.* Optimal Design of a Double Pipe Heat Exchanger Based on the Outward Helically Corrugated Tube // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2019. V. 135. P. 706.
7. *Liu J., Xie G., Simon T.W.* Turbulent Flow and Heat Transfer Enhancement in Rectangular Channels with Novel Cylindrical Grooves // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2015. V. 81. P. 563.
8. *Zohir A., Habib M., Nemitallah M.* Heat Transfer Characteristics in a Doublepipe Heat Exchanger Equipped with Coiled Circular Wires // *Exp. Heat Transfer.* 2015. V. 28. P. 531.
9. *Wu Z., Sundén B.* Convective Heat Transfer Performance of Aggregate-laden Nanofluids // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2016. V. 93. P. 1107.
10. *Sadek H., Robinson A., Cotton J., Ching C., Shoukri M.* Electrohydrodynamic Enhancement of in-tube Convective Condensation Heat Transfer // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2006. V. 49. P. 1647.
11. *Akpinar E.K.* Evaluation of Heat Transfer and Exergy Loss in a Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Helical Wires // *Energy Convers. Manage.* 2006. V. 47. P. 3473.
12. *Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И.* Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // *ТВТ.* 2020. Т. 58. № 3. С. 376.
13. *Леонтьев А.И., Лущик В.Г., Решмин А.И.* Теплообмен в конических расширяющихся каналах // *ТВТ.* 2016. Т. 54. № 2. С. 287.
14. *Лущик В.Г., Решмин А.И.* Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // *ТВТ.* 2018. Т. 56. № 4. С. 589.
15. *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.
16. *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.
17. *Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е.* Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // *Изв. АН СССР. МЖГ.* 1978. № 3. С. 13.
18. *Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е.* Турбулентные течения. Модели и численные исследования (обзор) // *Изв. РАН. МЖГ.* 1994. № 4. С. 4.
19. *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.
20. *Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е.* Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // *Изв. АН СССР. МЖГ.* 1986. № 2. С. 40.
21. *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.