

Double-Pipe Heat Exchanger with Diffuser Channels with Gas and Liquid Coolants

V. G. Lushchik¹, A. I. Reshmin¹, K. S. Egorov²

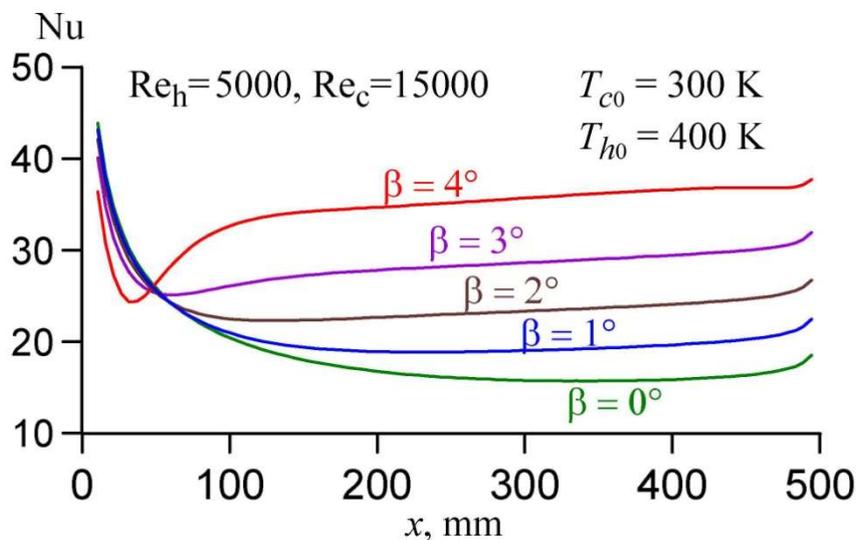
¹ *Lomonosov Moscow State University, Research Institute of Mechanics, Moscow, 119192, Russia*

² *Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia*
vgl_41@mail.ru alexreshmin@rambler.ru blackbird05@mail.ru

Abstract

Numerical simulation of heat transfer in double-pipe heat exchangers with diffuser channels with small opening angles with gas and liquid coolants has been performed. During the calculations, a three-parameter differential RANS turbulence model was used, supplemented by a transfer equation for a turbulent heat flow. It is shown that due to the intensification of heat transfer in heat exchangers with diffuser channels, the amount of heat transferred from the «hot» coolant to the «cold» ones increases compared to heat exchangers with channels of constant cross section.

Keywords: «double-pipe» heat exchanger, diffuser channels, RANS-turbulence model, gas, liquid coolants.



An increase in the Nusselt number along the length of the hot channel of a pipe-in-pipe air heat exchanger due to intensified heat transfer when using diffuser channels with different expansion angles

УДК 532.526.3

Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами с газовыми и жидкими теплоносителями

В. Г. Лущик¹, А. И. Решмин¹, К. С. Егоров²

¹ МГУ им. М. В. Ломоносова, Научно-исследовательский институт механики, Россия, Москва, 119192, Мичуринский проспект, 1

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия, Москва, 105005, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
vgl_41@mail.ru alexreshmin@rambler.ru blackbird05@mail.ru

Аннотация

Выполнено численное моделирование теплообмена в теплообменниках «труба в трубе» с диффузорными каналами с малыми углами раскрытия с газовыми и жидкими теплоносителями. При проведении расчетов использована трехпараметрическая дифференциальная RANS-модель турбулентности, дополненная 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.

Ключевые слова: теплообменник «труба в трубе», диффузорные каналы, RANS-модель турбулентности, газовые, жидкие теплоносители.

1. Введение

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» широко используются в нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности.

При проектировании теплообменных аппаратов стремятся сделать их более эффективными, что позволяет уменьшить их массо-габаритные характеристики, то есть значительно уменьшить их массу и стоимость [1]. Увеличение скорости теплоносителей приводит, как правило, к увеличению потерь давления. Поэтому стараются найти такие способы интенсификации теплообмена, которые не приводят к существенному росту гидравлических потерь.

Если не рассматривать экзотические и труднореализуемые методы, например, использование акустических воздействий, электромагнитных полей и добавок в теплоноситель [2–7], то в основном интенсификацию теплообмена реализуют за счет изменения геометрии каналов.

Для интенсификации теплообмена в каналах и трубах используются различные варианты геометрии: с «искусственной» шероховатостью (ребра, насечки) [8–10], различные кольца и спиральные навивки, щели [11,12].

Например, авторы [13–16] использовали различные варианты намотки проволоки на внутренней и внешней трубах. В работе Акинара [13] было экспериментально получено увеличение числа Нуссельта в 2.74 раза при увеличении коэффициента сопротивления в 2.64 раза в диапазоне чисел Рейнольдса в пределах от 6500 до 13000. В работах [14, 15] было обнаружено, что интенсификация теплообмена больше всего наблюдается при малых числах Рейнольдса (меньше 3000). Зохир показал [16], что при намотке проволоки на внешнюю трубу число Нуссельта может увеличиться более чем в 4 раза, но авторы также получили серьезное увеличение коэффициента сопротивления.

В работах [17, 18] авторы меняли саму геометрию труб (использовали гофрированную трубу, конфузор-диффузор с закруткой потока). В работе [18] показано, что при угле диффузора менее 9° коэффициент теплоотдачи увеличивается примерно в 1.5 раза. Дальнейшее увеличение угла практически не увеличивает интенсивность теплоотдачи, но при этом вызывает резкое увеличение коэффициента сопротивления.

В [19] представлен также обзор работ по различным методам улучшения теплоотдачи в теплообменниках «труба в трубе» и численно исследован и оптимизирован теплообменник с наружной спирально гофрированной трубой.

В [20–22] показано, что при использовании диффузорных каналов интенсификации теплообмена можно добиться без заметного роста коэффициента трения. В [23] получено экспериментальное подтверждение сильного влияния расширения в диффузоре даже с малым углом раскрытия на режим течения и отмечено хорошее согласование измеренных профилей скорости и напряжений Рейнольдса с расчетами, выполненными с использованием дифференциальной трехпараметрической модели турбулентности [24]. Следует подчеркнуть, что модель турбулентности [24] прошла всестороннюю проверку путем сравнения результатов расчета с имеющимися экспериментальными результатами в широком классе задач пограничного слоя [25, 26]. Расчеты течений в кольцевых, круглых и плоских каналах при различных числах Рейнольдса, перехода к турбулентности в пограничных слоях при большом уровне внешних возмущений, со вдувом и отсосом, а также при отрицательном и положительном градиентах давления во всех случаях показали удовлетворительное согласование с результатами экспериментов. Следовательно, проведенное в [25, 26] тестирование модели турбулентности [24] и экспериментально подтвержденные результаты расчета течения в диффузоре [23] дают основание использовать её в настоящей работе. В [21, 22] с использованием трехпараметрической RANS-модели турбулентности [24], обобщенной на течение с теплообменом [27] и дополненной транспортным уравнением для турбулентного теплового потока [28] проведены расчеты течения с теплообменом в плоских безотрывных диффузорах с различными углами раскрытия при различных числах Рейнольдса и Прандтля. Характеристики течения и теплообмена в таких диффузорах сравнивались с соответствующими характеристиками течений в каналах с постоянным сечением, равным среднему сечению в диффузоре, при тех же числах Рейнольдса. При всех рассмотренных углах расширения в таких диффузорах интенсивность теплообмена оказывалась выше, чем в каналах постоянного сечения. Проведенное в [29, 30] численное исследование теплообменников «труба в трубе» с теплоносителями «вода-вода» показало, что появляющийся в расширяющемся канале положительный градиент давления приводит к перестройке течения и росту его турбулизации, возрастанию интенсивности теплообмена и мощности теплопередачи в теплообменнике с расширяющимися каналами. Настоящая работа имеет целью рассмотрение возможности использования широкого круга как газовых, так и жидкостных теплоносителей в теплообменниках «труба в трубе» с расширяющимися каналами, углы расширения которых не приводят к отрыву потока. Предлагаемое использование в таких теплообменниках, как и в пластинчатых теплообменниках [31], расширяющихся каналов с гладкой поверхностью, обеспечит минимальное гидравлическое сопротивление и позволит реализовать интенсификацию теплообмена в теплообменнике практически без увеличения коэффициента трения. Это принципиальное отличие предлагаемого способа интенсификации процесса теплообмена от других известных способов, в которых рост теплоотдачи достигается за счет значительного роста гидравлических потерь.

2. Постановка задачи

Расчетная схема теплообменника (рис. 1) аналогична приведенной в [29] и [31]. Рассмотрим элемент противоточного теплообменника с соосными диффузорными теплообменными каналами длиной l и средними (на половине длины) радиусами r_{01} и r_{02} (рис. 1, а) с

линейно меняющимся по длине радиусом теплопередающей стенки. Внешняя стенка элемента теплообменника полагается цилиндрической и теплоизолированной. К диффузорному участку теплообменника с одной стороны примыкают цилиндрические участки с постоянным сечением и теплоизолированными стенками длиной l_1 . С другой стороны, за диффузорным участком теплообменника, следуют участки с постоянным сечением длиной l_2 также с теплоизолированными стенками. Входной и выходной радиусы внутреннего канала теплообменника r_1 и r_2 определяются его длиной l и углом расширения β диффузора

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

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 число Рейнольдса обратно пропорционально его 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.

Для сравнения рассматривается также элемент противоточного теплообменника с двумя соосными каналами постоянного сечения радиусами r_{10} и r_{20} соответственно (рис. 1, б). Длины каналов соответствуют приведенным на рис. 1, а, а площадь поверхности теплообмена остается при этом неизменной. 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.

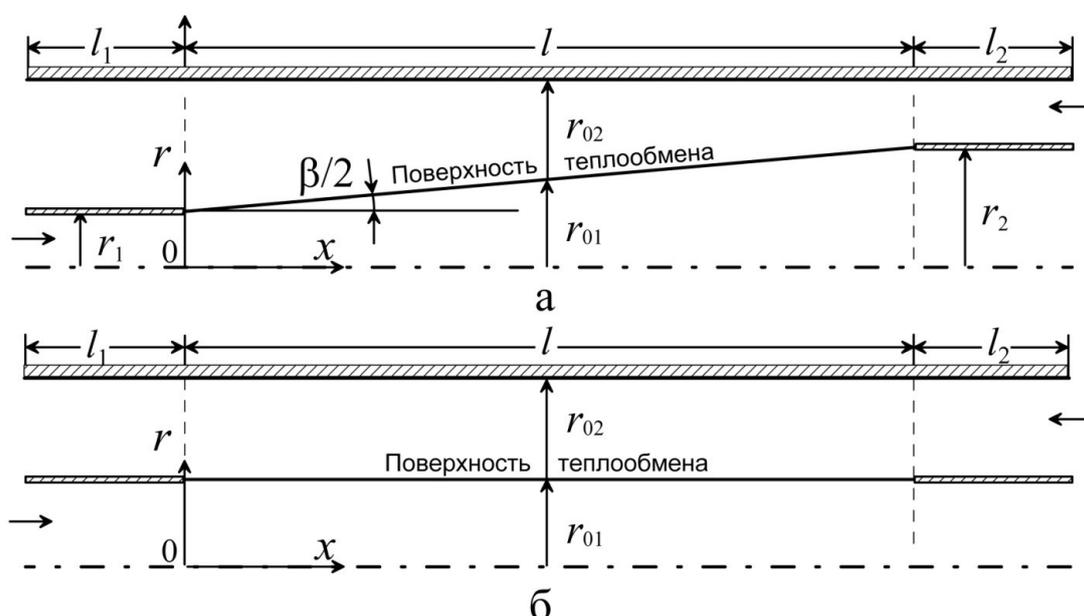


Рис. 1. Расчетная схема элемента противоточного теплообменника «труба в трубе», с двумя осесимметричными диффузорами (а) и с двумя каналами постоянного сечения (б)

Для решения задачи использовались уравнения неразрывности, движения и энергии, описывающие существенно дозвуковое (число Маха $M \ll 1$) течение в круглом диффузоре в приближении узкого канала

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

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 [24], обобщенная на течение с теплообменом [27], 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 величины $q_T = -c_p \langle v'T' \rangle$ [28]

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

Значения констант [24, 27, 28]: $c = 0.3$; $c_1 = 5\pi/4$; $c_2 = 0.2$; $c_3 = 0.04$; $c_4 = 0.235$; $c_5 = 0.25$; $a_E = a_\omega = 0.06$; $a_\tau = a_q = 3a_E = 0.18$; $\alpha_E = \alpha_\omega = 1$; $\alpha_\omega = 1.4$; $\alpha_{q_T} = f(\operatorname{Pr})$.

Граничные условия на входе в каналы «горячего» и «холодного» потоков

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

Граничные условия на теплопередающей стенке, разделяющей потоки в каналах

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

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

на теплоизолированных стенках каналов

$$u = v = 0, \quad \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0, \quad E = \frac{\partial \omega}{\partial r} = \tau = q_r = 0 \quad (5)$$

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

Индексы «и» и «с» и «h» в граничных условиях и далее относятся соответственно к условиям на стенке и в «холодном» и «горячем» потоках, а «1» и «2» соответственно 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 потоках на входе 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 [31], 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 задавалось значение температуры, полученное из расчета для «холодного» канала. При решении уравнений в «холодном» канале на теплообменной стенке задавался 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 считается нулевым.

Для обеспечения сходимости метода при переходе к каждой последующей итерации значения новых граничных значений для температуры и теплового потока рассчитывались из предыдущей и последующей итерации 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 [25]. Это позволяет надеяться, что приближение узкого канала окажется, как и в [31], столь же продуктивным и при расчете течения и теплообмена в теплообменнике «труба в трубе».

3. Газовые теплоносители

Численное исследование тепловых и гидродинамических характеристик теплообменника с газовыми теплоносителями проведено для «холодного» теплоносителя, в качестве которого 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) и гелий с входными параметрами: $T_0 = 400$ К, $P_0 = 1$ МПа. Выбор этих теплоносителей характеризуется широким диапазоном значений теплофизических свойств, от которых зависят тепловые характеристики теплообменника.

Таблица 1

«Горячие» теплоносители, принятые для расчетов

Газ	Аргон (Ar)	Воздух (Air)	(He-Ar)	Гелий (He)
c_p , Дж/(кг·К)	520.3	1014	1922	5193
ρ , кг/м ³	12.0	8.71	3.252	1.204
η , 10 ⁻⁴ Па·с	0.288	0.230	0.289	0.244
λ , Вт/(м·К)	0.0225	0.0338	0.1332	0.1902
Pr	0.666	0.690	0.418	0.666
G_0 , кг/с	0.0045	0.0036	0.0046	0.0038

Для теплообменников и с диффузорными, и с прямыми каналами были приняты следующие геометрические характеристики:

- длина теплообменных участков $l = 500$ мм;
- срединные радиусы каналов $r_{01} = 20$ мм, $r_{02} = 40$ мм;
- длины входных и выходных участков $l_1 = l_2 = 50$ мм;
- угол наклона образующей диффузора $\beta = 0^\circ \div 4^\circ$

Числа Рейнольдса «горячего» и «холодного» потоков составляли соответственно $Re = 5 \times 10^3$ и $Re = 15 \times 10^3$, что обеспечивает максимальное охлаждение «горячего» теплоносителя.

3.1. Влияние теплофизических свойств теплоносителя

Ниже представлены результаты численного исследования влияния теплофизических свойств «горячих» газовых теплоносителей, принятых для расчетов, теплофизические свойства которых приведены в табл. 1.

Показанное на рис. 2, а изменение по длине температуры $T_w(x)$ теплопередающей стенки с углом наклона $\beta = 2^\circ$ для разных теплоносителей свидетельствует о том, что как в теплообменниках с диффузорными каналами (сплошные линии), так и в теплообменниках с каналами постоянного сечения (штриховые линии) температура стенки $T_w(x)$, слабо уменьшаясь по длине, растет с ростом удельной теплоемкости теплоносителя c_p .

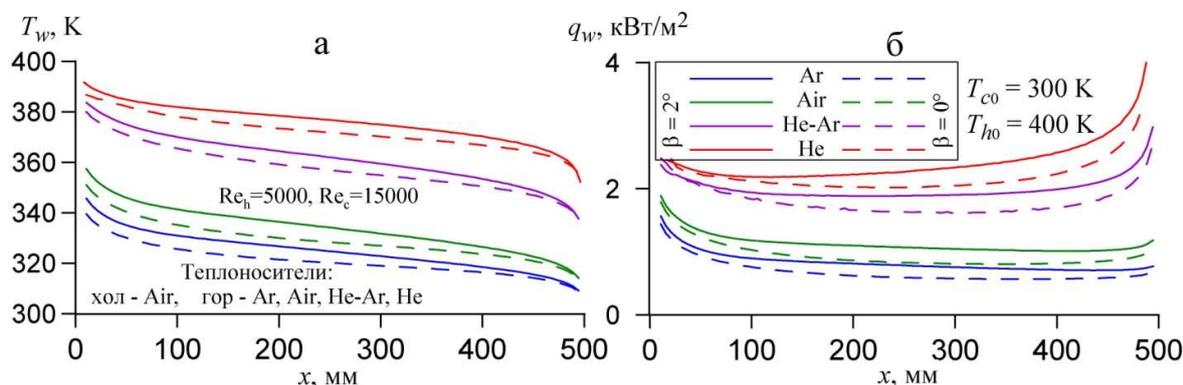


Рис. 2. Изменение температуры T_w (а) и теплового потока q_w (б) по длине теплопередающей стенки для теплоносителей из табл. 1 для диффузорных каналов и каналов постоянного сечения

Тепловой поток в стенку (рис. 2, б) в теплообменниках с диффузорными каналами (сплошные линии) практически на всей длине превосходит тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения (штриховые линии), особенно для теплоносителей с высокой удельной теплоемкостью (He-Ar – 3, He – 4).

На рис. 3 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} – среднemasовая температура потока.

Из рис. 3, а видно, что для всех теплоносителей число Нуссельта почти на всей длине для теплообменников с диффузорными каналами существенно больше соответствующей величины для теплообменников с каналами постоянного сечения. Величина коэффициента теплоотдачи α в теплообменниках с диффузорными каналами на большей части длины превосходит, особенно для теплоносителей с высокой удельной теплоемкостью (He-Ar, He), соответствующую величину в каналах постоянного сечения, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи в диффузорных каналах.

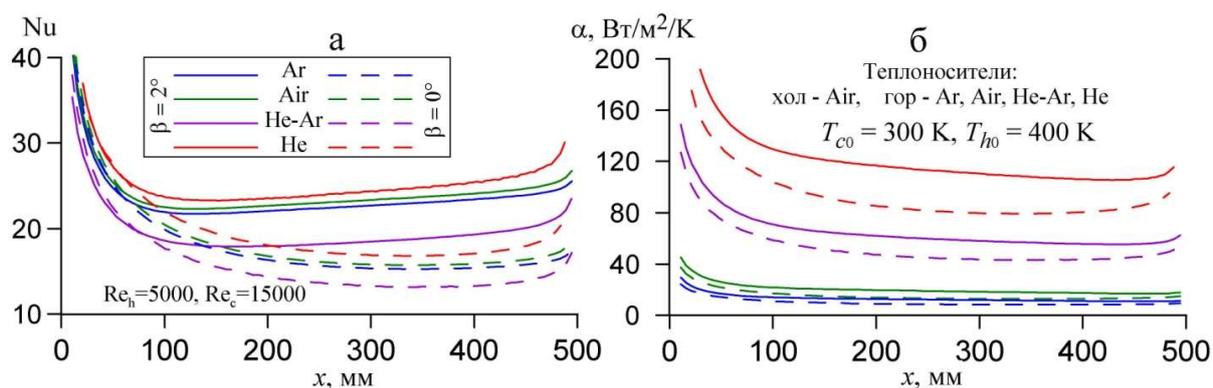


Рис. 3. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи α (б) по длине стенки в «горячем» канале для диффузорных каналов и каналов постоянного сечения

В работах [24–26] установлено, что перестройка течения и появляющийся в диффузоре положительный градиент давления приводят к турбулизации течения. Это подтверждается результатами расчетов характеристик турбулентности, приведенными на рис. 4.

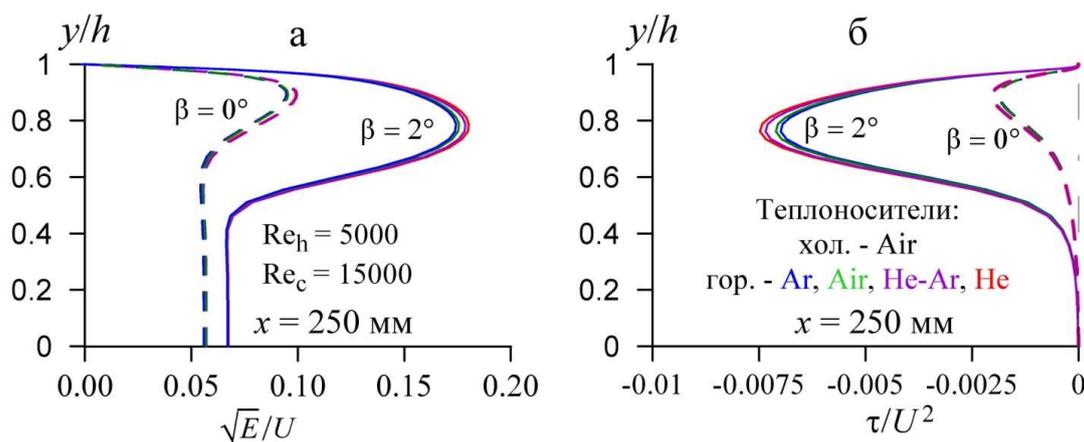


Рис. 4. Профили интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в середине каналов ($x = 250$ мм) с «горячими» теплоносителями для теплоносителей из табл. 1 для диффузорных каналов и каналов постоянного сечения

Интенсивность турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ (рис. 4, а) и напряжения сдвига $\tau = -\langle u'v' \rangle$ (рис. 4, б) практически не зависят от удельной теплоемкости теплоносителя, но в диффузоре (сплошные линии) существенно возрастают по сравнению с каналами постоянного сечения (штриховые линии), что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами.

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

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

Здесь G_h – расход «горячего» потока; c_p – изобарная удельная теплоемкость; T_{h1}, T_{h2} – входная и выходная среднemasсовые температуры «горячего» потока.

Выбор в качестве определяющего параметра удельной теплоемкости c_p , от которой зависят тепловые характеристики теплообменника, обусловлен широким диапазоном значений c_p (см. табл. 1), в отличие от остальных теплофизических свойств теплоносителей, в том числе и числа Прандтля, который для газов меняется очень слабо.

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

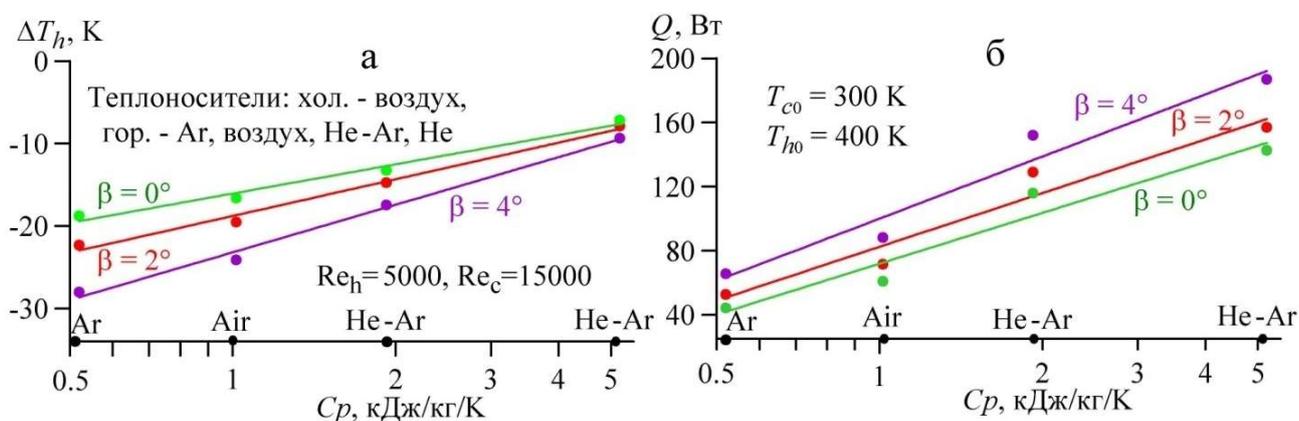


Рис. 5. Зависимости величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от удельной теплоемкости «горячих» теплоносителей для каналов постоянного сечения и диффузорных каналов с углом наклона стенки $\beta = 2^\circ$ и 4°

В результате проведенного численного исследования установлена (рис. 5, б) зависимость мощности теплопередачи Q от «горячего» теплоносителя к «холодному» от удельной теплоемкости «горячих» теплоносителей, приведенных в табл. 1. Как видно из рис. 5, б, с ростом удельной теплоемкости теплоносителя мощность теплопередачи Q в теплообменнике с диффузорными каналами возрастает. Так, при использовании в качестве «горячего» теплоносителя гелия рост величины Q при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ составляет 18 % и возрастает до 46 % при $\beta = 4^\circ$.

3.2. Влияние угла раскрытия диффузора

Ниже представлены результаты расчета параметров течения и теплообмена при различных углах наклона β теплопередающей стенки диффузора. Рассмотрены углы наклона β в диапазоне от 0 до 4 градусов. Соответствующие этим углам геометрические параметры каналов приведены в табл. 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.

Таблица 2

Углы наклонов стенок диффузоров, принятые для расчетов

β°	0	1	2	3	4
r_1 , мм	20	17.8	15.6	13.5	11.3
r_2 , мм	20	22.2	24.4	26.5	28.7

Представленные на рис. 6–8 результаты расчетов, как и в предыдущем разделе, получены для «холодного» теплоносителя с числом Рейнольдса $Re = 15 \times 10^3$, а для «горячего» – с меньшим числом Рейнольдса $Re = 5 \times 10^3$.

Полученное в расчетах для ряда значений угла наклона стенок диффузора β изменение по длине канала температуры теплопередающей стенки $T_w(x)$ (рис. 6, а) и теплового потока в стенку q_w (рис. 6, б) показывает, что и температура стенки, и тепловой поток в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят (с ростом угла β в большей степени) соответствующие величины в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

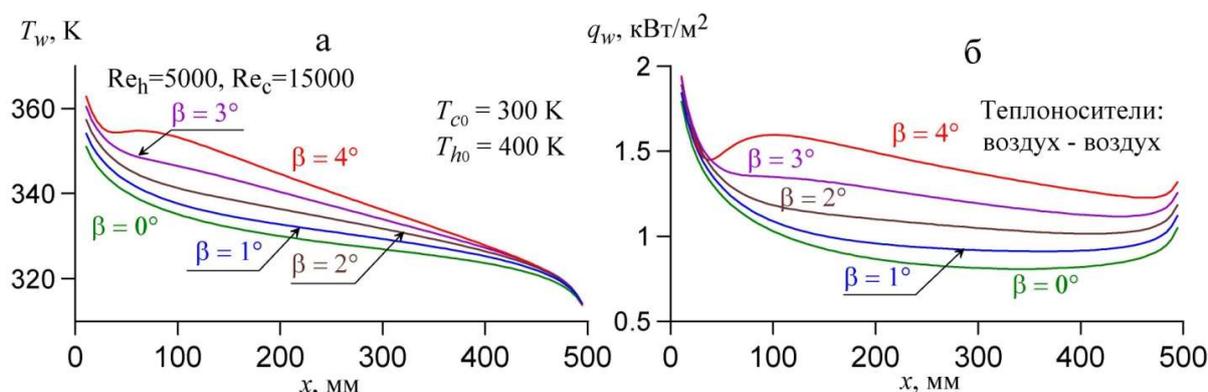


Рис. 6. Изменение температуры теплопередающей стенки T_w (а) и теплового потока в стенку q_w (б) по длине канала для углов наклона стенок диффузора, приведенных в табл. 2

На рис. 7 приведено изменение по длине со стороны «горячего» потока безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта) Nu (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б).

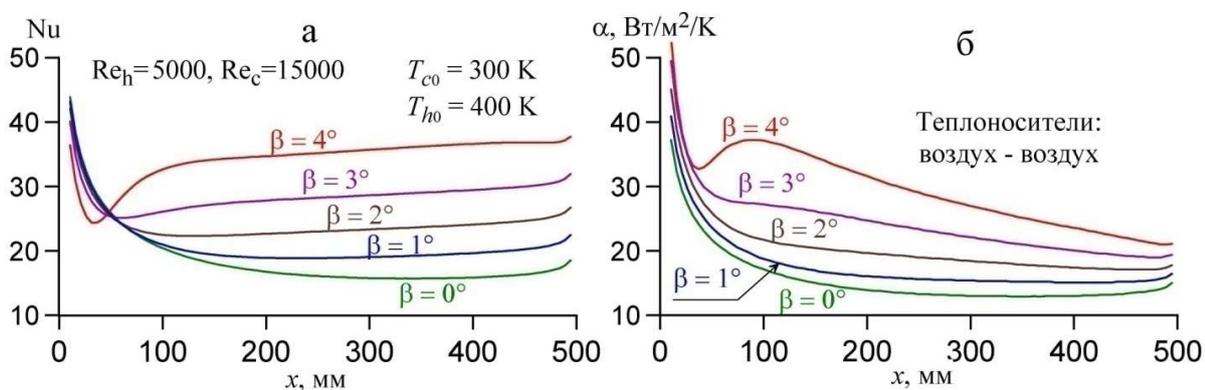


Рис. 7. Изменение по длине числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б) в «горячем» теплоносителе при углах наклона стенок диффузора, приведенным в табл. 2

Видно, что в теплообменнике с диффузорными каналами как число Нуссельта, так и коэффициент теплоотдачи, существенно больше соответствующих величин в теплообменнике с каналами постоянного сечения, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи в диффузорных каналах.

Интенсивность турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига $\tau = -\langle u'v' \rangle$ в расширяющихся каналах с ростом угла наклона стенки диффузора существенно возрастают (см. рис. 8) по сравнению с каналами постоянного сечения, что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами.

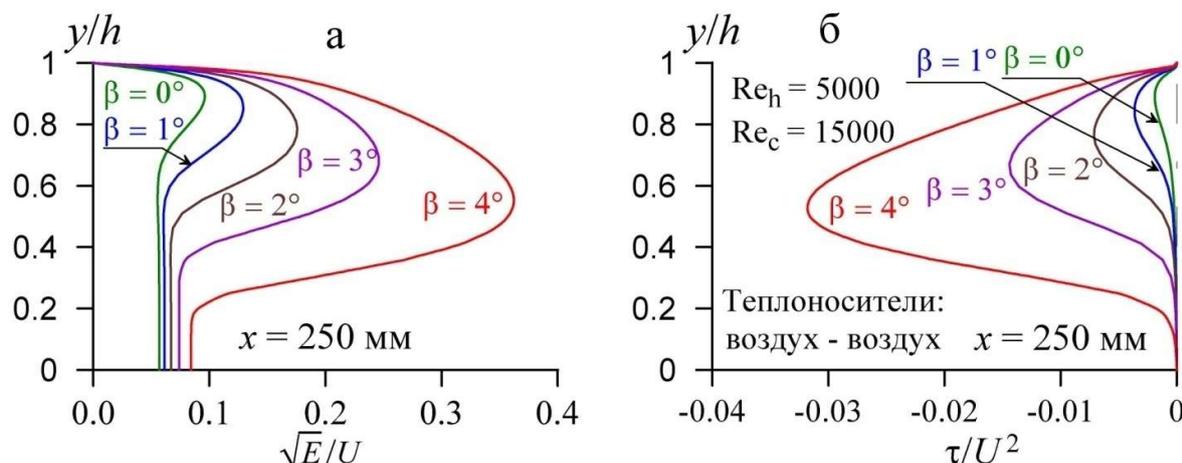


Рис. 8. Профили интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в середине каналов ($x=250$ мм) с «горячими» теплоносителями при углах наклона стенок диффузора, приведенных в табл. 2

Полученная в расчетах зависимость величины охлаждения «горячего» потока ΔT_h (рис. 9, а) от угла наклона стенки диффузора β продемонстрировала более высокую эффективность теплообменников с диффузорными каналами. В них достигается большее охлаждение «горячего» потока по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

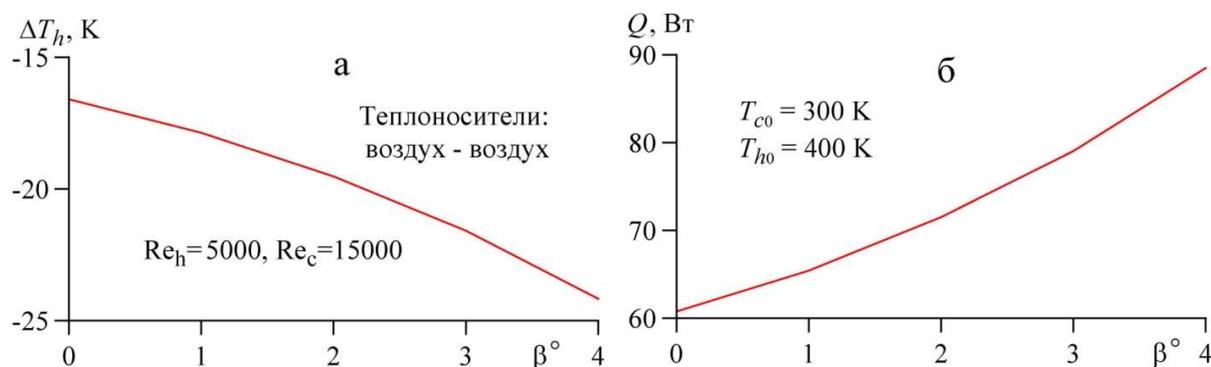


Рис. 9. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от угла наклона стенки диффузора β

Как видно из рис. 9, б, мощность теплопередачи Q возрастает с увеличением угла наклона β . Так, при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ рост величины Q составляет 10 % и возрастает до 31 % при $\beta = 4^\circ$.

4. Жидкие теплоносители

Численное исследование тепловых и гидродинамических характеристик теплообменника с жидкими теплоносителями проведено для «холодного» теплоносителя, в качестве которого использована вода с входными параметрами: $T_0 = 300$ К, $P_0 = 2.0$ МПа. В качестве «горячих» теплоносителей использовались жидкости (см. табл. 1): ртуть, вода и трансформаторное масло с входными параметрами: $T_0 = 400$ К, $P_0 = 2.0$ МПа. Выбор этих теплоносителей характеризуется широким диапазоном значений теплофизических свойств, от которых зависят тепловые характеристики теплообменника.

Как и в случае с газовыми теплоносителями числа Рейнольдса Re «горячего» и «холодного» потоков составляли соответственно $Re = 5 \times 10^3$ и $Re = 15 \times 10^3$ с целью получить максимальное охлаждение «горячего» теплоносителя.

Таблица 3

«Горячие» теплоносители, принятые для расчетов

Жидкость	Ртуть (Hg)	Вода (H ₂ O)	Масло (Oil)
c_p , Дж/(кг·К)	137	4250	2180
ρ , кг/м ³	13300	945	804
η , 10 ⁻² Па·с	0.1189	0.0234	0.1552
λ , Вт/(м·К)	9.719	0.685	0.111
Pr	0.017	1.45	30.4
G_0 , кг/с	0.1867	0.0367	0.2438

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

- длина теплообменных участков $l = 500$ мм;
- срединные радиусы каналов $r_{01} = 20$ мм, $r_{02} = 40$ мм;
- длины входных и выходных участков $l_1 = l_2 = 50$ мм;
- угол наклона образующей диффузора $\beta = 0^\circ \div 4^\circ$.

4.1. Влияние теплофизических свойств теплоносителя

Ниже представлены результаты численного исследования влияния теплофизических свойств «горячих» жидких теплоносителей, принятых для расчетов, теплофизические свойства которых приведены в табл. 3.

На рис. 10, а показано изменение температуры разных теплоносителей по длине теплопередающей стенки $T_w(x)$.

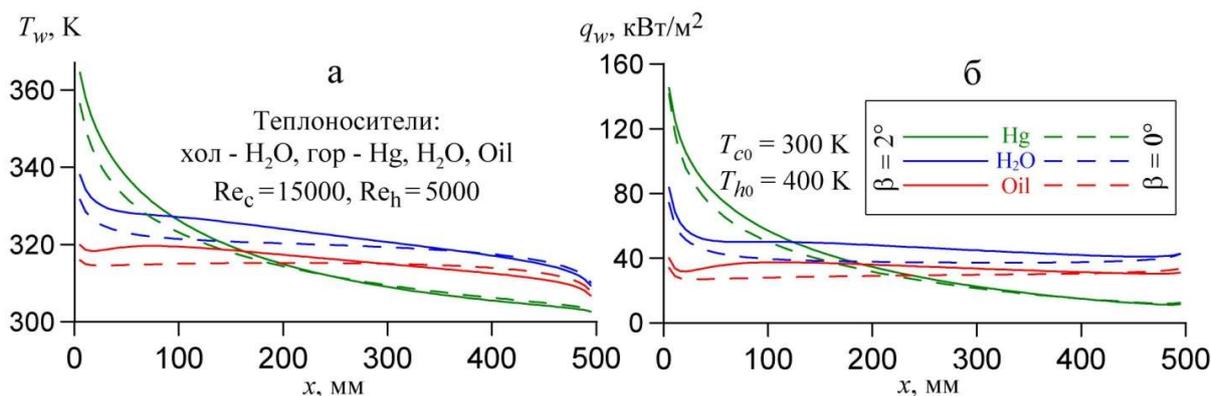


Рис. 10. Изменение температуры T_w (а) и теплового потока q_w (б) по длине теплопередающей стенки для теплоносителей из табл. 3 для диффузорных каналов и каналов постоянного сечения

Результаты расчета свидетельствуют о том, что температура теплопередающей стенки в теплообменниках с диффузорными каналами заметно уменьшается по длине, в то время как в теплообменниках с каналами постоянного сечения на большей части длины канала $T_w(x)$ меняется слабо. При этом на первой половине длины диффузора $T_w(x)$ в теплообменниках с диффузорными каналами больше, а на второй половине длины близка к температуре стенки в теплообменниках с каналами постоянного сечения.

Тепловой поток в стенку $q_w(x) = -(\lambda \cdot \partial T / \partial r)_w$ (рис. 10, б) в теплообменниках с диффузорными каналами и тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения ведет себя аналогично температуре теплопередающей стенки $T_w(x)$.

На рис. 11 приведено изменение по длине со стороны «горячего» потока числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б). Из рис. 11, а видно, что для всех теплоносителей число Нуссельта почти на всей длине меняется слабо, но для теплообменников с диффузорными каналами число Нуссельта больше соответствующей величины для теплообменников с каналами постоянного сечения. Величина коэффициента теплоотдачи α (рис. 11, б) убывает по длине, при этом в теплообменниках с диффузорными каналами величина α на первой половине длины канала превосходит соответствующую величину в каналах постоянного сечения.

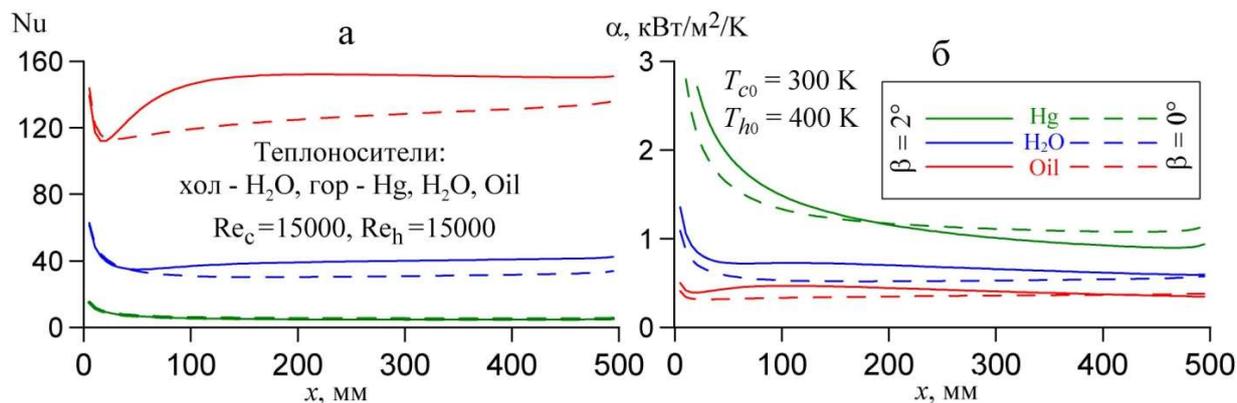


Рис. 11. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи α (б) по длине стенки в «горячем» канале для теплоносителей из табл. 3 для диффузорных и прямых каналов

На рис. 12 представлены изменения интенсивности турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ (а) и напряжения сдвига τ/U^2 (б).

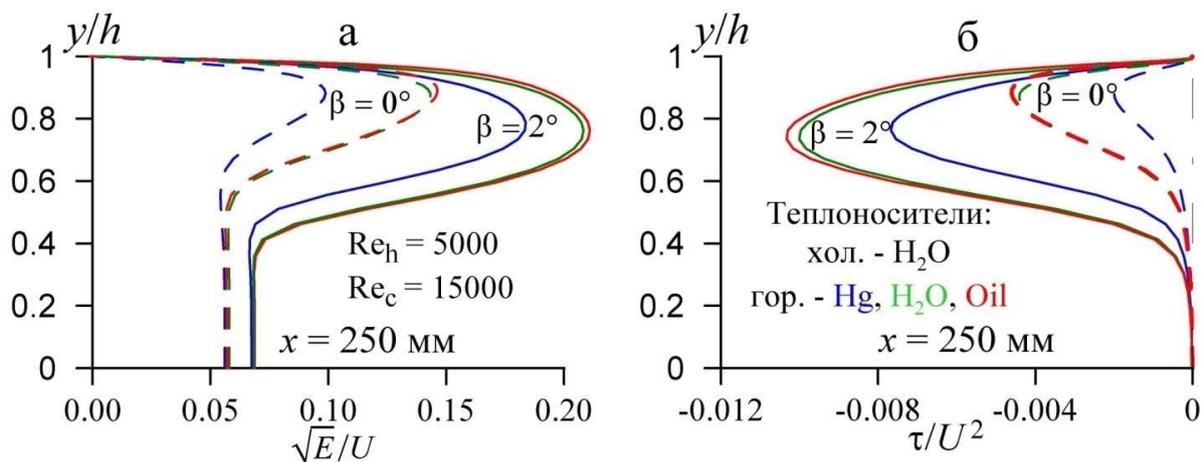


Рис. 12. Профили интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в середине каналов ($x = 250$ мм) с «горячими» теплоносителями из табл. 3 для диффузорных и прямых каналов

За исключением ртути, эти параметры практически не зависят от теплоносителя, но в теплообменниках с диффузорными каналами (сплошные линии) существенно возрастают по сравнению с каналами постоянного сечения (штриховые линии), что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами.

Выбор числа Прандтля $Pr = \eta \cdot c_p / \lambda$, являющегося комбинацией теплофизических свойств теплоносителей, в качестве определяющего параметра для оценки эффективности

использования жидких теплоносителей, обусловлен широким диапазоном его значений (см. табл. 3), в отличие от газов, где число Прандтля (см. табл. 1) меняется очень слабо. Полученное в расчетах изменение величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (рис. 13, а) от числа Прандтля для теплоносителей из табл. 3, продемонстрировало слабую зависимость от угла наклона стенки диффузора β и существенную зависимость от числа Прандтля теплоносителя.

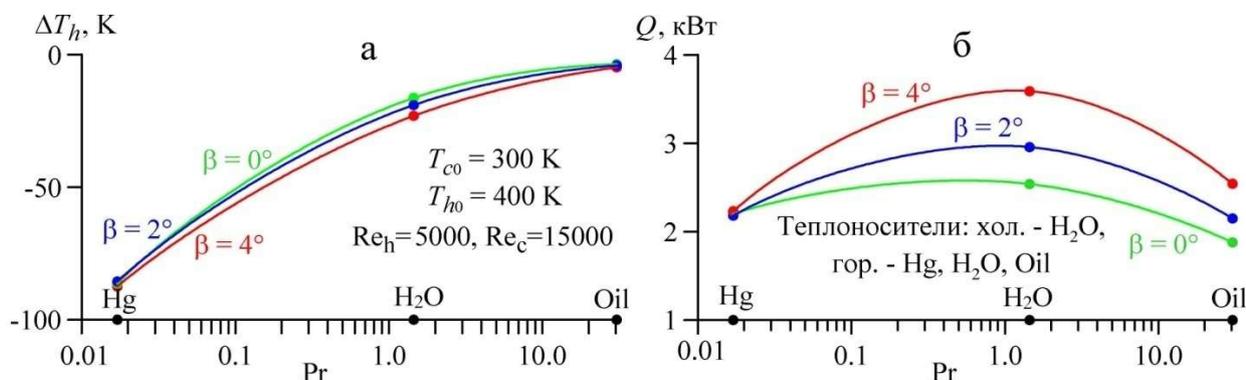


Рис. 13. Зависимости величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от числа Прандтля Pr «горячих» теплоносителей для каналов постоянного сечения и диффузорных каналов с углом наклона стенки $\beta = 2^\circ$ и $\beta = 4^\circ$

В результате проведенного численного исследования установлена (рис. 13, б) зависимость мощности теплопередачи Q между теплоносителями от числа Прандтля «горячих» теплоносителей, приведенных в табл. 3. Как видно из рис. 13, б, с ростом числа Прандтля теплоносителя мощность теплопередачи Q в теплообменнике с диффузорными каналами при увеличении угла наклона стенки β возрастает. Так, при увеличении угла наклона стенки диффузора от 0° до 2° при использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды и трансформаторного масла рост величины Q составляет соответственно 17 % и 15 %, а при угле наклона $\beta = 4^\circ$ возрастает до 42 % и 35 %, в то время как при использовании в качестве «горячего» теплоносителя ртути рост величины Q при увеличении угла β не превосходит 1–2%. Отметим, что немонотонность зависимости $Q(Pr)$ обусловлена существенной разницей расходов теплоносителей, которые при одинаковом числе Рейнольдса пропорциональны динамической вязкости теплоносителя η (см. табл. 3).

4.2. Влияние угла раскрытия диффузора

Ниже представлены результаты расчета параметров течения и теплообмена при различных углах наклона β теплопередающей стенки диффузора теплообменника с теплоносителями «вода-вода». Рассмотрены углы наклона β в диапазоне от 0 до 4 градусов. Соответствующие этим углам геометрические параметры каналов приведены в табл. 2.

Исходные данные для теплообменников:

- «холодный» и «горячий» теплоносители – вода, давление на входе 2.0 МПа;
- входная температура «холодного» теплоносителя $T_{c0} = 300$ К;
- входная температура «горячего» теплоносителя $T_{h0} = 400$ К.

Представленные на рис. 14–16 результаты расчетов получены для «холодного» теплоносителя с числом Рейнольдса $Re_c = 15000$, и «горячего» – с меньшим числом Рейнольдса $Re_h = 5000$, как и ранее, с целью получить его максимальное охлаждение.

На рис. 14, а показано изменение температуры на теплопередающей стенке $T_w(x)$ по длине канала. Видно, что в теплообменнике с расширяющимися каналами температура стенки $T_w(x)$ более круто меняется по длине, чем в теплообменнике с прямыми каналами и

на первой половине диффузорных каналов превосходит величину T_w в прямых каналах. Тепловой поток в стенку канала $q_w(x)$ (рис. 14, б) в теплообменнике с расширяющимися каналами существенно превосходит (особенно при $\beta = 3^\circ, 4^\circ$) поток тепла в теплообменнике с прямыми каналами.

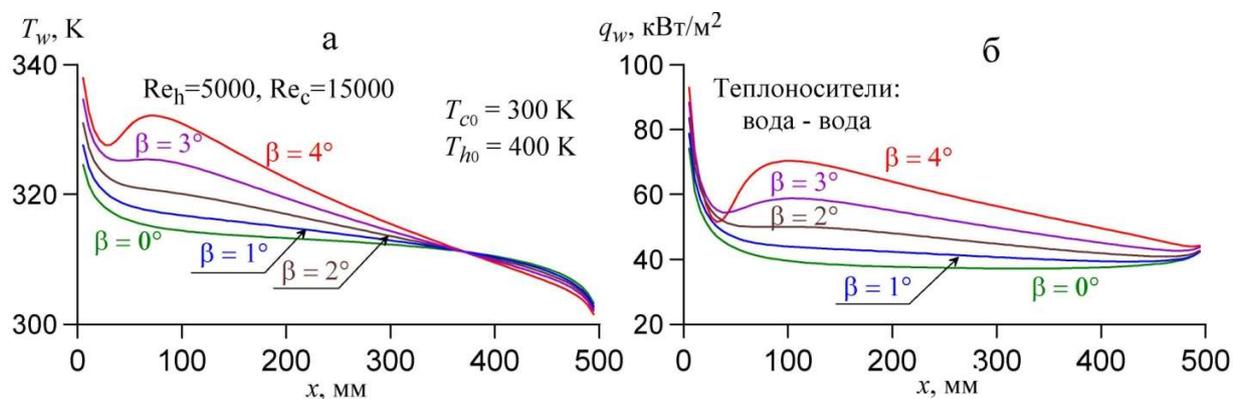


Рис. 14. Изменение температуры теплопередающей стенки T_w (а) и теплового потока в стенку q_w (б) по длине канала при различных углах наклона теплообменной стенки

На рис. 15, а показано изменение по длине канала безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта) Nu со стороны «горячего» потока и коэффициента теплоотдачи α к стенке. Видно, что в теплообменнике с диффузорными каналами число Нуссельта, существенно превосходит величину числа Нуссельта в теплообменнике с каналами постоянного сечения. Коэффициент теплоотдачи α (рис. 15, б) при этом в теплообменнике с диффузорными каналами уменьшается по длине, из-за уменьшения теплового потока в стенку q_w в конце канала (рис. 14, б) и менее значительного уменьшения температуры стенки T_w (см. рис. 14а) при слабом изменении среднemasсовой температуры потока. В итоге число Нуссельта практически на всей длине в теплообменнике с диффузорными каналами превосходит соответствующую величину для теплообменника с каналами постоянного сечения.

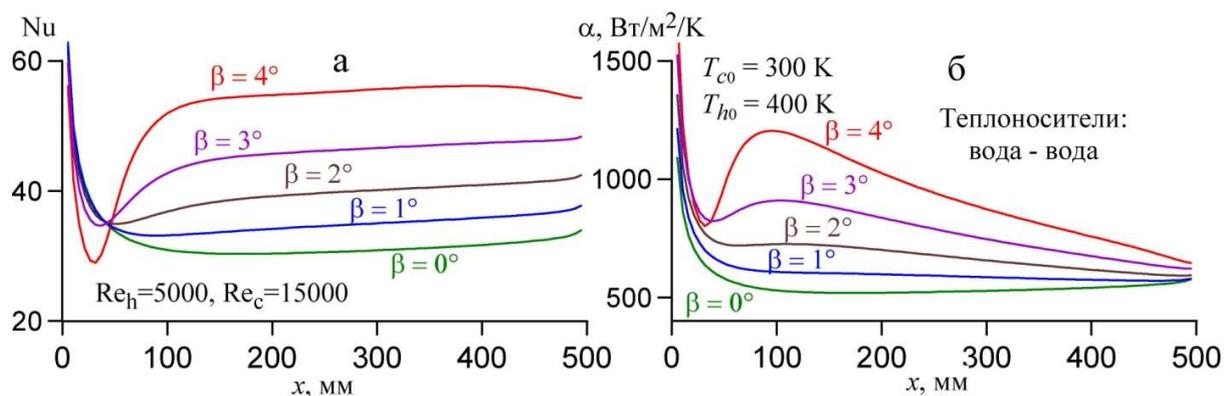


Рис. 15. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи α (б) по длине стенки в «горячем» канале при разных углах наклона стенок диффузора

На рис. 16 представлены изменения интенсивности турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ (а) и напряжения сдвига τ/U^2 (б), которые с ростом угла расширения диффузора существенно возрастают по сравнению с соответствующими величинами для прямых каналов, что и приводит к повышению интенсивности теплообмена в теплообменнике с расширяющимися каналами.

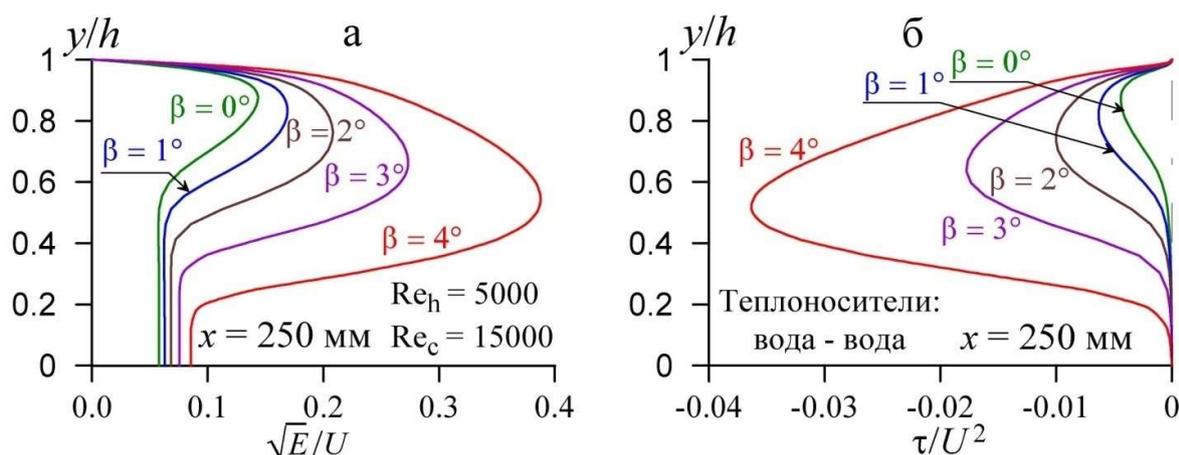


Рис. 16. Профили интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в середине каналов ($x = 250$ мм) с «горячими» теплоносителями при различных углах наклона стенок диффузора

Полученная в расчетах зависимость величины охлаждения «горячего» потока ΔT_h (рис. 17, а) от угла наклона стенки диффузора β продемонстрировала более высокую эффективность теплообменников с диффузорными каналами. В них достигается большее охлаждение «горячего» потока по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

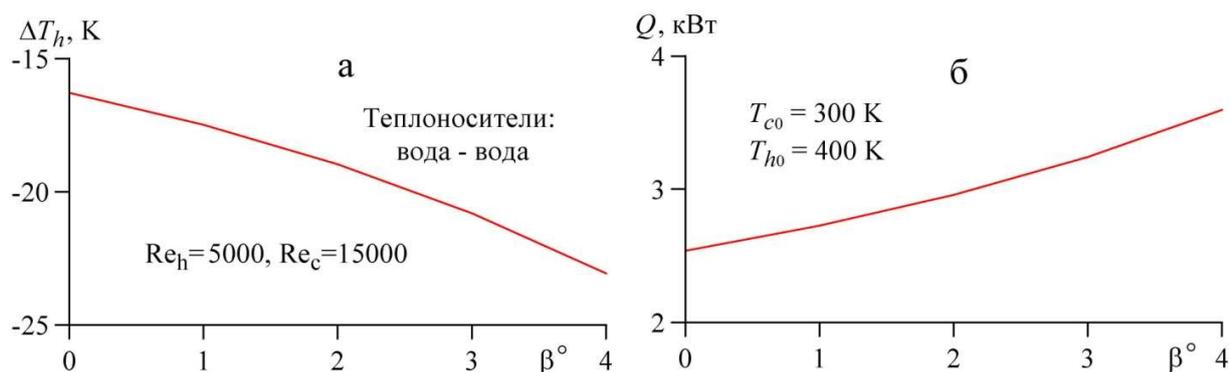


Рис. 17. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от угла наклона стенки диффузора β

В результате проведенного исследования установлена зависимость (рис. 17, б) мощности теплообмена Q между «горячим» и «холодным» теплоносителями от значений угла раскрытия диффузора β , приведенных в табл. 2.

Как видно из рис. 17, б, мощность теплопередачи Q возрастает с увеличением угла наклона. Так, при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ рост величины Q составляет 18 % и возрастает до 46 % при $\beta = 4^\circ$.

5. Заключение

С использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-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 раскрытия. Рассмотрен широкий круг как газовых (аргон, воздух, смесь гелий-аргон, гелий), так и жидкостных (ртуть, вода, трансформаторное масло) теплоносителей в теплообменниках «труба в трубе», которые нашли применение, в промышленности.

- Для газовых теплоносителей как в теплообменниках с диффузорными каналами, так и в теплообменниках с каналами постоянного сечения температура теплопередающей стенки в центральной части каналов слабо уменьшается по длине. Тепловой поток в стенку в теплообменниках с диффузорными каналами практически на всей длине превосходит тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения. Число Нуссельта почти на всей длине для теплообменников с диффузорными каналами существенно больше соответствующей величины для теплообменников с каналами постоянного сечения. Величина коэффициента теплоотдачи в теплообменниках с диффузорными каналами на большей части длины превосходит, соответствующую величину в каналах постоянного сечения.
- Для жидких теплоносителей температура теплопередающей стенки в теплообменниках с диффузорными каналами падает по длине, в то время как в теплообменниках с каналами постоянного сечения температура стенки на большей части длины канала меняется очень слабо. При этом на первой половине длины диффузора температура теплопередающей стенки в теплообменниках с диффузорными каналами больше, а на второй половине длины близка к температуре стенки в теплообменниках с каналами постоянного сечения. Тепловой поток в стенку в теплообменниках с диффузорными каналами и тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения ведет себя аналогично температуре теплопередающей стенки. Число Нуссельта почти на всей длине меняется слабо, но для теплообменников с диффузорными каналами число Нуссельта больше соответствующей величины для теплообменников с каналами постоянного сечения. Величина коэффициента теплоотдачи убывает по длине, при этом в теплообменниках с диффузорными каналами она на первой половине длины канала превосходит соответствующую величину в каналах постоянного сечения.
- Величины интенсивности турбулентности и напряжения сдвига, как для газовых, так и для жидких теплоносителей 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 количество переданного тепла от «горячего» теплоносителя к «холодному» (мощность теплопередачи Q) возрастает с увеличением угла наклона стенки диффузора по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Так, при использовании в качестве «горячего» теплоносителя гелия рост величины Q при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ составляет $\sim 18\%$ и возрастает до $\sim 46\%$ при $\beta = 4^\circ$. При использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды и трансформаторного масла рост величины Q при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ составляет соответственно $\sim 17\%$ и $\sim 15\%$, а при угле наклона $\beta = 4^\circ$ достигает $\sim 42\%$ и $\sim 35\%$, в то время как при использовании в качестве «горячего» теплоносителя ртути возрастание величины Q не превосходит $\sim 1 \div 2\%$.

Благодарности и ссылки на гранты

Работа финансируется госбюджетом АААА-А19-119012990115-5, АААА-А19-119012990110-0.

Литература

1. Егоров К.С., Степанова Л.В. Теплофизические свойства смесей благородных газов с низкими числами Прандтля // Инженерный журнал: наука и инновации. 2019. № 3 (87). С. 6.
2. Krasnoporov V.Y. Enhancement of heat transfer in flow of a liquid due to ultrasonic vibrations / V.Y. Krasnoporov // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2016. Vol. 89, № 1. Pp. 119–126.

3. Молчанов Т.И., Французов М.С., Котвицкий А.Я. Пассивный метод генерации самоподдерживающихся акустических колебаний в канале в задачах интенсификации теплообмена // В сборнике: Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках. Материалы VIII международной конференции. Москва, 2021. С. 108–110.
4. Zamzari F., Mehrez Z., El Cafsi A., Belghith A., Le Quéré P. Numerical investigation of entropy generation and heat transfer of pulsating flow in a horizontal channel with an open cavity // J. Hydrodyn. Ser. B 29, 2017. Pp. 632–646, [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60776-X](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60776-X)
5. Sadek H., Robinson A., Cotton J., Ching C., Shoukri M. Electrohydrodynamic enhancement of in-tube convective condensation heat transfer // Int. J. Heat Mass Transf. 49, 2006. Pp. 1647–1657, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.10.030>
6. Wu Z., Sundén B. Convective heat transfer performance of aggregate-laden nanofluids, Int. J. Heat Mass Transf. 93, 2016. Pp. 1107–1115, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.032>
7. Singh V., Gupta M. Heat transfer augmentation in a tube using nanofluids under constant heat flux boundary condition: a review // Energy Convers. Manage. 123, 2016. Pp. 290–307, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.035>
8. Manca O., Nardini S., Ricci D. Numerical analysis of water forced convection in channels with differently shaped transverse ribs // J. Appl. Math, 2011. <https://doi.org/10.1155/2011/323485>.
9. Liu J., Xie G., Simon T.W. Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves // Int. J. Heat Mass Transf. 81, 2015. Pp. 563–577, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.021>
10. Lee K.-S., Kim W.-S., Si J.-M. Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger // Int. J. Heat Mass Transf. 44, 2001. Pp. 3223–3231, [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00350-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00350-1)
11. Ozceyhan V., Gunes S., Buyukalaca O., Altuntop N. Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall // Appl. Energy 85, 2008. Pp. 988–1001, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.02.007>
12. Ibrahim E. Augmentation of laminar flow and heat transfer in flat tubes by means of helical screw-tape inserts // Energy Convers. Manage. 52, 2011. Pp. 250–257, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.065>
13. Akpınar E.K. Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires // Energy Convers. Manage. 47, 2006. Pp. 3473–3486, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.014>
14. Naphon P. Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes // Int. Commun. Heat Mass Transfer 33, 2006. Pp. 753–763, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.01.020>
15. Choudhari S.S., Taji S. Experimental studies on effect of coil wire insert on heat transfer enhancement and friction factor of double pipe heat exchanger // Int. J. Comput. Eng. Res. 3, 2013. Pp. 32–39.
16. Zohir A., Habib M., Nemitallah M. Heat transfer characteristics in a double pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires // Exp. Heat Transfer 28, 2015. Pp. 531–545, <https://doi.org/10.1080/08916152.2014.915271>
17. Safikhani H., Eiamsa-ard S. Pareto based multi-objective optimization of turbulent heat transfer flow in helically corrugated tubes // Appl. Therm. Eng. 95, 2016. Pp. 275–280, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.033>
18. Золотонос А.Я., Золотонос Я.Д. Совершенствование теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью теплообмена «конфузор–диффузор» // Тепло-снабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение: Сб. науч. тр.: Известия КазГАСУ, 2012, С. 112–124.

19. 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. Vol. 135. Pp. 706–716.
20. Леонтьев А.И., Лущик В.Г., Решмин А.И. Теплообмен в конических расширяющихся каналах // *ТВТ*. 2016. Т. 54. № 2. С. 287–293.
21. Лущик В.Г., Решмин А.И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // *ТВТ*. 2018. Т.56. № 4. С. 589–596.
22. 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. 386–394.
23. 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.
24. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // *Изв. АН СССР. МЖГ*. 1978. № 3. С. 13.
25. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Турбулентные течения. Модели и численные исследования (обзор) // *Изв. РАН. МЖГ*. 1994. № 4. С. 4.
26. 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.
27. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // *Изв. АН СССР. МЖГ*. 1986. № 2. С. 40.
28. 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.
29. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами // *ТВТ*. 2021. Т.59. № 5. С. 722–729.
30. Решмин А.И., Лущик В.Г., Макарова М.С. Интенсификация теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. 2023. Т. 24, вып. 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>
31. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // *ТВТ*. 2020. Т. 58. № 3. С. 376–383.

References

1. Egorov K.S., Stepanova L.V., Thermophysical properties of noble gas mixtures with low Prandtl numbers, *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2019, vol. 3, no. 87, p. 6. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-3-1858
2. Krasnoporov V.Y., Enhancement of heat transfer in flow of a liquid due to ultrasonic vibrations / V.Y. Krasnoporov, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2016, vol. 89, no 1, pp. 119–126.
3. Molchanov T.I., Franchsov M.S., Kotvitsky A.Ya., Passive method of generating self-sustaining acoustic vibrations in a channel in problems of heat transfer intensification, Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling currents, Materials of the VIII International Conference, Moscow, 2021, pp. 108–110 [in Russian].
4. Zamzari F., Mehrez Z., El Cafsi A., Belghith A., Le Quéré P., Numerical investigation of entropy generation and heat transfer of pulsating flow in a horizontal channel with an open cavity, *J. Hydro-dynam. Ser. B* 29, 2017, pp. 632–646, [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60776-X](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60776-X)
5. Sadek H., Robinson A., Cotton J., Ching C., Shoukri M., Electrohydrodynamic enhancement of in-tube convective condensation heat transfer, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2006, vol. 49, pp. 1647–1657. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.10.030>

6. Wu Z., Sundén B., Convective heat transfer performance of aggregate-laden nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2016, vol. 93, pp 1107–1115. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.032>
7. Singh V., Gupta M., Heat transfer augmentation in a tube using nanofluids under constant heat flux boundary condition: a review, *Energy Convers. Manage.*, 2016, vol. 123, pp. 290–307. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.035>
8. Manca O., Nardini S., Ricci D., Numerical analysis of water forced convection in channels with differently shaped transverse ribs, *J. Appl. Math.*, 2011, <https://doi.org/10.1155/2011/323485>
9. Liu J., Xie G., Simon T.W., Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 81, pp. 563–577. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.021>
10. Lee K.-S., Kim W.-S., Si J.-M., Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2001, vol. 44, pp. 3223–3231. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00350-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00350-1)
11. Ozceyhan V., Gunes S., Buyukalaca O., Altuntop N., Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall, *Appl. Energy*, 2008, vol. 85, pp. 988–1001. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.02.007>
12. Ibrahim E., Augmentation of laminar flow and heat transfer in flat tubes by means of helical screw-tape inserts, *Energy Convers. Manage.*, 2011, vol. 52, pp. 250–257. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.065>
13. Akpınar E.K., Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires, *Energy Convers. Manage.*, 2006, vol. 47, pp. 3473–3486. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.014>
14. Naphon P., Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 2006, vol. 33, no. 6, pp. 753–763. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.01.020>
15. Choudhari S.S., Taji S., Experimental studies on effect of coil wire insert on heat transfer enhancement and friction factor of double pipe heat exchanger, *Int. J. Comput. Eng. Res.*, 2013, vol. 3, pp. 32–39.
16. Zohir A., Habib M., Nemitallah M., Heat transfer characteristics in a double pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires, *Exp. Heat Transfer*, 2015, vol. 28, pp. 531–545. <https://doi.org/10.1080/08916152.2014.915271>
17. Safikhani H., Eiamsa-ard S., Pareto based multi-objective optimization of turbulent heat transfer flow in helically corrugated tubes, *Appl. Therm. Eng.*, 2016, vol. 95, pp. 275–280. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.033>
18. Zolotonosov A.Ya., Zolotonosov Ya.D., *Improvement of heat exchangers of the «pipe in a pipe» type with a rotating heat exchange surface «confuser–diffuser»*, Heat supply, ventilation, air conditioning, gas supply and lighting: Collection of scientific. Izvestiya KazGASU, 2012, pp. 112–124 [in Russian].
19. 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, vol. 135, pp. 706–716. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.115>
20. Leont'ev A. I., Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat transfer in conical expanding channels, *High Temp.*, 2016, vol. 54, pp. 270–276. DOI: 10.1134/S0018151X16020115
21. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat transfer enhancement in a plane separation free diffuser, *High Temp.*, 2018, vol. 56, pp. 569–575. DOI: 10.1134/S0018151X18040120
22. Lushchik V. G., Makarova M. S., Medvetskaya N. V., and Reshmin A. I., Numerical investigation of flow and heat transfer in plane channels of variable section, *Thermal Processes in Engineering*, 2019, vol. 11, no. 9, pp. 386–394 [in Russian].
23. Reshmin A. I., Teplovodskii S. K., Trifonov V. V., Turbulent flow in a circular separationless diffuser at Reynolds numbers smaller than 2000, *Fluid Dyn.*, 2011, vol. 46, pp. 278–285. DOI: 10.1134/S0015462811020104

24. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Three parameter model of shear turbulence, *Fluid Dyn.*, 1978, vol. 13, pp. 350–360. DOI: 10.1007/BF01050525
25. Lushchik V.G., Pavel'ev A.A., Yakubenko A.E., Turbulent flows. Models and numerical investigation. A review, *Fluid Dynamics*, 1994, vol. 29, no. 4, pp. 440–457.
26. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., and Yakubenko A. E., *Transport Equations for Turbulence Characteristics: Models and Results of Calculations*, in: Advances in Science and Engineering. All-Union Institute of Science and Technical Information. Fluid Mech. Series, 1988, vol. 22, p. 3. [in Russian]
27. Lushchik V.G., Pavel'ev A. A., and Yakubenko A. E., Three-Parameter Model of Turbulence. Heat Transfer Calculations, *Fluid Dynamics*, 1986, vol. 21, no. 2, p. 200.
28. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Transfer equation for turbulent heat flux. Calculation of heat exchange in a pipe, *Fluid Dyn.*, 1988, vol. 23, pp. 835–842. DOI: 10.1007/BF01051816
29. Lushchik V.G., Makarova M.S., Reshmin A.I., Double-Pipe Heat Exchanger with Diffuser Channels, *High Temperature*, 2022, vol. 60, suppl. 2, pp. s215-s222.
30. Reshmin A. I., Lushchik V. G., Makarova M. S., Intensification of Heat Transfer in Heat Exchangers with Diffuser Canals, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2023, vol. 24, no. 2 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>
31. Lushchik V.G., Makarova M.S., Reshmin A.I., Plate Heat Exchanger with Diffuser Channels, *High Temperature*, 2020, vol.58, no. 3, pp. 352–359.

Статья поступила в редакцию 21 июня 2024 г.