

Experimental Study of Heat Transfer in a Heat Exchanger with Diffuser Channels

A. I. Reshmin, V. V. Trifonov

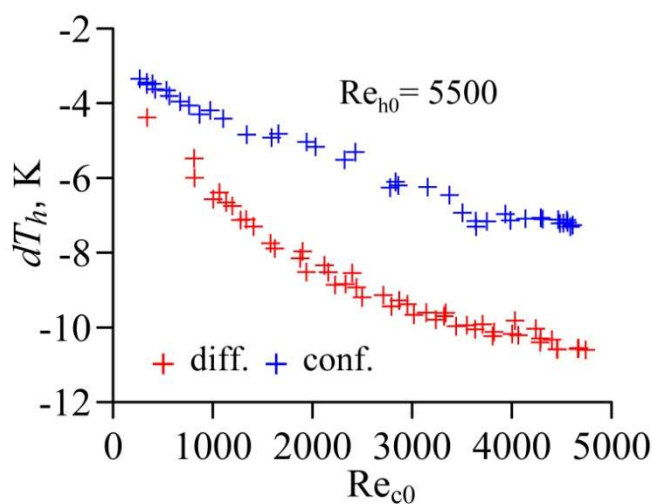
*Lomonosov Moscow State University, Research Institute of Mechanics
Moscow, 119192, Russia*

alexreshmin@rambler.ru, trifonov@imec.msu.ru

Abstract

Experimental studies of heat transfer in a counterflow heat exchanger with diffuser channels in a "tube-in-tube" configuration were carried out. The heat exchanger design allows for operation in two modes: a diffuser-in-diffuser (expanding channels) or a confuser-in-confuser (converging channels). Measurements of heat transfer parameters in both modes showed that, with identical average flow parameters, the heat transfer capacity in the "diffuser-diffuser" configuration at Reynolds numbers in the coolant channels up to 6000 is 30 ÷ 40 % higher than in the "confuser-confuser" configuration.

Keywords: heat exchanger, heat transfer efficiency, expanding channel, Reynolds number, experiment.



Changing the temperature of the hot coolant in a heat exchangers
with diffuser and confuser channels

УДК 532.526.3

Экспериментальное исследование теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами

А. И. Решмин, В. В. Трифонов

МГУ им. М. В. Ломоносова, Научно-исследовательский институт механики,
Россия, Москва, 119192, Мичуринский проспект, 1
alexreshmin@rambler.ru, trifonov@imec.msu.ru

Аннотация

Проведены экспериментальные исследования теплообмена в противоточном теплообменнике с диффузорными каналами в конфигурации "труба в трубе". Конструкция теплообменника позволяет работать в двух режимах: диффузор в диффузоре (расширяющие каналы) или конфузор в конфузоре (сужающие каналы). Проведенные измерения параметров теплообмена в двух режимах показали, что при одинаковых средних параметрах течения мощность теплообмена в конфигурации "диффузор-диффузор" при числах Рейнольдса в каналах теплоносителей до 6000 на 30 ÷ 40 % выше, чем в конфигурации "конфузор-конфузор".

Ключевые слова: теплообменник, эффективность теплообмена, расширяющийся канал, число Рейнольдса, эксперимент.

1. Введение

Теплообменные аппараты находят широкое применение в технике и энергетике, и исследования их характеристик и способов повышения их эффективности весьма актуальны. При проектировании теплообменных аппаратов их стремятся сделать более эффективными, что позволяет уменьшить массогабаритные 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.

Интенсификацию теплообмена реализуют в основном за счет изменения геометрии каналов. Используются различные варианты геометрии: с «искусственной» шероховатостью (ребра, насечки) [2–4], кольца и спиральные навивки, щели [5, 6], различные варианты намотки проволоки на внутренней и внешней трубах [7–10].

В работах [11, 12] авторы меняли саму геометрию труб (использовали гофрированную трубу конфузор-диффузор с закруткой потока). Использование таких каналов позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи примерно в 1.5 раза, но это вызывает увеличение коэффициента сопротивления.

В [13] представлен обзор работ по различным методам улучшения теплоотдачи в теплообменниках «труба в трубе», которые широко используются в нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности, и численно исследован и оптимизирован теплообменник с наружной спирально гофрированной трубой.

Направление работ по интенсификации теплообмена с помощью расширяющихся каналов возникло после экспериментального обнаружения значительного повышения напряжений Рейнольдса и интенсивности турбулентных пульсаций в круглом диффузоре по сравнению с круглой трубой при одинаковых числах Рейнольдса на выходе [14]. Эффект наблюдался в диффузоре с углом раскрытия всего лишь 0.6 градуса, при котором не возникал отрыв потока. Отмечено хорошее согласование измеренных профилей скорости и напряжений

Рейнольдса с расчетами, выполненными с использованием дифференциальной трехпараметрической модели турбулентности [15]. Было высказано предположение, что в расширяющемся канале при увеличении интенсивности турбулентности и напряжений Рейнольдса будут возрастать и теплообменные характеристики.

Следует подчеркнуть, что модель турбулентности [15] прошла всестороннюю проверку путем сравнения результатов расчета с имеющимися экспериментальными результатами в широком классе задач пограничного слоя [16, 17], что дало основание использовать эту модель для расчетов процессов теплообмена.

В [18–20] с использованием трехпараметрической RANS-модели турбулентности [15], обобщенной на течение с теплообменом [21] и дополненной транспортным уравнением для турбулентного теплового потока [22] проведены расчеты течения с теплообменом в круглых и 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 диаметром, равным среднему диаметру в диффузоре (что обеспечивало одинаковую поверхность теплообмена), при тех же числах Рейнольдса. При всех рассмотренных углах раскрытия в таких диффузорах интенсивность теплообмена оказывалась выше, чем в каналах постоянного сечения. Проведенное в [23, 24] численное исследование теплообменников «труба в трубе» с теплоносителями «вода-вода» показало, что появляющийся в расширяющемся канале положительный градиент давления приводит к перестройке течения, росту энергии турбулентности, возрастанию интенсивности теплообмена и мощности теплопередачи в теплообменнике с расширяющимися каналами.

Настоящая работа имеет целью экспериментально подтвердить возможность использования теплообменника «труба в трубе» с расширяющимися каналами, угол раскрытия которых не приводит к отрыву потока, для повышения эффективности теплообмена. Предлагаемое использование в таких теплообменниках расширяющихся каналов с гладкой поверхностью может реализовать увеличение мощности теплообмена за счёт повышения интенсивности турбулентности при минимальном повышении потери давления из-за расширения канала, гораздо меньшем, чем при установке турбулизирующих препятствий в канал. 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

Принципиальная схема теплообменного элемента «труба в трубе» представлена на рис. 1. Пунктирная линия обозначает ось симметрии. Показан элемент противоточного теплообменника с двумя коаксиальными диффузорами длиной l и усредненными (на длине $l/2$) радиусами r_{01} и r_{02} с линейным по длине профилем общей конической теплообменной стенки.

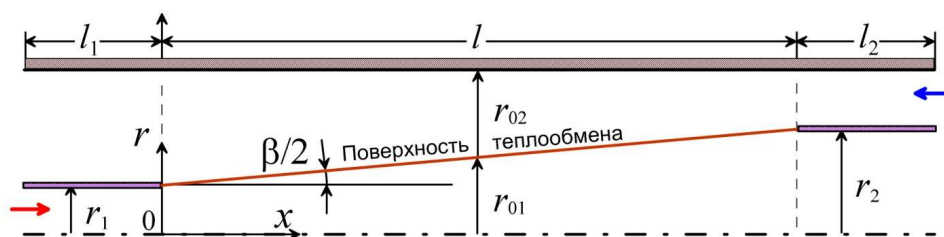


Рис. 1. Принципиальная схема теплообменного элемента

При разработке конструкции теплообменника предполагалось, что тепловой поток на теплопередающей стенке непрерывен. Для этого коническая поверхность теплообмена

должна быть хорошо теплопроводной и достаточно тонкой, чтобы продольный тепловой поток внутри стенки был пренебрежимо мал.

Внешняя цилиндрическая стенка теплообменника должна быть выполнена из нетеплопроводного материала и теплоизолирована снаружи.

На одной стороне теплообменника перед центральной секцией диффузора располагается секция постоянного поперечного сечения длиной l_1 со стальной стенкой толщиной δ_w . С другой стороны теплообменника за этой секцией диффузора следует секция постоянного поперечного сечения длиной l_2 с такой же стенкой.

Радиусы входного и выходного сечений внутреннего канала теплообменника r_1 и r_2 определяются длиной l и углом раскрытия 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 $Re = \rho U d_h / \eta$, где ρ – плотность теплоносителя, U – средняя скорость, d_h – гидравлический диаметр, η – динамическая вязкость. Гидравлический диаметр канала определяется как учетверённое отношение площади сечения канала к его диаметру. В соответствии с этим в центральном круглом канале $d_h = d_1$, а во внешнем кольцевом канале $d_h = d_2 - d_1$. Расход теплоносителя постоянен, поэтому с точностью до температурной зависимости вязкости в круглом коническом канале Re изменяется по длине обратно пропорционален диаметру, а в круглом кольцевом канале с коническими стенками Re изменяется по длине обратно пропорционально сумме внутреннего и внешнего диаметров канала. Теплообменник противоточный, и из-за постоянства внешнего диаметра оба канала при включении по схеме "диффузор-диффузор" являются расширяющимися. В центральном канале диаметр увеличивается и Re уменьшается вдоль канала, в то время как в периферийном канале сумма внутреннего и внешнего диаметров уменьшается и Re увеличивается по мере прохождения жидкости по каналу. Числа Рейнольдса в обоих каналах рассчитывались для усредненных значений параметров теплоносителя.

Предыдущие исследования [23–26] показали, что характеристики теплообменников с прямыми цилиндрическими каналами лежат между аналогичными характеристиками для теплообменников с диффузорными и конфузорными каналами. Для того, чтобы сравнивать характеристики теплообменника с диффузорными каналами с аналогичными характеристиками теплообменника с прямыми каналами постоянного сечения в эксперименте пришлось бы в процессе исследований менять геометрию каналов и все связанные с ними коммуникации либо изготавливать другую экспериментальную установку с прямыми каналами с возможностью копирования всех условий эксперимента. Чтобы избежать этих трудностей, для подтверждения эффективности использования расширяющихся каналов полученные в эксперименте характеристики диффузорного теплообменника сопоставлялись с характеристиками этого же теплообменника с противоположным движением теплоносителя, т.е. теплообменника с конфузорными каналами при одинаковых параметрах потоков, учитывая, что характеристики теплообменника с прямыми каналами лежат между ними.

3. Экспериментальная установка

Схема экспериментальной установки для исследования противоточного теплообменника показана на рис. 2. Установка состоит из двух контуров – с холодным теплоносителем (отмечен синим цветом) и горячим теплоносителем (отмечен красным цветом).

В качестве теплоносителя в контурах используется вода. Контур с холодным теплоносителем не замкнут, и вода из водопровода поступает в открытый резервуар, после чего направляется в канал теплообменника. Пройдя теплообменник, холодная вода сливается. Горячая вода циркулирует по контуру с помощью насоса. Расход холодной воды регулируется краном регулировки расхода. Контур горячей воды замкнут и содержит нагревательный бак,

в котором поддерживается заданная температура при помощи ПИД-регулятора температуры (пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор). Горячий контур состоит из двух контуров – малого и большого, который содержит теплообменник. Расход горячей воды регулируется при помощи трехходового крана 1 (рис. 2), который позволяет плавно переключать расход между большим и малым контурами. Расход горячей и холодной воды измеряется расходомерами, установленными в каждом контуре. При проведении экспериментов температура в резервуарах холодной и горячей теплоносителя составляла ~ 286 К и ~ 338 К соответственно.

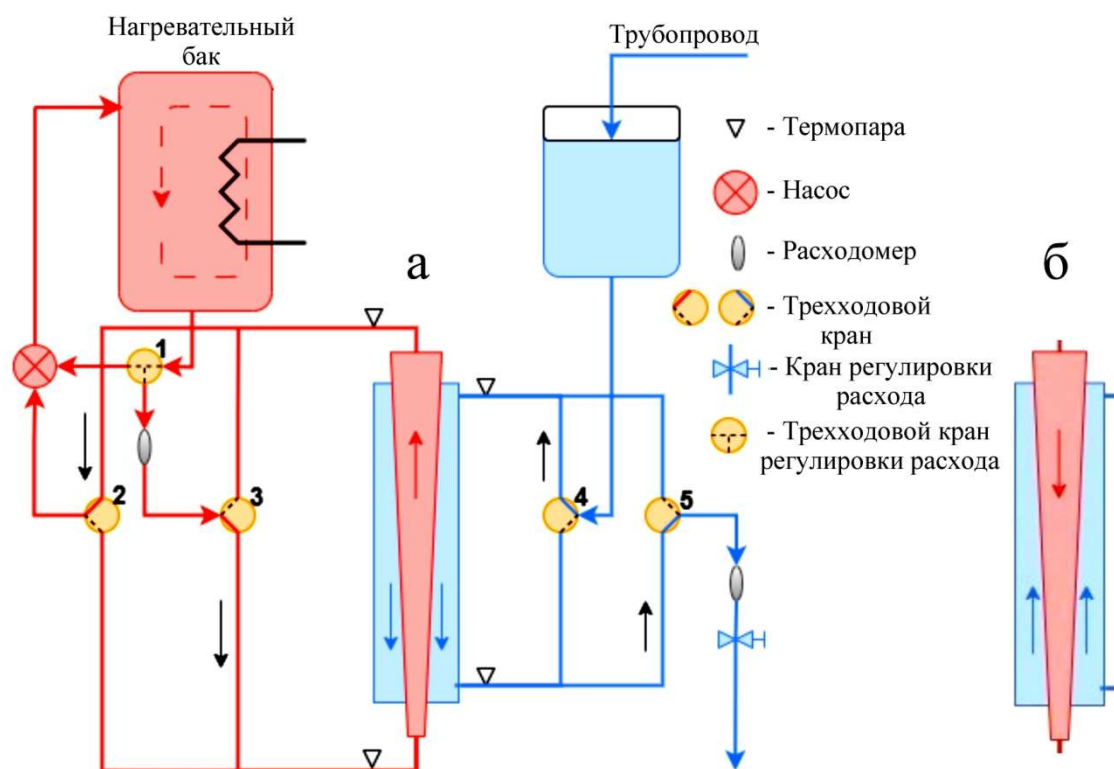


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

При выборе параметров экспериментальной установки использовались результаты численного анализа такого теплообменника в [24]. Там рассматривался теплообменник с диффузорными каналами с диаметрами 20 и 40 мм в середине каналов и длиной 500 мм. Как теплоноситель использовалась вода с температурами на входах 300 и 400 К при давлении 1 МПа. Угол раскрытия варьировался от 0 до 4°. Были рассмотрены основные параметры теплообменника – числа Нуссельта, коэффициенты трения, теплоотдачи, аналогии Рейнольдса. Было показано, что числа Нуссельта и коэффициенты аналогии Рейнольдса в теплообменнике с расширяющимися каналами больше, чем в таком же теплообменнике с прямыми каналами и это превышение растет с увеличением угла раскрытия. Рост коэффициента аналогии Рейнольдса говорит о превышении роста теплопередачи над ростом гидравлических потерь. Так для угла раскрытия диффузоров 4° возрастание мощности теплопередачи может достигать 48 %.

При увеличении угла раскрытия потери давления в диффузорных каналах возрастают, но за счёт увеличения мощности теплопередачи теплообменники с диффузорными каналами могут быть более эффективными, тем более что коэффициент аналогии Рейнольдса при увеличении угла раскрытия во всем рассмотренном диапазоне углов возрастает [24].

Проведенные расчеты показали, что изменение температуры теплоносителей при выбранных параметрах теплообменника в [24] при углах раскрытия до 3° не превышает 10 К при разности входных температур 100 К. Поэтому в экспериментальной установке, где раз-

ность входных температур всего 50 К, для увеличения нагрева и охлаждения теплоносителей и повышения точности измерений при приблизительно таких же как в [24] размерах каналов был выбран диффузорный канал с углом раскрытия 4.6° , что не является оптимальным с точки зрения потерь давления.

Экспериментальный теплообменник состоит из двух коаксиальных каналов, разделенных общей теплопередающей стенкой. Движение жидкости в каналах направлено во встречных направлениях. Внешняя стенка теплообменника представляет собой прямой цилиндр, изготовленный из материала с низкой теплопроводностью, дополнительно окруженный теплоизоляцией. Внутренняя теплопередающая стенка в своей центральной части имеет расширяющийся конусообразный участок (диффузорную часть) с линейной образующей и диаметрами 12 мм и 36 мм у оснований. Диффузорная часть стенки выполнена из листовой меди толщиной 0.3 мм. К ней присоединены входная и выходная части, выполненные из труб из нержавеющей стали толщиной 1 мм соответствующего диаметра. Длина конической части канала составляет 300 мм, длина входного и выходного участков – 250 мм. Внутренний диаметр внешней стенки канала теплообменника составляет 43 мм. В зависимости от положения вентилей-переключателей 2, 3, 4, 5 теплообменник может работать в двух режимах: диффузор в диффузоре (расширяющиеся каналы, как показано на рис. 2, а) или конфузор в конфузоре (сужающиеся каналы – рис. 2, б). На входе и выходе каждого канала теплообменника были установлены термопары для измерения температур теплоносителей. Для перемешивания воды с целью выравнивания её температуры по сечению канала перед и после каждой термопары устанавливалось небольшое препятствие.

Перед началом экспериментов была проведена калибровка расходомеров и проверка показаний термопар. Для этого расходомеры устанавливались на магистраль холодной воды, где гидростатический напор постоянен и расход воды через них измерялся с помощью весов и секундомера. Показания термопар тарировались по показаниям лабораторного термометра с ценой деления 0.5°C . Точность измерения расхода при его значении от 0.01 до 0.2 кг/с составляет 2 %. Точность измерения температуры составляет 0.5 К.

Сигналы с измерительных приборов поступали на аналого-цифровые преобразователи и обрабатывались программно в режиме реального времени.

4. Результаты экспериментов

Для тестирования результатов первых экспериментов, полученных на данной установке, было проведено их сравнение с расчетом, выполненным с помощью трехпараметрической модели турбулентности [15, 21, 22]. Результаты этого сравнения [27] приведены на рис. 3.

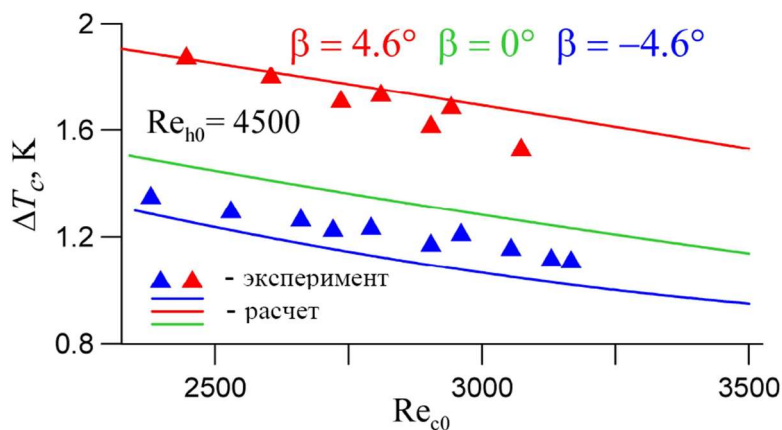


Рис. 3. Нагрев холодного теплоносителя в теплообменнике при разных углах раскрытия каналов

При числе Рейнольдса в середине горячего (центрального) канала $Re_{h0} = 4500$ нагрев холодной воды в режиме диффузор-диффузор с углом раскрытия каналов 4.6° (соответствует углу раскрытия диффузора установки) обозначен красным цветом, в режиме конфузор-конфузор – синим цветом, зеленым обозначен расчет для теплопередающей стенки в виде цилиндрического канала постоянного сечения.

Из графиков на рис. 3 видно, что полученный результат полностью соответствует выводам, сделанным в предыдущих расчетных работах [23–26]. Нагрев холодного теплоносителя в диффузорном режиме на $30 \div 40 \%$ превышает его нагрев в конфузорном режиме. После этого на установке был проведен комплекс экспериментов при различных параметрах теплоносителей в каналах в двух режимах течения – "диффузор-диффузор" и "конфузор-конфузор".

На рис. 4 показано изменение температуры нагрева холодного теплоносителя и мощности теплообмена при двух значениях числа Рейнольдса в середине канала горячего теплоносителя $Re_{h0} = 4500$ и $Re_{h0} = 5200$ в зависимости от числа Рейнольдса холодного теплоносителя.

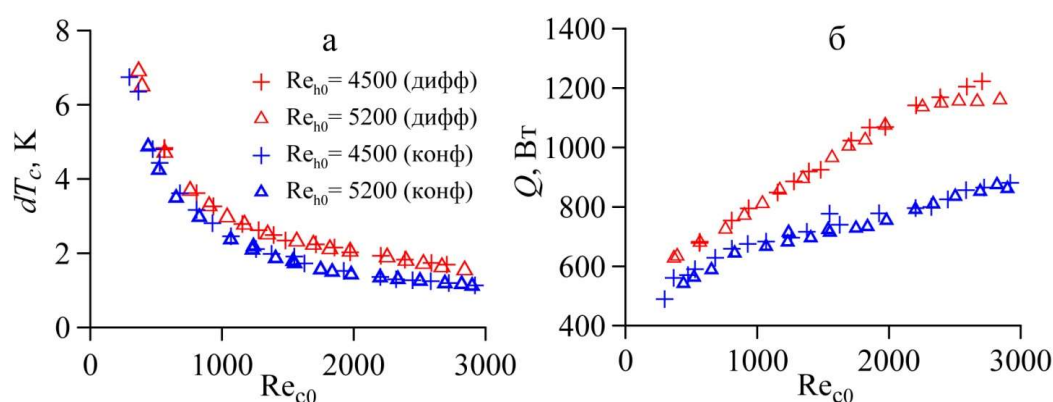


Рис. 4. Нагрев холодного теплоносителя (а) и мощность теплообмена (б) при разных режимах работы установки

Различие расходов горячего теплоносителя в двух сериях экспериментов составляет примерно 15% , поэтому мало сказывается на температуре нагрева и мощности теплообмена при одинаковых режимах движения теплоносителей. При этом увеличение нагрева холодного теплоносителя в режиме "диффузор-диффузор" по сравнению с режимом "конфузор-конфузор" составляет $\sim 30 \div 40 \%$. При $Re_{c0} < 500$ замечен некоторый разброс экспериментальных точек, скорее всего, из-за погрешности измерений или нестабильности малого расхода холодного теплоносителя.

На рис. 5 показана температура нагрева холодного теплоносителя (а) и температура охлаждения горячего теплоносителя (б) при числе Рейнольдса в середине центрального горячего канала $Re_{h0} = 5500$ в зависимости от числа Re_{c0} (в середине внешнего канала) холодного теплоносителя. Удельная теплоемкость воды, используемой здесь в качестве теплоносителя, слабо зависит от температуры, поэтому представленные на рис. 5, б графики температуры охлаждения горячего потока в теплообменнике ввиду постоянства расхода в горячем канале пропорциональны мощности теплообмена в двух рассматриваемых режимах.

При $Re_{c0} < 1000$ в большей части холодного канала течение ламинарное, поэтому на увеличение теплообмена влияет только изменение интенсивности турбулентности в центральном горячем канале. Из графиков видно, что при $Re_{c0} > 1000$, когда в большей части внешнего канала течение турбулентное, увеличение интенсивности турбулентности при расширении каналов в режиме "диффузор-диффузор" приводит к увеличению мощности теплообмена и к увеличению температуры охлаждения горячего теплоносителя.

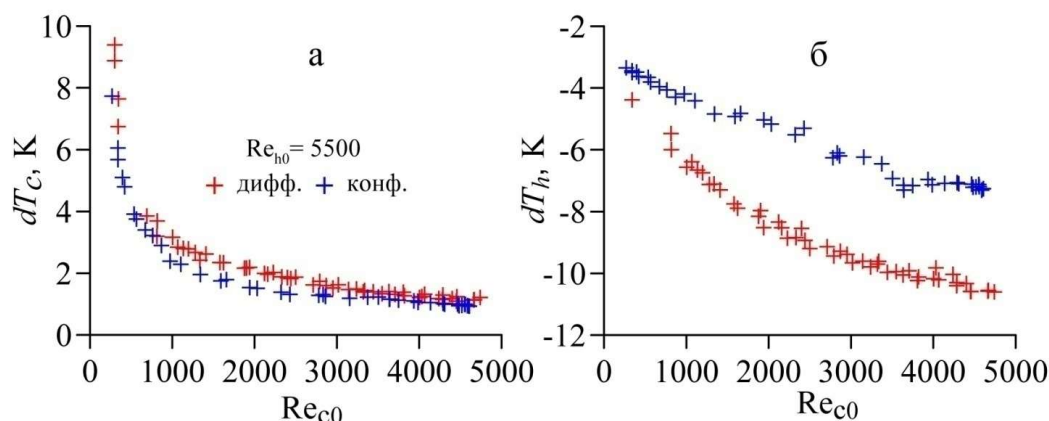


Рис. 5. Нагрев холодного теплоносителя (а) и охлаждение горячего теплоносителя (б) при разных режимах работы установки

При значении числа Рейнольдса в середине горячего канала $Re_{h0} = 5500$ мощность теплообмена и охлаждение горячего теплоносителя в режиме диффузор-диффузор превышает указанные величины в режиме конфузор-конфузор при изменении Re_{c0} от 1000 до 5000 на $30 \div 40 \%$.

5. Заключение

1. Разработана экспериментальная установка для исследования влияния расширения каналов теплоносителя на характеристики теплообмена в противоточном теплообменнике "труба в трубе" с теплоносителями вода-вода. Установка оснащена аппаратно-программным комплексом контроля основных параметров теплообмена и их фиксации.
2. Проведены измерения характеристик теплообмена в противоточном теплообменнике с диффузорными и конфузорными каналами. Получены зависимости мощности теплообмена и температуры нагрева холодного теплоносителя при изменении его расхода при заданных параметрах горячего теплоносителя в режимах "диффузор-диффузор" и "конфузор-конфузор".
3. Эксперимент показал, что мощность теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному при расходе горячего теплоносителя ~ 40 г/с ($Re \approx 5500$) в режиме работы теплообменника диффузор-диффузор превышает мощность в режиме конфузор-конфузор более чем на 30 %.
4. Интенсификация теплообмена в теплообменнике с гладкими диффузорными каналами достигается без установки препятствий и турбулизаторов потока, установка которых приводит к значительным гидравлическим потерям, гораздо большим, чем потери давления за счёт расширения диффузорных каналов. Это является принципиальным отличием рассмотренного способа интенсификации теплообмена от многих известных способов, где увеличение теплопередачи связано со значительным ростом гидравлических потерь.

Благодарности и ссылки на гранты

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 25-19-00278.

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. 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>

3. 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>
4. 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)
5. 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>
6. 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>
7. 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>
8. 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. Pp. 753–763.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.01.020>
9. 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.
10. Zohir A., Habib M., Nemitallah M. Heat transfer characteristics in a double pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires // *Exp. Heat Transfer.* Vol. 28, 2015. Pp. 531–545.
<https://doi.org/10.1080/08916152.2014.915271>
11. Safikhani H., Eiamsa-ard Pareto S. 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>
12. Золотоносов А. Я., Золотоносов Я. Д. Совершенствование теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью теплообмена «конфузор - диффузор» // *Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение: Сб. науч. тр.: Известия КазГАСУ.* 2012. С. 112–124.
13. 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.
14. 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.
15. Лущик В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // *Изв. АН СССР. МЖГ.* 1978. № 3. С. 13.
16. Лущик В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Турбулентные течения. Модели и численные исследования (обзор) // *Изв. РАН. МЖГ.* 1994. № 4. С. 4.
17. 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.
18. Леонтьев А. И., Лущик В. Г., Решмин А. И. Теплообмен в конических расширяющихся каналах // *ТВТ.* 2016. Т. 54. № 2. С. 287–293.
19. Лущик В. Г., Решмин А. И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // *ТВТ.* 2018. Т. 56. № 4. С. 589–596.
20. 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.

21. Лущик В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // Изв. АН СССР. МЖГ. 1986. № 2. С. 40.
22. 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.
23. Лущик В. Г., Макарова М. С., Решмин А. И. Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами // ТВТ. 2021. Т. 59. № 5. С. 722–729.
24. 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, № 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>
25. Лущик В. Г., Решмин А. И., Егоров К. С. Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами с газовыми и жидкими теплоносителями // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2024. Т. 25, № 4. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-4/articles/1115/>
26. Лущик В. Г., Решмин А. И. Перспективные теплообменники с диффузорными каналами // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2024. Т. 25, № 6. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-6/articles/1126/>
27. Trifonov V., Reshmin A., Lushchik V., Teplovodskii S. Experimental and numerical study of heat transfer in a counterflow heat exchanger with diffuser channels // FIV 2024: FSI2&FIV+N 10th International Symposium on Fluid -Structure Interactions, Flow -Sound Interactions, Flow - Induced Vibration&Noise, no. FIV2024-0094.

References

1. Egorov K. S., Stepanova L. V., Thermophysical properties of noble gas mixtures with low Prandtl numbers, *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2019, no. 3 (87), p. 6 [in Russian]. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-3-1858
2. 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>
3. 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>
4. 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)
5. 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>
6. 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>
7. 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>
8. 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, pp. 753–763. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.01.020>
9. 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.
10. 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>

11. Safikhani H., Eiamsa-ard Pareto S., 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>
12. 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.
13. 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>
14. 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
15. 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
16. 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.
17. 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].
18. 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
19. 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
20. 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].
21. 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.
22. 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
23. 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.
24. 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/>
25. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Egorov K. S., Double-Pipe Heat Exchanger with Diffuser Channels with Gas and Liquid Coolants, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2024, vol. 25, no 4 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-4/articles/1115/>
26. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Promising Heat Exchangers with Diffuser Channels, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2024, vol. 25, no 6 [in Russian].
<http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-6/articles/1126/>
27. Trifonov V., Reshmin A., Lushchik V., Teplovodskii S., Experimental and numerical study of heat transfer in a counterflow heat exchanger with diffuser channels, *FIV 2024: FSI2&FIV+N 10th International Symposium on Fluid -Structure Interactions, Flow -Sound Interactions, Flow - Induced Vibration&Noise*, no. FIV2024-0094.

Статья поступила в редакцию 26 октября 2025 г.