



**ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА  
ТЕПЛОГИДРОДИНАМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ  
ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»**

**Крутова И.А., Золотоносое Я.Д.**

**Казанский государственный архитектурно-строительный университет,  
г. Казань, Россия  
iraida\_knyazeva@mail.ru**

**Резюме:** АКТУАЛЬНОСТЬ работы состоит в исследовании влияния угла при вершине конуса на эффективность процесса теплообмена путем сравнения нескольких вариантов змеевиковых теплообменных аппаратов (ТА) типа «труба в трубе». Поиск оптимальной геометрии, включая форму корпуса и использование интенсификаторов, совершенствование методов расчёта, позволяющих точно прогнозировать поведение аппаратов. ЦЕЛЬ. Установление зависимости между углом при вершине конуса и теплогидродинамической эффективностью аппаратов и оценка эффективности замены гладкостенного теплообменного элемента на пружинно-витой канал. МЕТОДЫ. Для достижения поставленной цели был проведён анализ научно-технической литературы, по результатам которого сформированы границы исследуемого параметра. Решение сопряжённой задачи теплообмена выполнялось средствами программного комплекса CFD Ansys Fluent. РЕЗУЛЬТАТЫ. Температура нагреваемого теплоносителя достигла своего максимального значения для варианта цилиндрического ТА и составила 53,44°C. Однако, сравнение конических и цилиндрических ТА по критерию Кирпичева показывает преимущество первых: конический теплообменник с углом при вершине равным 50° показал значение 17,92 против 15,7 у цилиндрического, что свидетельствует о более высоких энергетических показателях конической конфигурации. Замена гладкой трубы на пружинно-витой канал приводит к увеличению конечной температуры нагреваемого теплоносителя до 61,3 °С, что на 11,97 °С выше исходного значения. При этом коэффициент эффективности Кирпичева для данного теплообменника достиг 18,32. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. В рамках проведённого исследования были выполнены расчёты конических змеевиковых ТА типа «труба в трубе» на основе гладкостенного элемента круглого сечения. Установлено, что рост угла при вершине конуса оказывает заметное влияние на процессы теплообмена, причём наиболее выраженным это воздействие становится в диапазоне от 50° до 70°. На основании совокупности полученных данных авторы принимают значение угла при вершине конуса равным 50° оптимальным. Подтверждается техническая и энергетическая целесообразность применения конических теплообменников на базе пружинно-витых каналов.

**Ключевые слова:** теплообмен; гидродинамика; конический змеевиковый теплообменник; теплогидродинамическая эффективность; интенсификация теплообмена.

**Для цитирования:** Крутова И.А., Золотоносое Я.Д. Влияние геометрических параметров на теплогидродинамическую эффективность конических теплообменников типа «труба в трубе» // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 3. С. 192-206. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-3-192-206.

**INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS ON THE THERMAL AND  
HYDRODYNAMIC EFFICIENCY OF CONICAL PIPE-IN-PIPE HEAT EXCHANGERS**

**Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D.**

**Kazan State University of Architecture and Civil Engineering, Kazan, Russia  
iraida\_knyazeva@mail.ru**

**Abstract:** RELEVANCE of this work is due to the need to study the effect of the cone apex angle on the heat transfer efficiency by comparing several variants of coil-type heat exchangers (HE)

of the "pipe in pipe" type. **PURPOSE.** To determine the degree of influence of the angle at the cone apex on the thermohydrodynamic efficiency of heat exchangers based on spring-twisted channel. **METHODS.** The calculations of the conical coil HE was performed based on theoretical research and the solution of the conjugate heat transfer problem. **RESULTS.** The maximum temperature value of the heated coolant was recorded for the cylindrical HE and was 53.44 °C. At angles ranging from 0 to 50°, the temperature difference was 5.12 °C (9.6%), while the cylindrical HE was 32.3% longer. The element's length was reduced by 14% when the angle was changed from 30 to 50°. The advantage of conical HE is confirmed by a higher value of the Kirpichev factor — 17,92 against 15,70 for cylindrical analogues. Replacing a smooth pipe with a spring-twisted channel allows you to obtain a final temperature of the heated coolant of 61.3 °C, which exceeds the base indicator by 11.97 °C; the Kirpichev efficiency factor for this option is 18,32. The calculations were performed for conical coil heat exchangers of the "pipe in a pipe" type based on a spring-twisted channel with a circular cross-section. It was found that an increase in the angle at the apex of the cone has a significant impact on the heat exchange processes, with the most pronounced effect occurring in the range of 50° to 70°. Based on the obtained data, the authors assume that the angle at the apex of the cone is equal to 50°. The technical and energy feasibility of using conical HE, as well as replacing smooth pipes with spring-twisted channels, is confirmed by the results of the calculations.

**Keywords:** heat transfer; hydrodynamics; conical coil heat exchanger; thermal and hydraulic efficiency; and heat transfer intensification.

**For citation:** Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D. Influence of geometric parameters on the thermal and hydrodynamic efficiency of conical pipe-in-pipe heat exchangers. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2026; 28 (3): 192-206. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-3-192-206.

#### **Введение (Introduction)**

Змеевиковые теплообменники давно применяются в промышленной сфере, демонстрируя высокую компактность и эффективность.

Компактные размеры змеевиковых теплообменных аппаратов (ТА) обусловили их широкое распространение в промышленности. Центральным конструктивным элементом таких устройств служит змеевик — труба преимущественно круглого сечения, которая может иметь плоскую или пространственную конфигурацию. Геометрическая форма змеевика может быть плоской спиральной, зигзагообразной, объемной цилиндрической или конической. Выбор той или иной конфигурации зависит от технологических условий эксплуатации ТА и теплофизические характеристик рабочих сред, требуемой тепловой мощности и массогабаритных показателей установки, а также схемы взаимодействия потоков теплоносителей.

Конструктивно ТА со змеевиками делятся на две группы в зависимости от расположения теплообменной поверхности. Если змеевик размещён внутри корпуса, такой аппарат относят к погружному типу. Наружное исполнение предполагает крепление змеевика к внешней стенке корпуса, как правило, посредством сварки. Первые называют погружными, вторые — с наружными змеевиками, которые обычно привариваются к корпусу [1]. Помимо этих двух исполнений, выделяется отдельная разновидность — змеевиковые теплообменники, построенные по принципу «труба в трубе».

Погружные аппараты представляют собой вертикальный цилиндрический корпус с выпуклыми крышками на торцах. Внутри него располагается змеевик — труба из стали, меди или титана, свёрнутая в спираль. В ряде случаев применяется не один, а два или три змеевика, соединённых параллельно, внутрь которых подаётся греющий теплоноситель. Нагреваемая среда поступает в ёмкость через патрубок и заполняет пространство вокруг змеевика.

Из-за большого объема нагреваемая среда циркулирует медленно, а режим теплообмена приближается к условиям естественной конвекции. Интенсификация процесса достигается либо установкой перемешивающих устройств, либо размещением змеевика в кольцевом пространстве между двумя сосудами [1].

Среди существующих технических решений выделяются змеевиковые теплообменники типа «труба в трубе» [2], конструкция которых предполагает коаксиальное расположение двух труб — внешней и внутренней — с образованием

зазора между ними. Внутренняя труба имеет патрубки для входа и выхода горячего теплоносителя, а внешняя — для нагреваемой жидкости. Нагреваемая жидкость поступает в межтрубное пространство, образованное внутренней и внешней трубами, в то время как горячий теплоноситель подается в противоток, передавая тепло нагреваемой жидкости через разделительную стенку.

По утверждению автора изобретения, при производительности 667 л/ч предложенная конструкция теплообменника позволяет сократить его длину в 4 раза, а диаметр — вдвое. Расход теплоносителя при этом снижается в 2 раза, масса устройства — в 10 раз относительно серийно выпускаемых промышленностью аналогов [3].

На сегодняшний день погружные теплообменники занимают лидирующее положение в промышленности, тогда как конструкции змеевиковых ТА типа «труба в трубе» до сих пор остаются менее исследованными.

Повышение эффективности теплообменного оборудования является одной из приоритетных задач современного энергетического и химического машиностроения. Змеевиковые теплообменники, благодаря своей компактности и высокой интенсивности теплообмена, обусловленной возникновением вторичных течений (вихрей Дина), широко используются в различных отраслях промышленности. Особый интерес для исследования представляют конические змеевики, геометрия которых (изменяющийся диаметр витков) создает дополнительные возможности для управления гидродинамикой потока. В отличие от цилиндрических аналогов, они позволяют более гибко адаптировать характеристики аппарата под конкретные технологические задачи.

Проектирование ТА предполагает достижение расчётных показателей теплопередачи. Одновременно необходимо учитывать технологичность изготовления и эксплуатационную надёжность на протяжении всего расчётного периода использования оборудования. Безопасность процессов производства, установки и работы аппарата относится к числу обязательных требований. Помимо этого, конструктивное решение должно предусматривать доступ к теплообменным поверхностям для их очистки, а также возможность проведения осмотра и выполнения ремонтных работ.

В рыночных условиях и при значительной конкуренции производителей теплообменного оборудования современные ТА должны характеризоваться высокой эффективностью работы и конструктивной простотой. Одновременно необходимо обеспечивать минимальные гидравлические потери и компактность при небольшой массе устройства.

Для определения наиболее выгодных с точки зрения эффективности параметров змеевиковых ТА применяются критерии, среди которых наибольшее распространение получили следующие:

а) критерий Кирпичева, оценивающий энергетическую эффективность, ТА

$$E = \frac{Q}{N},$$

где  $Q$  – теплообменный поток, передаваемый в ТА, Вт;

$N$  – мощность, затрачиваемая на прокачку жидкости через ТА, Вт.

б) критерии компактности, позволяющие оценить объем

$$K_{IV} = \frac{Q}{V}, \text{ Вт/м}^3$$

или массу ТА

$$K_{IM} = \frac{Q}{M}, \text{ Вт/кг},$$

где  $V$  – объем ТА, м<sup>3</sup>;

$M$  – масса теплообменника, кг.

В случае, когда значение нагреваемого теплоносителя на выходе из ТА не задано, а его геометрия может быть произвольной, наиболее выгодными можно считать теплообменники, у которых при одном и том же значении длины аппарата  $L$  значение температуры на выходе  $t_{\text{сout}}$  будет наибольшим.

Для определения критериев эффективности необходимо предварительно определить основные гидродинамические и теплофизические характеристики, которые используются при их расчете.

Целью исследования данной работы является определение степени влияния угла при вершине конуса на теплогидродинамическую эффективность ТА на базе гладкостенных теплообменных элементов путем проведения расчетов конических и цилиндрического змеевиковых ТА типа «труба в трубе» на базе гладкостенных теплообменных элементов.

Научная значимость исследования состоит в том, что на основе теоретических исследований и решения сопряженной задачи теплообмена проводится исследование влияния угла при вершине конуса на эффективность процесса теплообмена путем сравнения нескольких вариантов змеевиковых ТА, что является одной из составляющих методики определения оптимальных геометрических размеров конических змеевиковых ТА типа «труба в трубе».

Практическая значимость исследования заключается в определении диапазона значений угла при вершине конуса с точки зрения эффективности работы змеевикового ТА.

В статье представлен обзор современных исследований, посвященных влиянию ключевых геометрических факторов: угла конусности, шага навивки, формы поперечного сечения трубы и наличия внутренних турбулизаторов. Особое внимание уделено сравнению гидродинамических режимов течения в конических змеевиковых ТА с различным углом при вершине конуса.

#### *Литературный обзор (Literature Review)*

В последние годы учёные активно используют численные методы для анализа процессов теплопередачи в различных ТА, уделяя особое внимание змеевиковым теплообменникам, которые находят применение в различных отраслях промышленности.

На основе анализа современных теоретических и экспериментальных исследований можно утверждать, что геометрические характеристики змеевиковых теплообменников оказывают определяющее влияние на их эффективность. Коническая форма создает условия для более интенсивного теплообмена по сравнению с цилиндрическими аналогами, однако степень этой интенсификации напрямую зависит от таких параметров, как угол конуса, форма поперечного сечения трубы, шаг навивки и конфигурация самого змеевика.

Влияние геометрических параметров на интенсивность теплообмена в цилиндрических змеевиковых аппаратах типа «труба в трубе» стало предметом исследований, выполненных в работах [3–5].

Среди геометрических характеристик цилиндрического змеевикового теплообменника радиус змеевика и диаметр внутренней трубы оказывают заметное влияние на его производительность при ламинарном режиме течения. Что касается направления движения теплоносителей, то противоточная схема по своей эффективности превосходит прямоточную.

Авторами работы [3], было проведено численное исследование влияние различных геометрических параметров на теплопередачу и характеристики потока жидкости в цилиндрическом змеевиковом ТА. Было установлено, что уменьшение диаметра змеевика приводит к росту критерия Нуссельта, что объясняется усилением влияния поперечной циркуляции с уменьшением радиуса спирали.

Авторами работы [3] также утверждается, что к росту критерия Нуссельта приводит увеличение шага спирали и диаметра теплообменного элемента, так как эффект вторичного потока сильнее. Следует отметить, что в работе рассматривались следующие диаметры теплообменного элемента: 0,032 м; 0,042 м; 0,052 м; при этом расход нагреваемого теплоносителя в трубном пространстве изменялся от 0,02 до 0,06 кг/с.

Также в работе [3] отмечается, что меньший перепад давления наблюдается в змеевике с меньшим радиусом спирали, так как такой змеевик имеет меньшую длину труб. А меньший диаметр внутренней трубы приводит к росту перепада давления. В рассматриваемом случае при изменении диаметра внутренней трубы с 0,052 м до 0,032 м перепад давления увеличивается почти на 87 %.

В работе [4] численно изучается влияние геометрических параметров и свойств наножидкости на теплопередачу и перепад давления в спиральном ТА. Коэффициент трения и коэффициент теплопередачи рассчитываются с учетом влияния свойств наножидкости, в том числе диаметра наночастиц, температуры наножидкости, числа Рейнольдса и объемной доли, с одной стороны, и влияния геометрических параметров, в том числе диаметра трубы, диаметра змеевика и шага витков, с другой стороны. Замена воды на жидкость с содержанием наночастиц, увеличение шага и коэффициента кривизны витка улучшает теплопередачу и снижает коэффициент трения.

Авторы работы [5] исследовали теплопередачу, коэффициент трения, перепад давления и число Нуссельта в спиральной змеевике с переменным давлением и скоростью на входе при различных значениях числа Дина [отношения диаметра спирали ( $D$ ) к диаметру трубы ( $d$ )]. Рассматривался аппарат с диаметром 0,3 метра, состоящий из четырех витков с внутренним диаметром 0,01 метра и общей длиной 3,77 метра. Модель была построена с применением метода сеточной дискретизации, что позволило провести детальный анализ режимов течения, включая ламинарный и турбулентный. Исследование проводилось при постоянной температуре стенки и заданном тепловом потоке.

Анализ результатов показал, что увеличение числа Дина приводит к повышению эффективности теплопередачи в спиральной трубе. Влияние изменения давления на процесс теплопередачи менее значимо при ламинарном режиме течения. Однако в условиях турбулентного режима наблюдается обратный эффект, что требует дополнительного изучения и учета при проектировании теплообменных систем.

В научно-технической литературе, как зарубежной [6–11], так и отечественной [1, 12–15], накоплен ряд разработок, касающихся конических змеевиковых теплообменников. Коллективом авторов под руководством Pramod S., Purandare [6,7] были изучены процессы теплообмена и потери давления в погружных конических змеевиках при различных значениях диаметра труб и угла конусности. В рамках работы было рассмотрено 15 конфигураций змеевиков, различавшихся углом конуса: от  $0^\circ$  (соответствующего цилиндрической форме) через промежуточные значения  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  и  $135^\circ$  до  $180^\circ$ , при котором змеевик приобретает плоскую спиральную форму.

В ходе экспериментов изучалось поведение горячей и холодной воды в диапазоне расходов от 10 до 100 л/ч. Указанному диапазону соответствовали числа Рейнольдса от 500 до 5000. Фиксировались два ключевых параметра: температура и перепад давлений в ТА — при варьировании массовых расходов обоих потоков.

Выявлено, что величина числа Нуссельта и коэффициента трения определяются совокупностью параметров: скоростью потока, диаметром трубы, углом конуса и коэффициентом кривизны. При возрастании расхода внутри труб число Нуссельта увеличивается, тогда как рост скорости в межтрубном пространстве даёт противоположный эффект. Угол конуса и диаметр трубы действуют в том же направлении — их увеличение сопровождается снижением значения числа Нуссельта.

В теплообменниках с цилиндрическими змеевиками наблюдается однородная структура вторичных течений, что указывает на эффективное перемешивание жидкости и, как следствие, на улучшенную теплопередачу. Когда угол конуса возрастает от  $0^\circ$  до  $180^\circ$ , то есть при переходе от цилиндрической конфигурации к спиральной, интенсивность упомянутых течений заметно снижается. Причиной служит уменьшение рабочей длины трубки змеевика.

Геометрия конических и спиральных змеевиков с плотной навивкой витков формирует условия, при которых скорость движения жидкости в межтрубном пространстве существенно изменяется. Внутри змеевика при этом складываются локальные зоны с пониженной подвижностью среды. Замедление потока, возникающее вследствие указанных особенностей компоновки, влечёт за собой снижение интенсивности теплообмена, что выражается в уменьшении числа Нуссельта и соответствующих коэффициентов теплопередачи.

Дополнительно установлено, что число Нуссельта подвержено влиянию числа Дина как в самой трубе, так и в межтрубном пространстве. Соотношение массовых расходов горячего и холодного теплоносителей существенно влияет на теплопередачу и общую эффективность теплообменника. Эффективность сначала растёт с увеличением угла конуса, достигает пика, а затем снижается. Оптимальным для данной конфигурации признан угол конуса в  $72^\circ$ . Следует отметить, что перепад давления в конических змеевиковых теплообменниках оказывается выше, чем в спиральных.

В работе [8] построена трёхмерная численная модель, описывающая гидродинамику и теплообмен воды в межтрубном канале конических аппаратов типа «труба в трубе» — как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения.

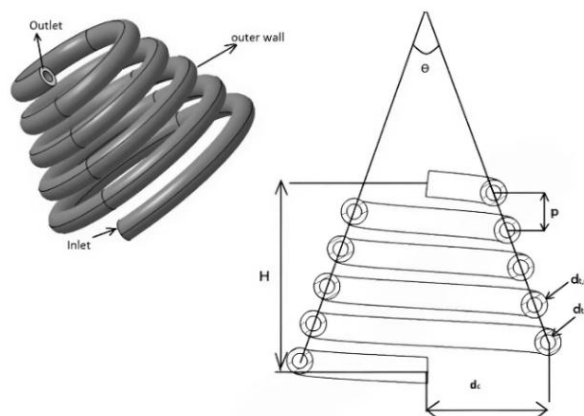


Рис. 1. Модель ТА с его геометрическими характеристиками. [8]

Fig. 1. The model of HE with its geometrical characteristics [8]

Для моделирования турбулентных эффектов и их воздействия на теплообмен применялась стандартная  $k-\epsilon$  модель турбулентности. Увеличение угла конусности в диапазоне от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  сопровождается увеличением коэффициента гидравлического сопротивления на 15,51 %, тогда как число Нуссельта при тех же условиях возрастает существенно значительнее — на 37,17 %. Иная картина наблюдается при изменении соотношения диаметров внешней и внутренней труб: увеличение этого параметра на 50 % ведёт к подъёму числа Нуссельта на 39,11 % при одновременном снижении коэффициента гидравлического сопротивления на 23,29 %. Влияние отношения диаметра внешней трубы к диаметру змеевика на интенсивность теплообмена оказывается менее выраженным по сравнению с перечисленными факторами. При увеличении соответствующего соотношения на 50 % коэффициент трения и число Нуссельта прирастают лишь на 4,47 % и 8,38 % соответственно, что свидетельствует об ограниченном вкладе данного геометрического параметра в тепловые характеристики системы.

В статье [9] был исследован процесс теплообмена в межтрубном пространстве как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения. Было исследовано четыре образца с разными значениями угла при вершине конуса  $\theta$  -  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $50^\circ$  и  $70^\circ$ . Результаты моделирования показывают, что вторичный поток возникает из-за конической формы. По мере увеличения конического угла коэффициент кривизны увеличивается, а вторичный поток усиливается, что, в свою очередь, заставляет частицы жидкости перемещаться от изгиба внутренней стенки трубы к изгибу внешней стенки кольцевого пространства и повышает температуру жидкости, а значит, и эффективность теплопередачи. В работе [4] был определен комбинированный индекс эффективности ТА ( $\eta$ ). Змеевиковый конически ТА с отношением шага змеевика к диаметру равного 0,057 и углом при вершине конуса, равного  $30^\circ$  показал наилучшие результаты как для ламинарного, так и для турбулентного режима течения.

Экспериментальная часть работы [10] посвящена исследованию теплового и гидродинамического поведения конического спирального теплообменника типа «труба в трубе» (ТТССНЕ). Варьировались конструктивные параметры: степень скручивания спирали ( $\lambda$ ), угол наклона аппарата ( $\alpha$ ) к горизонтальной оси, число Дина ( $Dn$ ), а также схемы течения рабочей среды — как во внутренней трубе, так и в межтрубном канале. Целью служило повышение эффективности теплообмена за счёт выявления влияния каждого из перечисленных факторов на интегральные характеристики аппарата.

Для экспериментального исследования были созданы три образца, отличавшихся шагом между витками. Угол наклона спиральных элементов варьировался в трёх положениях:  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  и  $90^\circ$ . Диапазон числа Рейнольдса при течении в трубном пространстве составлял от 12300 до 62600, тогда как в межтрубном пространстве соответствующие значения находились в пределах 2500–18500.

Результаты исследования показали, что минимальный шаг между витками обеспечивает наиболее сильный рост числа Нуссельта: для трубного пространства этот показатель возрастает на 40,9%, для межтрубного — на 32,2%. Угол наклона змеевика в  $90^\circ$  по сравнению с вариантом  $45^\circ$  также существенно влияет на интенсивность теплообмена, повышая число Нуссельта в трубном пространстве на 23,7%, а в межтрубном — на 21,6%. Именно при сочетании указанных геометрических параметров критерии термогидравлической эффективности достигают своих максимальных значений.

Работа [11] охватывает пассивные способы усиления теплопередачи в змеевиковых ТА. Среди рассматриваемых подходов выделяются оребрение трубных поверхностей, размещение внутренних вставок, изменение геометрических параметров каналов, а также использование перегородок.

Проведённый анализ литературы, охватывающий свыше 150 публикаций, позволяет систематизировать имеющиеся пассивные методы и сформулировать ряд ключевых положений.

Площадь теплообмена возрастает при использовании оребрённых поверхностей, а сам поток приобретает турбулентный характер — это в совокупности обеспечивает рост коэффициента теплопередачи на величину до 30%.

При любом из пассивных методов рост массового расхода и числа Рейнольдса сопровождается увеличением коэффициента теплопередачи.

Спирально-винтовая лента, в отличие от витой, обеспечивает более высокую интенсивность теплообмена: завихрение потока усиливается, а время контакта жидкости с зоной активного теплообмена возрастает.

Основная часть актуальных работ посвящена экспериментальным и расчётным подходам к интенсификации теплообмена в областях с высокой тепловой нагрузкой.

При этом увеличение перепада давления ( $\Delta P$ ) сопряжено с ухудшением прочностных характеристик трубных стенок — этот аспект остаётся недостаточно изученным и требует отдельного рассмотрения.

Змеевиковые теплообменники представляют собой одну из наиболее активно изучаемых конструкций с точки зрения совершенствования процессов теплопередачи. Интерес к данному направлению во многом обусловлен запросами промышленного сектора, ориентированного на разработку систем терморегулирования с улучшенными эксплуатационными характеристиками.

Среди перспективных направлений совершенствования змеевиковых ТА выделяется модификация геометрии трубных поверхностей. Достигается это преимущественно за счёт размещения турбулизаторов и перегородок, под действием которых осевое течение трансформируется в вихревое. Испытаниям подверглись вставки различной конфигурации — трапециевидной, прямоугольной, треугольной, конической, пилообразной, а также многоэлементные компоновки. Отдельно анализировалось влияние пространственной ориентации дефлекторов трапециевидного и пилообразного профилей при турбулентном режиме течения. Полученные данные свидетельствуют о том, что наращивание числа вставок сопровождается ростом среднего числа Нуссельта в межтрубном пространстве, тогда как перепад давления при этом закономерно возрастает.

Оптимизация геометрических характеристик змеевиковых теплообменников — диаметра витков и межвиткового расстояния — достигается посредством применения современных инструментов численного моделирования.

В исследовании [12] отмечается связь между использованием интенсификаторов в змеевиковых теплообменниках и возрастанием скорости течения рабочей среды. Для кольцевых и «винтовых» вариантов подобных устройств характерно то, что ускорение теплоносителя охватывает всё поперечное сечение канала, а не ограничивается его отдельными зонами.

При использовании турбулизаторов, описанных в источнике [12], наблюдается усиление теплообменных процессов, сопровождаемое одновременным возрастанием гидравлического сопротивления. Геометрические параметры интенсификаторов при этом требуют оптимизации — без её проведения проектирование теплотехнических систем не даёт желаемого результата, на что прямо указывают авторы работы.

Ряд исследований [6,9,11] свидетельствует о том, что конические ТА превосходят цилиндрические по показателям эффективности.

В работах [13–16], рассматривалось решение сопряжённой задачи теплообмена применительно к ТА конической формы, а полученные результаты были представлены в виде численных решений.

#### ***Материалы и методы (Materials and methods)***

Исследование заключалось в решении стационарной задачи для конических змеевиковых ТА, имеющих различный угол при вершине конуса.

Основой для выполнения конструктивного расчета является требуемая площадь поверхности теплообмена  $F$ . Диаметр внешней трубы  $D$ , из которой навивается змеевик, а также диаметр витка змеевика были выбран исходя из критерия компактности и технологической возможности гибки труб в холодном состоянии.

На рисунке 2 представлено несколько вариантов геометрических моделей рассматриваемых змеевиковых ТА типа «труба в трубе» для оценки влияния геометрических характеристик на интенсивность теплообменных процессов.

В целях оптимизации вычислительных ресурсов и повышения точности результатов будут рассматриваться теплообменники, оснащенные внутренними теплообменными элементами в форме гладких труб круглого сечения.

Геометрические параметры варианта конического змеевикового ТА (табл. 1), изображенного на рисунке 2 а, идентичны размерам ТА, на базе пружинно-витого канала, рассматриваемого в работе [16]. Вариант змеевикового теплообменника, представленный на рисунке 2 б, отличается радиусом изгиба верхнего основания, составляющим 100 мм, что соответствует технологически допустимому пределу при диаметре внешней трубы  $D_{\text{вн}}=36$  мм. На рисунке 2 в изображен цилиндрический змеевиковый ТА с габаритными размерами исследуемого конического теплообменника на базе теплообменного элемента. Вариант змеевикового конического теплообменника, изображенный на рисунке 2 г, обусловлен рекомендуемой величиной угла при вершине конуса в диапазоне 68-72°, а также технологическими ограничениями, связанными с минимальным радиусом изгиба стальных труб.

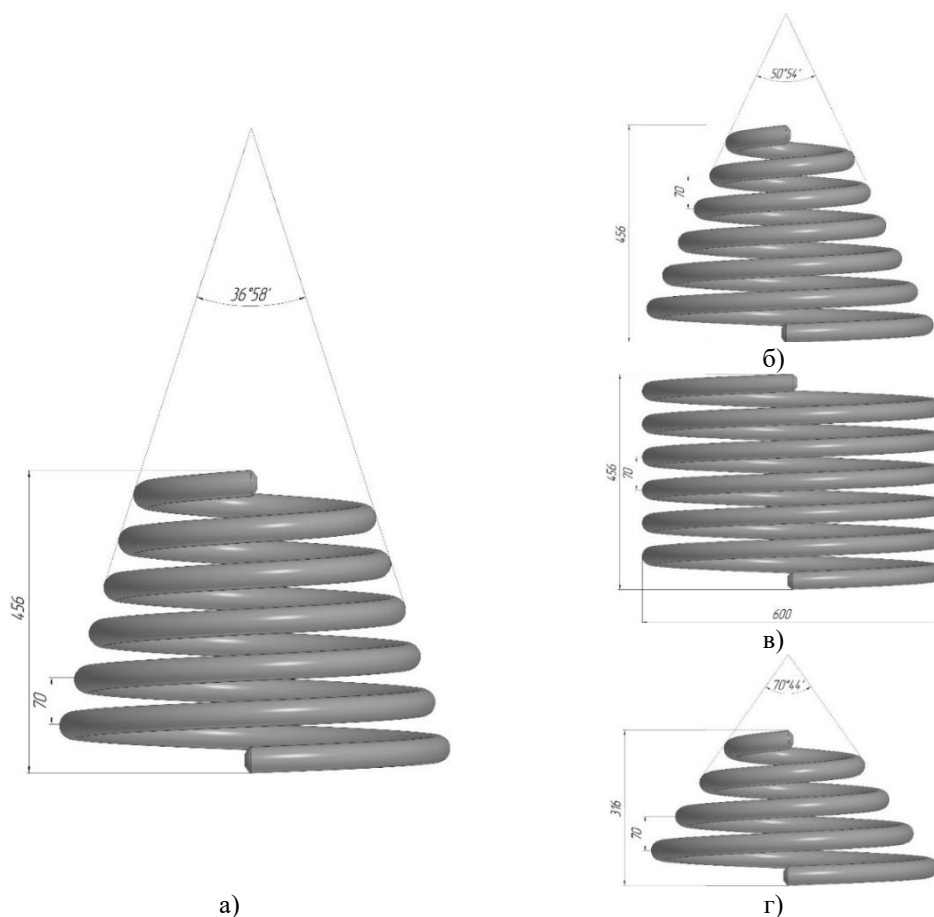


Рис. 2. Геометрические модели рассматриваемых вариантов ТА  
 \*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Таблица 1  
 Table 1

Геометрические параметры змеевиковых теплообменных аппаратов с гладкими теплообменными элементами  
 Geometric parameters of coil heat exchangers with smooth heat exchange elements

№	Параметр	Вариант	Вариант	Вариант	Вариант
		1 (рис. 2 а)	2 (рис. 2 б)	3 (рис. 2 в)	4 (рис. 2 г)
1	Число витков	6	6	6	4
2	Внутренний диаметр трубы внешнего змеевика, мм	32	32	32	32
3	Расстояние между витками внешней змеевиковой трубы, мм	34	34	34	34
4	Диаметр нижнего основания, мм	600	600	600	600
5	Диаметр верхнего основания, мм	342	200	600	200
6	Высота теплообменника, мм	456	456	456	316
7	Толщина стенки внешнего змеевика, мм	2	2	2	2
8	Средний диаметр теплообменного элемента	17	17	17	17
9	Толщина стенки теплообменного элемента, мм	2	2	2	2
10	Длина теплообменного элемента, м	8,89	7,56	11,32	5,04

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Рассматриваемые теплообменники представляют собой устройства с коаксиально расположенными трубами, свальцованными в змеевик. При этом как внутренняя, так и наружная трубы имеют гладкие стенки и круглое поперечное сечение.

Схема подачи теплоносителей показана на рисунке 3. В ТА реализуется противоточная схема движения теплоносителей, которая считается более эффективной [3].

Нагреваемая вода с начальной температурой  $T_{c,in}$  поступает во внутреннюю трубу через штуцер 1, в то время как через штуцер 2, расположенный во внешнем стальном змеевике, в межтрубное пространство подается греющая вода с температурой на входе -  $T_{h,in}$ .

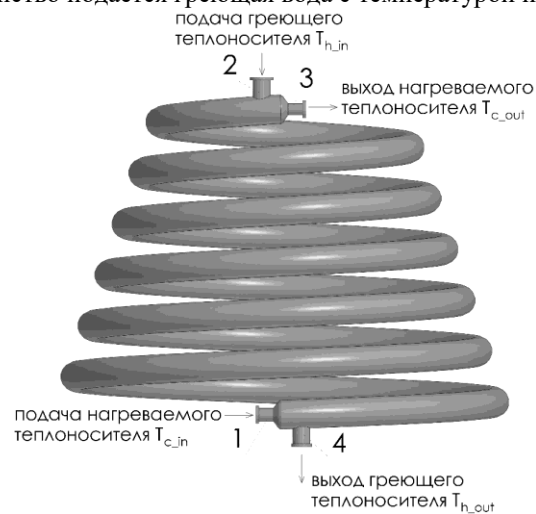


Рис. 3. Схема движения теплоносителей в коническом змеевиковом аппарате

Fig. 3. Scheme of the movement of heat carriers in a conical coil apparatus

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Таблица 2

Table 2

Параметры нагревающего и нагреваемого теплоносителя (воды)

Parameters of the heating and heated coolant (water)

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Температура нагревающей воды на входе, °С	$T_{h,in}$	70
2	Температура нагреваемой воды на входе, °С	$T_{c,in}$	5
3	Расход нагревающей воды, кг/час	$G_h$	802
4	Расход нагреваемой воды, кг/час	$G_c$	400

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Для численной реализации сопряженной задачи теплообмена использовался программный комплекс CFD Ansys Fluent, который использует метод конечных объемов.

Для решения задачи был выбран решатель Pressure-Based, Steady, задавалась модель турбулентности  $k-\omega$  SST, подключено уравнение энергии. Использован метод решения Coupled, и схемы второго порядка для уравнений давления и моментов. Тип решателя Pressure-Based, данный решатель рекомендован для несжимаемых и слабо сжимаемых сред, задача решается в стационарной постановке. Результаты моделирования представлены в таблице 3.

Таблица 3

Table 3

Результаты расчетов

Calculation results

Форма теплообменного аппарата	Вариант 1 (рис. 2 а)	Вариант 2 (рис. 2 б)	Вариант 3 (рис. 2 в)	Вариант 4 (рис. 2 г)
Температура нагреваемой воды на выходе, °С	49,33	49,6	53,44	38,53
Температура греющей воды на выходе, °С	46,58	45,5	44,12	51,96
Скорость в трубном пространстве, м/с	0,634	0,635	0,633	0,621
Скорость в межтрубном пространстве, м/с	0,431	0,431	0,428	0,430

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Кроме сравнения конечных результатов расчета практический интерес представляет анализ изменения температуры по длине теплообменного элемента.

Чтобы проанализировать скорость изменения температуры по длине канала были получены средние значения температур в нескольких сечениях и построены графики, (рис. 4).

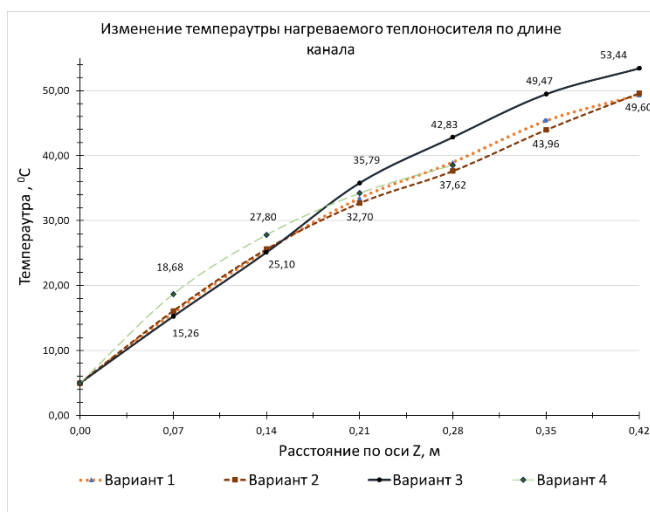


Рис. 4. Графики изменения температуры нагреваемого теплоносителя по длине канала  
 \*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

На графиках рисунка 4 показана динамика изменения температуры нагреваемого теплоносителя по длине канала. Нагреваемый теплогент подается в трубное пространство со стороны нижнего основания.

Самый быстрый рост температуры показывает вариант 4 (конический ТА с углом при вершине конуса, равный  $70,44^\circ$ ), однако из-за наименьшей длины теплообменного элемента и, соответственно, площади теплообменной поверхности данный вариант позволяет нагреть теплоноситель до температуры  $38,53^\circ\text{C}$ . Наибольшей температурой на выходе нагреваемого теплоносителя характеризуется вариант 3 (цилиндрический ТА), равной  $53,44^\circ\text{C}$ . На графиках видно, что на первых двух витках (расстояние по оси z от 0 до 0,14 м) изменение температуры для вариантов ТА 1-3 происходит с одинаковой скоростью, что объясняется схожей геометрией, однако, для варианта 4, уже с первого витка наблюдается более интенсивный разогрев нагреваемого теплоносителя. опережение графика изменение температуры цилиндрического теплообменника (вариант 3) начинается с третьего витка, когда происходит значительное сокращение по длине теплообменных элементов для 1 и 2 вариантов ТА.

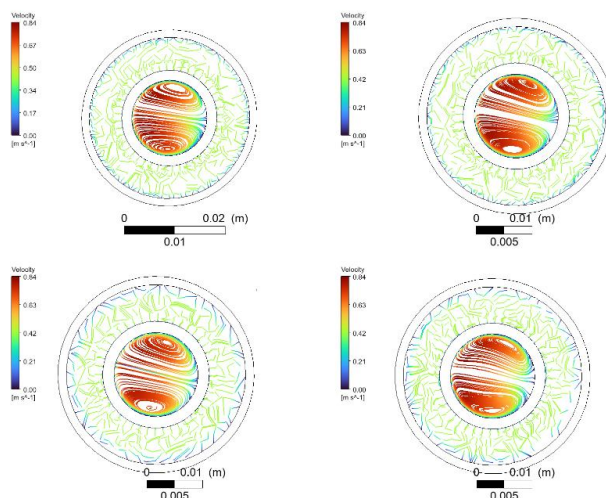


Рис. 5. Профили скоростей в центральной части ТА  
 \*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Нагреваемый теплоноситель движется внутри теплообменного элемента, в

поперечном сечении наблюдается картина градиента скоростей, смещенная к внешней стороне змеевика, особенно в варианте для конического ТА с углом при вершине конуса равного 70,44°.

В варианте с цилиндрическим ТА наблюдается более равномерное распределение скорости по сечению. Также значение осевой компоненты скорости для цилиндрического варианта (вариант 4) является наименьшим среди всех рассматриваемых конструкций и в данном сечении не превышает значения 0,59 м/с.

Скорость потока достигает максимального значения у внешней стенки теплообменного элемента, что способствует улучшению теплообмена за счет интенсивного перемешивания потока и разрушения пограничного слоя. Это обеспечивает более эффективную теплопередачу в змеевиках по сравнению с прямыми трубами.

Поперечная циркуляция, возникающая в изогнутых трубах, увеличивает скорость жидкости до значений, заметно превышающих среднее осевое. Это приводит к существенному усилению обмена энергией между ядром потока и ламинарным подслоем и, как следствие, к резкому увеличению гидравлического сопротивления.

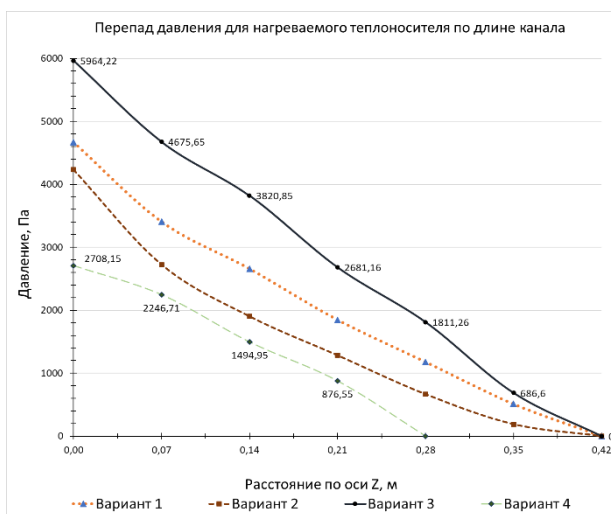


Рис. 6. Графики перепада давления нагреваемого теплоносителя по длине канала *Fig. 6. Graphs of the pressure drop of the heated coolant along the channel length*  
\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

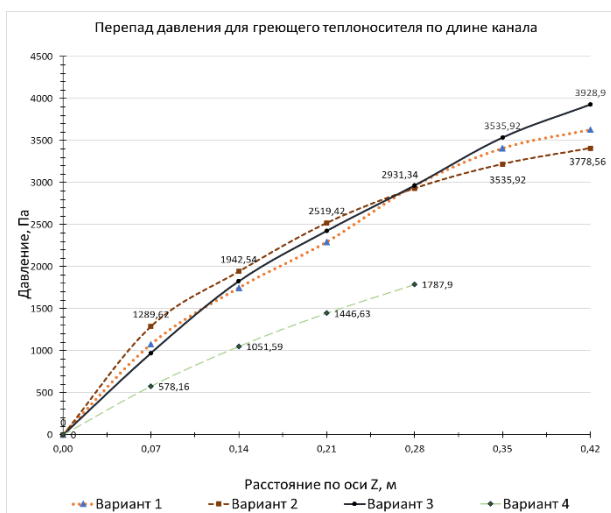


Рис. 7. Графики перепада давления греющего теплоносителя по длине канала *Fig. 7. Graphs of the heating coolant pressure drop along the channel length*  
\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Исходя из данных рисунков 6 и 7, можно сделать вывод о равномерном характере изменения давления нагреваемого теплоносителя. Наименьший перепад давления наблюдается в варианте конического змеевикового ТА с углом при вершине конуса, равного 70,44°. В трубном пространстве перепад давления выше, чем в межтрубном, что связано со скоростью движения теплоносителей.

Адекватность полученных результатов подтверждается результатами расчета теплового баланса.

Таблица 4

Table 4

Критерии эффективности теплообменных аппаратов с гладкостенными теплообменными элементами  
*Efficiency criteria for heat exchangers with smooth-walled heat exchange elements*

Критерии эффективности ТА	Вариант 1 (рис. 2 а)	Вариант 2 (рис. 2 б)	Вариант 3 (рис. 2 в)	Вариант 4 (рис. 2 г)
Передаваемая тепловая мощность, Q, Вт.	21250,19	21836,25	23355,23	15 910,7
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup>	1 277	1 297	1 243	1 267
Мощность, затрачиваемая на прокачку жидкости, N, Вт	1327,62	1218,78	1488,02	709,32
Масса ТА, кг	17,8	15,11	22,82	9,95
Критерий Кирпичева	16,01	17,92	15,7	22,87
Критерий компактности по массе, Вт/кг	1193,83	1445,15	1023,36	1630,68

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В работах [14, 16] авторами статьи был проведен сравнительный анализ конических и цилиндрических змеевиковых ТА. Как уже отмечалось ранее в работе [16] представлены результаты расчета для ТА на базе пружинно-витого канала с геометрическими размерами аналогичными рассматриваемому варианту 1 данной работы.

Было проведено математическое моделирование сопряженной задачи теплообмена с аналогичными исходными данными и условиями решения, что и для рассматриваемых конических ТА на базе гладкостенного ТА. При использовании пружинно-витых теплообменных труб в рассматриваемом змеевиковом теплообменнике конечная температура нагреваемого теплоносителя превышает соответствующую при использовании гладких труб на величину  $\Delta t_a = t_{coupr} - t_{cou} = 61,3 - 49,33 = 11,97$  °С. При этом коэффициент эффективности Кирпичева равен 18,32.

Авторы установили, что распределение скорости по сечению теплообменного элемента наиболее равномерное при использовании пружинно-витого канала, что указывает на наличие поперечной циркуляции. Поперечная циркуляция, возникающая в пружинно-витом канале, обеспечивает интенсификацию обмена энергией между ядром потока и ламинарным подслоем, а с другой — влечёт за собой ощутимый рост гидравлического сопротивления.

Расчёты перепада давления вдоль теплообменного элемента согласуются с полученными результатами. Конический теплообменник с пружинно-витым каналом, демонстрирующий наибольшую эффективность нагрева холодного теплоагента, но характеризуется при этом повышенными значениями перепада давления.

#### **Обсуждение (Discussions)**

Были проведены расчеты змеевиковых теплообменников типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали, выполненных на основе гладкостенного теплообменного элемента круглого сечения.

Температура нагреваемого теплоносителя достигла максимального значения (53,44°С) в варианте 3 (цилиндрический ТА). Это обусловлено прежде всего наибольшей поверхностью теплообмена по сравнению с коническими вариантами.

Было подтверждено, что увеличение угла при вершине конуса действительно оказывает влияние на теплообменные процессы в диапазоне от 50° до 70°. Однако, при прочих равных параметрах это ведет к сокращению теплообменной поверхности, что негативно сказывается на конечной температуре нагреваемого теплоносителя. В диапазоне углов при вершине конуса от 0° до 50° разница в конечной температуре составила 5,12 °С (9,6%), но при этом длина теплообменного элемента для цилиндрического ТА на 32,3% выше.

Наблюдается незначительная разница между результатами, полученными для углов 36° до 50°, при этом происходит сокращение длины теплообменного элемента на 14 %. Наибольшее значение критерия Кирпичёва у 4-го варианта ТА, однако температура на выходе нагреваемого теплоносителя на 14,23 °С ниже, чем для варианта 3. Для достижения планируемых выходных показателей необходимо рассматривать вопрос увеличения

площади теплообмена за счет установки интенсификаторов.

Наибольшими преимуществами по удельным показателям обладает вариант 4 (рис. 2 г). Для него характерны минимальная масса аппарата (9,95 кг), что в 2,3 раза легче варианта 3, а также наименьшие затраты мощности на прокачку теплоносителя (709 Вт) – в 2,1 раза меньше, чем у варианта 3. Данный вариант демонстрирует максимальное значение критерия Кирпичева (22,87), свидетельствующее о наилучшей эффективности использования перепада давления, и максимальную компактность по массе – 1631 Вт/кг. Основным недостатком варианта 4 является самая низкая тепловая мощность (15910 Вт), уступающая варианту 3 на 31 %.

В свою очередь, вариант 3 обеспечивает наибольший тепловой поток (23355 Вт), но обладает максимальной массой, наибольшими гидравлическими потерями и наихудшими удельными показателями среди всех рассмотренных конструкций. Промежуточное положение занимает вариант 2, который представляет собой рациональный компромисс: высокая (вторая по величине) тепловая мощность  $Q$ , наивысший коэффициент теплопередачи (1297 Вт/(м<sup>2</sup>·К)), небольшая масса (15,11 кг) и хорошая компактность.

#### **Заключение (Conclusions)**

Исходя из полученных результатов видно, что при одних и тех же исходных параметрах конический змеевиковый теплообменник обеспечивает необходимый тепловой эффект при меньшей длине теплообменного элемента, чем цилиндрический аппарат аналогичного типа. Сокращение протяжённости теплообменных элементов напрямую уменьшает расход материалов, что создаёт условия для снижения себестоимости аппарата в целом.

Расчётные данные свидетельствуют о технической и энергетической обоснованности применения конических ТА с заменой гладких трубок на пружинно-витые. Подобная конструктивная модификация обеспечивает одновременное повышение тепловой производительности и снижение энергозатрат на транспортировку теплоносителя. Совокупным следствием этих изменений служит заметный рост общей энергоэффективности системы. Применение пружинно-витых элементов в теплообменном оборудовании представляет собой решение, направленное на повышение эффективности и эксплуатационной надёжности подобных устройств.

#### **Литература**

1. Багоутдинова, А.Г., Золотонос Я.Д. Змеевиковые теплообменники. Моделирование, расчет. / А.Г. Багоутдинова, Я.Д. Золотонос - Казань- КГАСУ, 2016.-245 с.
2. Патент РФ №2115876 на изобретение МПК F28D 7/00 Теплообменник типа «труба в трубе» / А. Л. Коптелов - №96101976/06 заявл. 01.02.96; опубл. 20.07.98
3. Mishra, T. N. Modeling and CFD Analysis of Tube in Tube Helical Coil Heat Exchanger. (2015)
4. Faridi Khouzestani, Reza & Ghafouri, Ashkan & Halalizade, Mahmood. (2021). Numerical study of the effects of geometric parameters and nanofluid properties on heat transfer and pressure drop in helical tubes. SN Applied Sciences. 3. 10.1007/s42452-021-04701-6.
5. Nashine, Prerana & Singh, Thokchom. (2021). EFFECT OF DEAN NUMBER ON THE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF A HELICAL COIL TUBE WITH VARIABLE VELOCITY & PRESSURE INLET. Journal of Thermal Engineering. 6. 128-139. 10.18186/thermal.729149.
6. Purandare, P., Lele, Dr M., Gupta, R.: Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of conical coil heat exchanger. Thermal science 20 (6), 2087-2099 (2016).
7. Pramond S. Purandare, Mandar M. Lele and Raj K. Gupta: Experimental Investigation on heat transfer and pressure drop of conical coil heat exchanger. Thermal Science, year 2016, vol. 20 №6, pp. 2087-2099.
8. Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaiqer, R., Alimoradi, A., & Iskander, T. (2019). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114545>
9. Abdelmagied, M. Investigation of fluid flow and heat transfer in annulus conical tubes. Discov Appl Sci 8, 128 (2026). <https://doi.org/10.1007/s42452-025-07974-3>
10. Abdelmagied, M. Investigation of a tube in tube conically coil heat exchanger thermal and fluid flow performance characteristics. Int. J. Air-Cond. Ref. 33, 7 (2025). <https://doi.org/10.1007/s44189-025-00071-5>

11. Md Atiqur Rahman, Review on heat transfer augmentation in helically coiled tube heat exchanger, International Journal of Thermofluids, Volume 24 (2024). <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100937>

12. Муравьев А.В., Кожухов Н.Н., Прутских Д.А., Ильин В.К. Исследование теплогидравлических характеристик криволинейного канала с кольцевыми турбулизаторами // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2024. Т. 16. № 1 (61). С. 102-116.

13. Золотоносов, Я. Д. Аналитическое Решение задачи теплообмена при течении вязких жидкостей в змеевиковых теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» / Я. Д. Золотоносов, Е. К. Вачагина // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2023. – № 3(771). – С. 95-109. – DOI 10.32683/0536-1052-2023-771-3-95-109. – EDN BIONEV.

14. Крутова, И. А. Решение сопряженной задачи теплообмена для конических теплообменных аппаратов / И. А. Крутова, Я. Д. Золотоносов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2024. – Т. 26, № 6. – С. 214-226. – DOI 10.30724/1998-9903-2024-26-6-214-226. – EDN MIDCGA.

15. Я Д. Золотоносов, А.Я. Золотоносов, Е.К. Вачагина, Е.В. Варсегова. Инновационные теплообменные аппараты. Конструкции. Расчет. Казань: Изд-во Казанск. гос. архитект.-строит. ун-та, 2021. –ISBN 978-5-7829-0586-6.

16. Крутова И.А., Золотоносов Я.Д. Расчет змеевиковых теплообменников с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 1. С. 179-194. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-1-179-194.

#### Авторы публикации

**Крутова Ираида Александровна** – аспирант Казанского государственного архитектурно-строительного университета. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9485-3116>. Email: iraida\_knyazeva@mail.ru.

**Золотоносов Яков Давидович** – д-р. техн. наук, профессор Казанского государственного архитектурно-строительного университета. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1773-8605>. Email: zolotonosov@mail.ru.

#### References

1. Bagoutdinova, A.G., Zolotonosov Ya.D. Coil heat exchangers. Modeling, calculation. / A.G. Bagoutdinova, Ya.D. Zolotonosov - Kazan- KGAZU, 2016.-245 p.
2. Patent of the Russian Federation No. 2115876 for the invention IPC F28D 7/00 Pipe-in-Pipe Heat Exchanger / A. L. Koptev - No. 96101976/06 applied for 01.02.96; published on 20.07.98
3. Mishra, T. N. Modeling and CFD Analysis of Tube in Tube Helical Coil Heat Exchanger. (2015)
4. Faridi Khouzestani, Reza & Ghafouri, Ashkan & Halalizade, Mahmood. (2021). Numerical study of the effects of geometric parameters and nanofluid properties on heat transfer and pressure drop in helical tubes. SN Applied Sciences. 3. 10.1007/s42452-021-04701-6.
5. Nashine, Prerana & Singh, Thokchom. (2021). EFFECT OF DEAN NUMBER ON THE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF A HELICAL COIL TUBE WITH VARIABLE VELOCITY & PRESSURE INLET. Journal of Thermal Engineering. 6. 128-139. 10.18186/thermal.729149.
6. Purandare, P., Lele, Dr M., Gupta, R.: Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of conical coil heat exchanger. Thermal science 20 (6), 2087-2099 (2016).
7. Pramond S. Purandare, Mandar M. Lele, and Raj K. Gupta: Experimental Investigation on heat transfer and pressure drop of conical coil heat exchanger. Thermal Science, year 2016, vol. 20 №6, pp. 2087-2099.
8. Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaiqer, R., Alimoradi, A., & Iskander, T. (2019). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114545>
9. Abdelmagied, M. Investigation of fluid flow and heat transfer in annulus conical tubes. Discov Appl Sci 8, 128 (2026). <https://doi.org/10.1007/s42452-025-07974-3>

10. Abdelmagied, M. Investigation of a tube in tube conically coil heat exchanger thermal and fluid flow performance characteristics. Int. J. Air-Cond. Ref. 33, 7 (2025). <https://doi.org/10.1007/s44189-025-00071-5>

11. Md Atiqur Rahman, Review on heat transfer augmentation in helically coiled tube heat exchanger, International Journal of Thermofluids, Volume 24 (2024). <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100937>

12. Muravyov A.V., Kozhukhov N.N., Prutskikh D.A., Ilyin V.K. Investigation of the Thermal and Hydraulic Characteristics of a Curvilinear Channel with Ring Turbulators // Bulletin of Kazan State Power Engineering University. 2024. Vol. 16. No. 1 (61). Pp. 102-116.

13. Zolotonosov, Ya. D. Analytical Solution of the Heat Exchange Problem in the Flow of Viscous Fluids in Coil Heat Exchangers of the "Pipe in Pipe" Type / Ya. D. Zolotonosov, E. K. Vachagina // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Construction. – 2023. – No. 3(771). – Pp. 95-109. – DOI 10.32683/0536-1052-2023-771-3-95-109. – EDN BIOHEV.

14. Krutova, I. A. Solution of the Conjugate Heat Transfer Problem for Conical Heat Exchangers / I. A. Krutova, Ya. D. Zolotonosov // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Problemy Energetiki. – 2024. – Vol. 26, No. 6. – Pp. 214-226. – DOI 10.30724/1998-9903-2024-26-6-214-226. – EDN MIDCGA.

15. I am D. Zolotonosov, A.Ya. Zolotonosov, E.K. Vachagina, and E.V. Varsegova. Innovative heat exchangers. Constructions. Calculation. Kazan: Publishing House of Kazan State Architect."He's building. University, 2021. –ISBN 978-5-7829-0586-6.

16. Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D. Calculation of coil heat exchangers with a variable bending radius of a helical spiral // News of higher educational institutions. ENERGY PROBLEMS. 2026. Vol. 28. No. 1. Pp. 179-194. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-1-179-194.

#### **Authors of the publication**

**Iraida A. Krutova** – Kazan State University of Architecture and Engineering. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9485-3116>. e-mail: [iraida\\_knyazeva@mail.ru](mailto:iraida_knyazeva@mail.ru).

**Yakov D. Zolotonosov** – Kazan State University of Architecture and Engineering. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1773-8605>. e-mail: [zolotonosov@mail.ru](mailto:zolotonosov@mail.ru).

*Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника*

**Получено** **12.04.2026 г.**

**Отредактировано** **18.05.2026 г.**

**Принято** **26.05.2026 г.**