

УДК 697.442

Крутова Ираида Александровна

инженер-технолог

E-mail: iraida_knyazeva@mail.ru

Ассоциация «Вятский лазерный инновационно-технологический центр»

Адрес организации: 610004, Россия, г. Киров, ул. Заводская, д. 1

Золотонос Яков Давидович

доктор технических наук, профессор

E-mail: zolotonosov@mail.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зелёная, д. 1

Змеевиковые теплообменники типа «труба в трубе» на базе пружинно-витых каналов

Аннотация

Постановка задачи. Целью исследования данной работы является проведение расчетов змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали на базе пружинно-витых каналов и оценка энергетической эффективности таких аппаратов.

Результаты. Основные результаты исследования состоят в том, что авторами в ходе работы был разработан алгоритм расчета змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали на базе пружинно-витых каналов, реализованный в системе MATLAB, определены геометрические размеры и теплогидродинамические показатели змеевиковых аппаратов.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли состоит в возможности применения для технологических нужд современного более эффективного и компактного теплообменного оборудования и в обосновании этого выбора. Так, при равных исходных данных, конические теплообменники на базе пружинно-витых каналов являются более эффективными по сравнению с коническими и цилиндрическими змеевиками с теплообменным элементом в виде гладкой трубы, т.к. для достижения необходимых теплогидродинамических показателей они имеют меньшую поверхность теплообмена.

Ключевые слова: теплообмен, теплообменный аппарат, пружинно-витой канал, змеевик, винтовая труба.

Введение

Эффективность и надежность работы теплообменных аппаратов оказывает существенное влияние на экономические показатели многих технологических процессов, поэтому вопросам разработок по их совершенствованию необходимо уделять большое внимание. Развитие теплообменного оборудования ставит целью снижение расхода материалов для их изготовления путем уменьшения массогабаритных показателей, либо экономии топлива (теплоты) на действующих установках в условиях эксплуатации.

При необходимости интенсификации теплопередачи и создания компактных теплообменных аппаратов широко применяется оребрение поверхности с целью ее развития со стороны теплоносителя интенсивность теплоотдачи которого ниже и подлежит увеличению. Наружное оребрение труб применяется чаще, так как внутреннее технологически сложнее и достигнутое здесь увеличение теплообменной поверхности сравнительно невелико.

Разработка компактных теплообменных аппаратов является одним из основных направлений развития теплообменного оборудования, так как обеспечивает значительную экономию топлива, металлов и затрат труда [1]. Решение этой задачи возможно благодаря широкому внедрению эффективных методов интенсификации теплообмена в каналах при разработке и производстве теплообменных аппаратов [1-3].

Пример расчета змеевикового аппарата на базе пружинно-витого канала

На сегодняшний день авторами работы предложена серия змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» различной конфигурации на базе пружинно-витых каналов, рис. [4].

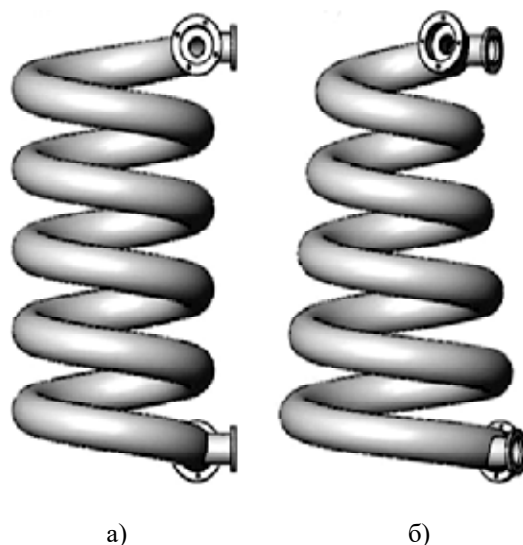


Рис. Внешний вид змеевиковых теплообменников типа «труба в трубе»: а) цилиндрический; б) конический [4]

Данное решение обусловлено тем, что в змеевиковых каналах со сложной геометрией возникают вторичные течения, интенсифицирующие теплообмен, а двухстороннее оребрение внутреннего теплообменного элемента обеспечивает существенное увеличение теплообменной поверхности и уменьшение габаритных размеров теплообменников.

В работе [5] был проведен расчет и дана оценка эффективности змеевиковых аппаратов с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали для однотрубных и секционных змеевиков с гладкой трубой, их сравнение с цилиндрическим змеевиковым теплообменником. Было установлено, что поверхность теплообмена конических змеевиков снижается на 8-15 %.

На основании ранее проведенных исследований предлагается совершенствование теплообменного оборудования путем его модернизации и замены на теплообменные аппараты типа «труба в трубе» с теплообменным элементом на базе пружинно-витого канала, имеющего двухстороннее оребрение.

Тем не менее, чтобы предложить оборудование такого рода необходимо провести оценку эффективности его работы по сравнению с уже известными аналогами. С этой целью произведем инженерный расчет теплообменных аппаратов и определим их теплогидродинамические характеристики.

Рассмотрим цилиндрический водо-водяной змеевиковый теплообменник типа «труба в трубе» (рис. а), диаметр которого равен $D_{зм} = 600$ мм.

Греющая вода движется по пружинно-витому каналу, изготовленному из проволоки диаметром 2 мм. Диаметр пружинно-витого канала по средней линии равен $d_1 = 15$ мм. Температура греющей воды на входе равна $t'_{g1} = 70$ °С, расход греющей воды составляет $G_1 = 945$ кг/ч.

Нагреваемая вода движется по межтрубному пространству в противоток. Согласно нормативам, в отопительный период температура подаваемой холодной воды должна быть не ниже 5 °С, а температура, поступающая потребителю, не ниже 60 °С, так как по данным, приведенным в работе [6], это может привести к развитию инфекций и бактерий, что не отвечает условиям санитарно-технической безопасности, и нагревается от $t'_{g2} = 5$ °С до $t''_{g2} = 65$ °С. Расход нагреваемой воды составляет $G_2 = 787$ кг/ч. Внутренний диаметр внешней трубы $D = 35$ мм. Теплоемкость воды $c_p \approx 4,19$ кДж/(кг·°С).

Прежде всего, необходимо определить количество передаваемой теплоты Q :

$$Q = G_2 c_{p1} (t''_{g2} - t'_{g2}) = \frac{787}{3600} 4,19 (65 - 5) = 54,95 \text{ кВт.} \quad (1)$$

Тогда температура греющей воды на выходе равна:

$$t''_{g1} = t'_{g1} - \frac{Q}{G_1 c_{p1}} = 70 - \frac{54,95 \cdot 3600}{945 \cdot 4,19} = 20 \text{ °C.} \quad (2)$$

Среднеарифметические значения температур теплоносителей и значения физических свойств воды при этих температурах имеют значения:

– в трубном пространстве:

$$t_{g1} = 0,5 \cdot (t'_{g1} + t''_{g1}) = 0,5 \cdot (70 + 20) = 45 \text{ °C;} \quad (3)$$

– в межтрубном пространстве:

$$t_{g2} = 0,5 \cdot (t'_{g2} + t''_{g2}) = 0,5 \cdot (5 + 65) = 35 \text{ °C.} \quad (4)$$

Физические свойства воды при данных температурах приведены в табл. 1 [7].

Таблица 1

Физические свойства воды в трубном и межтрубном пространстве

$t, \text{ °C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	Pr	$\nu, \text{ м}^2/\text{с}$	$\lambda, \text{ Вт/(м °C)}$
45	990	3,924	$0,601 \cdot 10^{-6}$	0,637
35	994	4,833	$0,723 \cdot 10^{-6}$	0,623

Так как внутренний теплообменный элемент выполнен в виде пружинно-витого канала, то в расчетах следует применять его эквивалентный диаметр, определению которого посвящены работы [8-9].

Ранее авторами, в работе Вачагиной Е.К., Золотоносова Я.Д., Мустакимовой С.А., Крутовой И.А. Определение эквивалентного диаметра пружинно-витых труб // Известия КГАСУ. 2016. № 3 (37). С. 188–194, предложена формула для определения эквивалентного диаметра пружинно-витого канала:

$$d_{\text{экв}} \approx \left(\frac{d}{2} \right) k \frac{-3\pi^5 k - 6\pi^3 k^3 + 6\pi k^4 - 3\pi k^5 + 6\pi^2 k^4 (2+k^2) + \pi^4 (6+4k^2)}{3\pi^3 (\pi^2 + k^2)^{1/2} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \left(1 + \left(\frac{k}{\pi} \right)^2 - k \cos v \right) \sqrt{1 + 2 \left(\frac{k}{\pi} \right)^2 + k \cos(2v)} dv} \quad (5)$$

где ν, k – геометрический параметр поверхности, $k = d / D$;

$d/2$ – расстояние от центральной винтовой линии – оси проволоки до центра трубы.

В работе [8] предлагается расчет эквивалентного диаметра трубного и межтрубного пространства пружинно-витого канала по следующим формулам:

$$d_{\text{экв}} = \left(\frac{4V}{F} \right) = \frac{2(6r_0^2 - 3\pi \tilde{r}_0 + 4c^2)}{3\pi(r_0 - 2c)}, \quad (6)$$

$$d_{\text{экв}}^{\text{МТР}} = \left(\frac{4V}{F} \right) = \frac{2(6R_0^2 - 6r_0^2 + 3\pi \tilde{r}_0 + 4c^2)}{3(\pi r_0 + 2c + 2R_0)}, \quad (7)$$

где R_0 – радиус внешней трубы, м;

r_0 – радиус пружинно-витого канала, м;

c – радиус проволоки, м;

π – количество витков.

Численное определение эквивалентного диаметра пружинно-витого канала показало, что предложенные варианты расчета согласуются между собой, результаты отличаются не более чем на 6 %.

В результате расчетов получилось: $d_{\text{экв}} = 0,0138 \text{ м}$.

Скорости движения теплоносителей равны:

– в трубном пространстве:

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{g1}\pi d_{\text{эк}}^2 3600} = \frac{4 \cdot 945}{990 \cdot 3,14 \cdot (1,38 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 3600} = 1,76 \text{ м/с}; \quad (8)$$

– в межтрубном пространстве:

$$w_2 = \frac{4G_2}{\rho_{g2}\pi(D^2 - d_{\text{экв}}^2) 3600} = \frac{4 \cdot 787}{994 \cdot 3,14 \cdot (3,5^2 - 1,38^2) \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 0,37 \text{ м/с}. \quad (9)$$

Для определения режима течения жидкости определим число Рейнольдса.

Число Рейнольдса для потока греющей воды определяется по формуле:

$$Re_{g1} = \frac{w_1 d_{\text{эк}}}{\nu_{g1}} = \frac{1,76 \cdot 1,38 \cdot 10^{-2}}{0,601 \cdot 10^{-6}} = 4,04 \cdot 10^4. \quad (10)$$

Режим течения греющей воды турбулентный, соответственно, число Нуссельта рассчитывается по следующей формуле:

$$Nu_{g1} = 0,021 Re_{g1}^{0,8} Pr_{g1}^{0,43} \left(\frac{Pr_{g1}}{Pr_{c1}} \right)^{0,25}. \quad (11)$$

Так как температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаемся значением:

$$t_c \approx 0,5 \cdot (t_{g1} + t_{g2}) = 0,5 \cdot (45 + 35) = 40 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (12)$$

При данной температуре число Прандтля равно $Pr_{c1} = 4,379$, тогда согласно формуле (11) число Нуссельта принимает значение:

$$Nu_{g1} = 0,021 (4,04 \cdot 10^4)^{0,8} (3,924)^{0,43} \left(\frac{3,924}{4,379} \right)^{0,25} = 179.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде равен:

$$\alpha_1 = Nu_{g1} \frac{\lambda_{g1}}{d_{\text{экв}}}. \quad (13)$$

Расчет теплоотдачи в криволинейном канале производится по формулам для прямолинейного канала, но с учетом поправочного коэффициента [10]:

$$\alpha_{\text{кр}} = \varepsilon \cdot \alpha_{\text{пр}}, \quad (14)$$

где $\alpha_{\text{кр}}$, $\alpha_{\text{пр}}$ – коэффициенты теплоотдачи в криволинейном и прямом канале, Вт/(м²·°C);
 ε – поправочный коэффициент.

Поправочный коэффициент может быть рассчитан по формуле:

$$\varepsilon = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{экв}}}{2R}, \quad (15)$$

здесь R – радиус кривизны канала, м.

Тогда коэффициент теплоотдачи с учетом поправочного коэффициента (Иешке) равен:

– для трубного пространства:

$$\alpha_1 = (1 + 3,54 \cdot \left(\frac{0,0138}{0,6} \right)) \cdot 179 \cdot \frac{0,637}{0,0138} = 8898,2 \text{ Вт/(м}^2\text{·}^\circ\text{C)}.$$

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды в межтрубном пространстве равно:

$$Re_{g2} = \frac{w_2 d_{\text{экв}}^{\text{МТР}}}{\nu_{g2}} = \frac{0,37 \cdot 0,0218}{0,723 \cdot 10^{-6}} = 1,09 \cdot 10^4, \quad (16)$$

где $d_{\text{экв}}^{\text{МТР}}$ – эквивалентный диаметр пружинно-витого канала в межтрубном пространстве.

Так как режим течения нагреваемой воды турбулентный, то произведем расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве по формулам:

$$Nu_{g2} = 0,017 Re_{g2}^{0,8} Pr_{g2}^{0,4} \left(\frac{Pr_{g2}}{Pr_{c2}} \right)^{0,25} \left(\frac{D}{d_{\text{экв}}^{\text{МТР}}} \right)^{0,18}. \quad (17)$$

Если принять, что $t_{c2} \approx t_{c1}$ и, следовательно, $Pr_{c2} \approx Pr_{c1} \approx 4,379$, то получим:

$$Nu_{g2} = 0,017 \left(1,09 \cdot 10^4\right)^{0,8} (4,833)^{0,4} \left(\frac{4,833}{4,379}\right)^{0,25} \left(\frac{35}{13,8}\right)^{0,18} = 188.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы принимает значение:

$$\alpha_2 = \left(1 + 3,54 \cdot \left(\frac{0,035}{0,6}\right)\right) \cdot 188 \cdot \frac{0,623}{0,0218} = 6676,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается как:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} + r_T} = \frac{1}{\frac{1}{8898,2} + \frac{0,2 \cdot 10^{-2}}{45} + \frac{1}{6676,9} + 0,00026} = 3261,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \quad (18)$$

Так как в рассматриваемом случае:

$$\frac{t'_{g2} - t''_{g1}}{t''_{g2} - t'_{g1}} = \frac{70 - 65}{20 - 5} = 0,34 < 1,5,$$

то с достаточной степенью точности можно вести расчет по среднеарифметической разности температур:

$$\Delta t_a = t_{g1} - t_{g2} = 45 - 35 = 10 \text{ °C}. \quad (19)$$

В этом случае плотность теплового потока будет равна:

$$q = k \cdot \Delta t_a = 3261,6 \cdot 10 = 32616,0 \text{ Вт}/\text{м}^2. \quad (20)$$

Площадь поверхности нагрева равна:

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{54876}{32616} = 1,6942 \text{ м}^2. \quad (21)$$

Длина змеевика определяется следующим образом:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_1} = \frac{1,6942}{3,14 \cdot 0,015} = 34,98 \text{ м}. \quad (22)$$

Пусть расстояние между витками змеевика $h = 70$ мм, тогда длина витка змеевика равна:

$$l_1 = \sqrt{(\pi \cdot D_{zm})^2 + h^2} = \sqrt{(3,14 \cdot 0,06)^2 + 0,07^2} = 1,88 \text{ м}. \quad (23)$$

Тогда количество витков змеевика определяется как:

$$m = \frac{l}{l_1} = \frac{35}{1,89} = 21 \text{ шт}. \quad (24)$$

Температуры поверхностей стенок трубы равны:

$$t_{c1} = t_{g1} + \frac{q}{\alpha_1} = 35 + \frac{32616}{8898,2} = 39 \text{ °C}; \quad (25)$$

$$t_{c2} = t_{g2} - \frac{q}{\alpha_2} = 45 - \frac{32616}{6676,9} = 40,1 \text{ °C}. \quad (26)$$

При полученных температурах число Прандтля соответственно равно $Pr_{c1} = 4,432$, $Pr_{c2} = 4,341$.

Поправки на изменение физических свойств жидкости по сечению потока имеют следующие значения:

$$\left(\frac{Pr_{g1}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{3,924}{4,432}\right)^{0,25} = 0,97 \text{ (значение в расчете } 0,973);$$

$$\left(\frac{Pr_{g2}}{Pr_{c2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{4,833}{4,341}\right)^{0,25} = 1,027 \text{ (значение в расчете } 1,025).$$

Совпадение достаточно точное; можно принять что $F = 1,7 \text{ м}^2$.

Инженерный расчет змеевикового теплообменного аппарата с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали проводится аналогично с применением метода температурных интервалов. Алгоритм расчета заключается в том, что перепад температур нагреваемой жидкости разбивается на равные интервалы. Далее на каждом температурном

интервале определяется температура на выходе для греющего теплоносителя и количество передаваемой теплоты Q_i , производится расчет коэффициентов теплоотдачи α_{1i} , α_{2i} , теплопередачи k_i , поверхность теплообмена F_i , в конце расчета полученные данные суммируются и вычисляются параметры теплообменника.

Анализ полученных результатов

Результаты вычислений характеристик для однетрубных змеевиковых теплообменников на базе пружинно-витых каналов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики змеевиковых аппаратов

Параметр	Цилиндрический змеевик с гладкой трубой	Цилиндрический змеевик с пружинно-витым каналом	Конический змеевик с пружинно-витым каналом
d_1 , м	0,015	0,015	0,015
D , м	0,035	0,035	0,035
$D_{зм}^1$, м	0,6	0,6	0,6
$D_{зм}^N$, м	0,6	0,6	0,35
G_1 , кг/ч	945	945	945
G_2 , кг/ч	787	787	787
Q , кВт	54,9	54,9	54,9
α_1 , Вт/(м ² ·°С)	$7,74 \cdot 10^3$	$8,89 \cdot 10^3$	$9,71 \cdot 10^3$
α_2 , Вт/(м ² ·°С)	$6,53 \cdot 10^3$	$6,67 \cdot 10^3$	$7,83 \cdot 10^3$
k , Вт/(м ² ·°С)	$3,06 \cdot 10^3$	$3,26 \cdot 10^3$	$3,64 \cdot 10^3$
F , м ²	2,0	1,69	1,51
l , м	42,27	34,98	32,04

Из данных табл. 2 видно, что, при одних и тех же исходных данных, конический змеевиковый теплообменный аппарат обладает наименьшей площадью, на 24 % меньше, чем цилиндрический змеевик с гладкой трубой и на 11 % меньше по сравнению с цилиндрическим змеевиком на базе пружинно-витого канала. Снижение поверхности теплообмена ведет к сокращению затрат на материалы, и, соответственно, является предпосылкой к снижению стоимости теплообменного аппарата.

Дальнейшая работа авторов связана с исследованием течения вязкой жидкости в коническом змеевиковом теплообменном аппарате на базе пружинно-витого канала с применением компьютерных программ, в частности, программы, предложенной в работе [11].

Заключение

Анализ результатов расчета змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» на базе пружинно-витых каналов и гладких труб, реализованный в системе MATLAB, показывает, что использование пружинно-витого канала в качестве теплообменного элемента повышает эффективность процесса теплообмена. Конические теплообменники на базе пружинно-витых каналов являются более эффективными по сравнению с цилиндрическими змеевиками, так как для достижения необходимых показателей они имеют наименьшую поверхность теплообмена. Полученные результаты могут быть использованы для технико-экономического обоснования проекта по модернизации имеющегося парка теплообменного оборудования и внедрения теплообменных аппаратов на базе пружинно-витых каналов.

Список библиографических ссылок

1. Hesselgreaves J. E., Richard Law, David A. Reay. Compact heat exchangers: Selection, design a. operation : Elsevier, 2016. 502 p.
2. Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design : CRC press, 2012.

3. Гортышов Ю. Ф., Попов И. А., Олимпиев В. В., Щелчков А. В., Каськов С. И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена. Казань : Центр инновационных технологий, 2009. 530 с.
4. Золотонос Я. Д., Багоутдинова А. Г., Змеевиковые теплообменники. Моделирование, расчет. Казань : КГАСУ, 2016. 245 с.
5. Багоутдинова А. Г., Золотонос Я. Д. Расчет и оценка эффективности змеевиковых теплообменников типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали // Известия вузов. Строительство. 2017. № 1. С. 98–107.
6. Барон В. Г. О минимально необходимой температуре воды горячего водоснабжения // СОК. 2016. № 1. С. 26–28.
7. Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. М. : МЭИ, 2003. 158 с.
8. Багоутдинова А. Г. Определение эквивалентного диаметра трубного и межтрубного пространства в теплообменном аппарате с пружинно-витым каналом // Известия вузов. Строительство. 2019. № 1. С. 72–81.
9. Vinodkumar, Kiran Voonna, Tharakeshwar T. K. Improvement of Heat Transfer Coefficients in a Shell and Helical Tube Heat Exchanger Using Water/ Al_2O_3 // Nanofluid. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). 2015. V. 2. № 3. P. 213.
10. Долгов А. Н., Золотонос А. Я., Золотонос Я. Д. Определение коэффициентов теплопередачи через стенку пружинно-витых каналов теплообменных аппаратов // Труды Академэнерго. 2008. № 3. С. 13–25.
11. Горская Т. Ю., Галимянов А. Ф., Галимянов Ф. А. Численная реализация задачи гидродинамики в осесимметрическом канале // Вестник технологического университета. 2019. № 7 (22). С. 120–124.

Krutova Iraida Alexandrovna

process engineer

E-mail: iraida_knyazeva@mail.ru**Association «Vyatka Laser Innovation and Technological Center»**

The organization address: 610004, Russia, Kirov, Zavodskaya st., 1

Zolotonosov Yakov Davidovich

doctor of technical sciences, professor

E-mail: zolotonosov@mail.ru**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Pipe-in-pipe coil heat exchangers based on spring-twisted channels**Abstract**

Problem statement. The aim of the study of this work is to carry out calculations of coil heat exchangers of the pipe-in-pipe type with a varying bend radius of a helical spiral based on spring-twisted channels and to evaluate the energy efficiency of such devices.

Results. The main results of the study consist in the fact that during the course of the work the authors developed an algorithm for calculating of coil heat exchangers of the pipe-in-pipe type with a varying bending radius of a helical spiral based on spring-twisted channels, implemented in the MATLAB system, determined the geometric dimensions and thermo-hydrodynamic parameters of coil apparatuses.

Conclusions. The significance of the results obtained for the construction industry lies in the possibility of applying for the technological needs of modern, more efficient and compact heat exchange equipment and the rationale for this choice. Therefore, with equal initial data, conical heat exchangers based on spring-twisted channels are more efficient compared to conical and cylindrical coils with a heat exchanger element in the form of a smooth pipe, since they have a smaller heat exchange surface to achieve the necessary thermo-hydrodynamic indicators.

Keywords: heat transfer, heat exchanger, spring- twisted channel, coil, screw pipe.

References

1. Hesselgreaves J. E., Richard Law, David A. Reay. Compact heat exchangers: Selection, design a. operation : Elsevier, 2016. 502 p.
2. Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design : CRC press, 2012.
3. Gortyshov Yu. F., Popov I. A., Olimpiev V. V., Schelchkov A. V., Kaskov S. I. Thermohydraulic efficiency of promising methods of heat transfer intensification in the channels of heat-exchange equipment. Intensification of heat transfer. Kazan : Tsentr innovatsionnykh tekhnologiy, 2009. 530 p.
4. Zolotonosov Ya. D., Bagoutdinova A. G., Coil heat exchangers. Modeling, calculation. Kazan : KGASU, 2016. 245 p.
5. Bagoutdinova A. G., Zolotonosov Ya. D. Calculation and evaluation of the efficiency of coil heat exchangers of the «pipe in pipe» type with a varying bend radius of a helical spiral // Izvestiya Vuzov. Stroitel'stvo. 2017. № 1. P. 98–107.
6. Baron V. G. On the minimum required temperature of hot water supply // SOK. 2016. № 1. P. 26–28.
7. Aleksandrov A. A. Tables of thermophysical properties of water and water vapor: a Handbook. M. : MPEI, 2003. 158 p.
8. Bagoutdinova A. G. Determination of the equivalent diameter of the pipe and annular space in a heat exchanger with a spring-twisted channel // Izvestiya Vuzov. Stroitel'stvo. 2019. № 1. P. 72–81.
9. Vinodkumar, Kiran Voonna, Tharakeshwar T. K. Improvement of Heat Transfer Coefficients in a Shell and Helical Tube Heat Exchanger Using Water/ Al_2O_3 // Nanofluid. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). 2015. V. 2. № 3. P. 213.
10. Dolgov A. N., Zolotonosov A. Ya., Zolotonosov Ya. D. Determination of heat transfer coefficients through the wall of spring-coiled channels of heat exchangers // Trudy Akademenergo. 2008. № 3. P. 13–25.
11. Gorskaya T. Yu., Galimyanov A. F, Galimyanov F. A. Numerical implementation of the hydrodynamic problem in an axisymmetric channel // Vestnik tekhnologicheskogo universiteta. 2019. № 7 (22). P. 120–124.