



УДК 532,5:621,694:519.6

Варсегова Евгения Владиславовна

кандидат физико-математических наук, доцент

E-mail: evarsegova@yandex.ru

Кареева Юлия Рустэмовна

кандидат технических наук, доцент

E-mail: kareeva@kgasu.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

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

Золотонос Яков Давидович

доктор технических наук, профессор, директор

E-mail: zolotonosov@mail.ru

ООО «Прогресс»

Адрес организации: 420137, Россия, г. Казань, ул. Чуйкова, д. 71

Исследование процесса теплообмена в трубах сложной геометрии аппаратов типа «труба в трубе»

Аннотация

Постановка задачи. Цель исследования – процесс теплообмена в трубах сложной геометрии аппаратов типа «труба в трубе». Трубы представляют собой последовательность чередующихся конфузурных, прямых и диффузурных участков различной длины. Применение таких элементов требует проведения широких экспериментальных исследований. В связи с этим требуются порой значительные материальные затраты. Для сокращения расходов авторами проводятся численные исследования.

Результаты. Основные результаты исследования: записаны стационарные уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу в цилиндрической системе координат с симметрией по углу с учетом зависимости динамической вязкости от температуры с краевыми условиями, отражающими геометрию проточной части канала. Численная реализация позволила построить зависимости критерия Нуссельта от числа Рейнольдса, получить критериальные уравнения для трех видов труб. Произведено сравнение эффективности труб круглого сечения с трубами сложной геометрии, показано, что предложенные теплообменные элементы эффективнее.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли заключается в том, что авторами предложена целая серия инновационного теплообменного оборудования.

Ключевые слова: численный метод, теплообмен, гидродинамика, труба в трубе, теплообменный элемент «конфузор-диффузор».

Введение

В настоящее время в России на долю промышленного теплоснабжения приходится более 50 % от всего количества произведенных топливно-энергетических ресурсов (ТЭР). К числу наиболее крупных потребителей ТЭР относятся предприятия и производственные комплексы энергетики, металлургической, нефтехимической, пищевой промышленности, а также ЖКХ (системы отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха), где основную массу теплообменного оборудования составляют водоводяные змеевиковые емкостные и кожухотрубчатые пароводяные теплообменники, проработавшие в системе ЖКХ более 20 лет [1-2].

Доля же теплообменного оборудования в структуре ведущих отраслей промышленности составляет порядка 70 %, где, в большинстве случаев, используются теплообменные аппараты с гладкотрубными теплообменными элементами, имеющими высокий уровень физического износа (до 60...70 %), вследствие длительного срока их эксплуатации (50...60 лет).

Эта проблема наблюдается в целом ряде важных секторов промышленности, в том числе: пищевой, медицинской, химической, нефтехимической, а также в тепловых сетях

и источниках электроснабжения, среди которых ТЭЦ, ТЭС, ГРЭС и крупные районные котельные.

В связи с этим, остро встают вопросы, связанные с совершенствованием теплообменного оборудования, его реконструкцией и модернизацией, что порой является практически единственным способом повышения экономичности современных энергоустановок.

Существенной экономии материальных и энергетических ресурсов на промышленных предприятиях можно добиться путем разработки и применения энергосберегающих теплотехнических схем, интенсификации технологических процессов и повышения эффективности и единичной мощности теплообменного оборудования [3-8].

Для этих целей в настоящее время авторами предложена целая серия инновационного теплообменного оборудования одним из представителей которой является модульный змеевиковый теплообменник типа «труба в трубе» рис. 1а, выполненный из отдельных аппаратов, образуя пространственный модуль, внешний контур которого имеет «грибовидную» конфигурацию и включает внутренний теплообменник, на котором смонтирован внешний полусферический теплообменный аппарат [9].

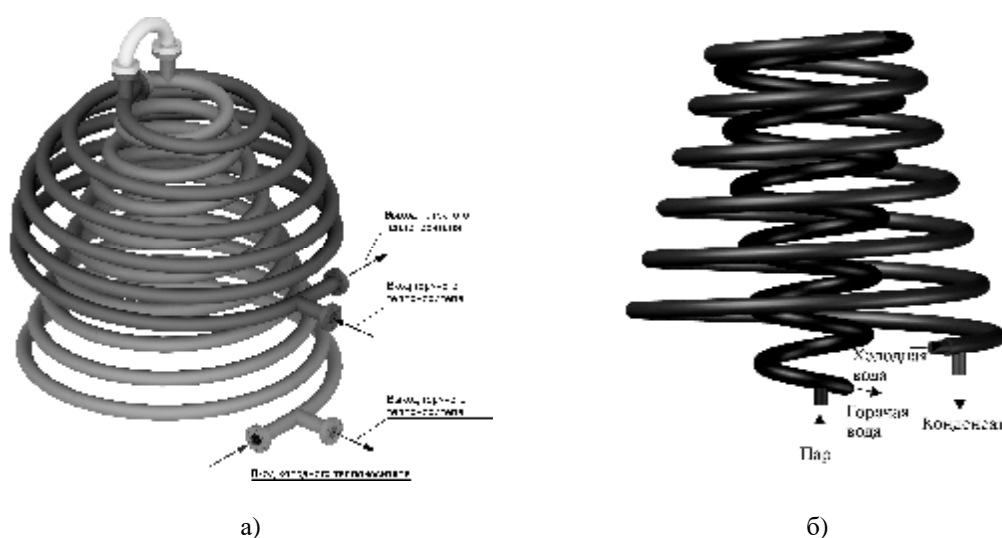


Рис. 1. а) теплообменник типа «труба в трубе» «грибовидной» конфигурации [9];
б) змеевиковый теплообменник типа «труба в трубе», выполненный по винтовой спирали
(иллюстрация авторов)

Практический интерес представляет и змеевиковый теплообменник типа «труба в трубе», выполненный по винтовой спирали (рис. 1б), состоящий из двух усеченных конусов, установленных коаксиально один внутри другого, при этом меньшее и большее основания конусов обращены друг к другу.

Однако широкое внедрение аппаратов в инженерную практику сдерживается отсутствием фундаментальных исследований, касающихся процессов гидродинамики и теплообмена в предлагаемых теплообменных элементах, а также надежных инженерных методов расчета аппаратов типа «труба в трубе» с инновационными теплообменными элементами.

Построение математической модели течения вязкой жидкости в канале

Рассмотрим влияние геометрии внутреннего теплообменного элемента на процесс теплообмена в аппарате типа «труба в трубе».

На рис. 2 представлены геометрии рассматриваемых осесимметричных каналов. Каналы представляют собой последовательность чередующихся конфузурных, постоянных и диффузурных участков различной длины, что приводит к более интенсивному теплообмену за счет искусственной турбулизации пограничного слоя. Применение таких элементов требует проведения дополнительных исследований. Для сокращения расходов на экспериментальные исследования в настоящее время проводятся численные расчеты.

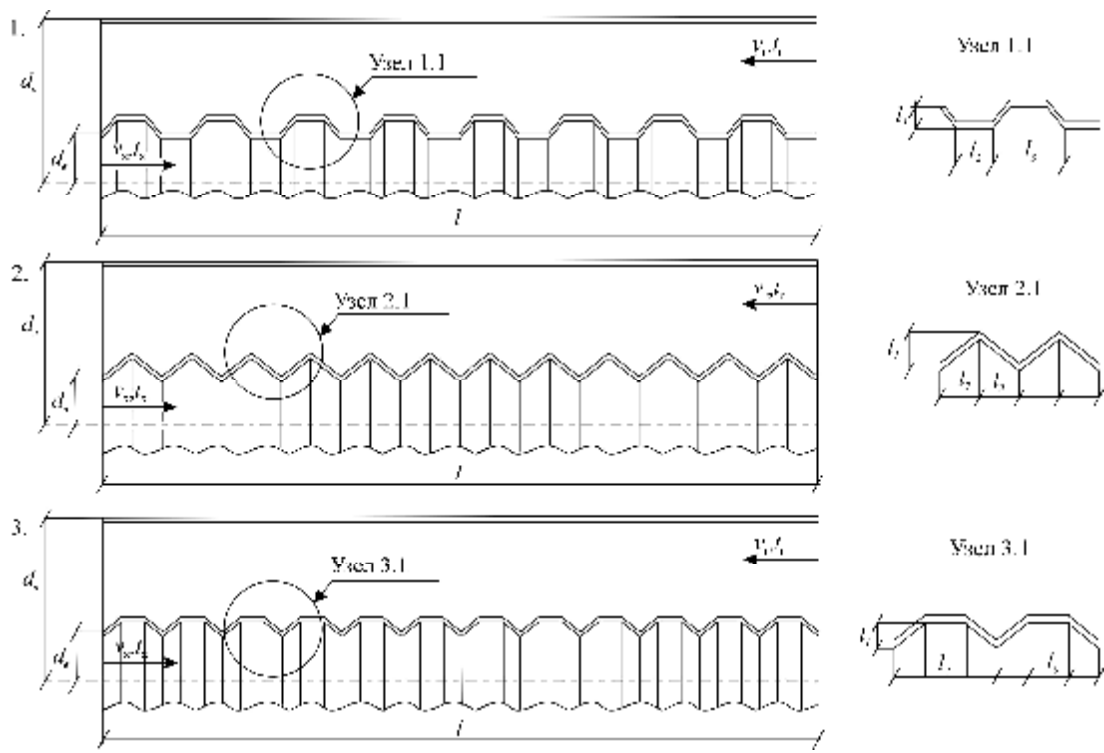


Рис. 2. Геометрия расчетной области (иллюстрация авторов)

В теплообменнике нагреваемая жидкость (вода) движется по внутренней алюминиевой трубе ($\lambda_{\tau} = 202,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) и имеет температуру на входе $t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Вода нагревается за счет горячей воды межтрубном пространстве с температурой на входе $t_r = 95 \text{ }^\circ\text{C}$. Скорость горячей теплоносителя остается постоянной и равна $v_r = 0,7 \text{ м/с}$, тогда как скорость холодной воды будет меняться от $v_x = 0,5-1,5 \text{ м/с}$. Длина одной секции $l = 1 \text{ м}$. Рассматривается противоточное течение теплоносителей. Исходные данные представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

№ схемы	d_w/d_n (мм)	v_{x1}	v_{x2}	v_{x3}	v_{x4}	v_{x5}	v_{x6}
1	8,0/38,0	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
2	15,0/38,0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
3	8,0/38,0	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5

Турбулентное течение воды в теплообменнике описывается уравнениями Навье-Стокса осредненными по Рейнольдсу в цилиндрической системе координат с симметрией по углу [10]:

- уравнение неразрывности:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \tag{1}$$

- уравнения движения:

$$\begin{aligned} \rho \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho (m + \eta) r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho (m + \eta) \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) - (m + \eta) \frac{v_r}{r^2} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho (m + \eta) \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial v_z}{\partial z} \frac{\partial v_z}{\partial z} \end{aligned} \tag{2.1}$$

$$\begin{aligned} r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_z}{r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

где v_r, v_z – радиальная и осевая проекции скорости, соответственно, м/с;

p – осредненное гидродинамическое давление, Па;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды;

$\mu(T) = 6 \cdot 10^{-11} T^4 - 10^{-8} T^3 + 10^{-6} T^2 - 6 \cdot 10^{-5} T + 0,0018$ – динамический коэффициент вязкости воды, Н·с/м²; T – температура, К.

Система (1)-(2) дополняется уравнением энергии:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{T}{r} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(a + a_T \right) r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(a + a_T \right) \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3)$$

где a – коэффициент теплопроводности воды, м²/с; a_T – коэффициент турбулентной теплопроводности, м²/с. Так как температура горячего и холодного теплоносителей медленно изменяется по времени, то задача решается в стационарной постановке.

Система уравнений Рейнольдса (1-3) является незамкнутой. Для замыкания используется модель турбулентности $k - \varepsilon$ [10]:

$$\begin{aligned} r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k}{r} + v_z \frac{\partial k}{\partial z} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varepsilon k \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon k \right) &= \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\varepsilon k}{r} + v_z \frac{\partial \varepsilon k}{\partial z} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varepsilon k \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon k \right) = G_k, \\ r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\varepsilon}{r} + v_z \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varepsilon k \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon k \right) &= \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\varepsilon k}{r} + v_z \frac{\partial \varepsilon k}{\partial z} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varepsilon k \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon k \right) = c_{\varepsilon 1} \frac{e}{k} - c_{\varepsilon 2} \frac{e^2}{k}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\eta_j = r C_m \frac{k^2}{e}$ – турбулентная вязкость; $G_k = r t_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j}$, $i, j = r, z$ – генеративный член;

τ_{ij} – тензор напряжений Рейнольдса; модульные константы: $c_{\varepsilon 1} = 1,44$; $c_{\varepsilon 2} = 1,9$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,2$; $C_\mu = 0,09$.

Граничные условия:

– параметры на входе имеют постоянное значение скорости и температуры:

$$0 < r < d_0, z = 0: \bar{v}_r = 0; \bar{v}_z = const; \bar{T} = 278;$$

$$d_0 < r < d_n, z = 1: \bar{v}_r = 0; \bar{v}_z = 0,7; \bar{T} = 368;$$

– на выходе задаются постоянные избыточные давления:

$$0 < r < d_0, z = 1: \Delta \bar{p} = 0;$$

$$d_0 < r < d_n, z = 0: \Delta \bar{p} = 0;$$

– на твердых границах поверхности – условия прилипания: $\bar{v}_r = \bar{v}_z = 0$;

– на оси симметрии: $r = 0; 0 \leq z \leq l: \bar{v}_r = 0; \bar{v}_z / r = 0; \partial \bar{v}_z / \partial r = 0$.

Задача решается численно с использованием лицензированного пакета программ ANSYS® Academic Research Mechanical and CFD, Release 18.2.

Обработка результатов расчета

Целью исследования является получение критериального уравнения в виде [6]:

$$Nu = a Re^m Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (5)$$

в котором $Nu = ad_r/\lambda$ – критерий Нуссельта; $Re = vd_r\rho/\mu(T = T_{ж})$ – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля; a и m – неизвестные константы, подлежащие определению, $T_{ж}$ – средняя температура холодной воды.

Поправка $(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$, предложенная академиком М.А. Михеевым, учитывает направление движения теплового потока, причем Pr_c относится к воде при температуре стенки. Значения критериев определяются из справочника по средней температуре воды и стенки. В качестве характерного размера используется гидравлический диаметр, который определяется по формуле $d_r = 4V/S$, где V – объем, м³; S – площадь боковой поверхности, м².

Коэффициент теплоотдачи a определяется из закона Ньютона-Рихмана:

$$a = \frac{Q_k}{(T_c - T_{ж})F}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где Q_k – тепловой поток, Вт; T_c – средняя температура стенки, со стороны холодной воды соответственно; F – площадь внутренней поверхности трубы, m^2 .

Все величины получены численно.

Зависимость $Nu = f(Re)$ аппроксимировалась степенной функцией. Показание степени – это неизвестная константа m . Согласно методике, предложенной Щукиным:

$$aPr_{жс}^{0,43}(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25} = const,$$

которая найдена из аппроксимации степенной функцией.

Согласно расчету уравнения подобия будут иметь вид:

$$Nu = 0,0617Re^{0,9142}Pr_{жс}^{0,43}(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}, \quad (6)$$

$$Nu = 0,0559Re^{0,8391}Pr_{жс}^{0,43}(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}, \quad (7)$$

$$Nu = 0,0269Re^{0,8857}Pr_{жс}^{0,43}(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}. \quad (8)$$

По рассчитанным критериям Nu и Re был построен график (рис. 3). На графике точками показаны значения, полученные численным расчетом, сплошной линией – теоретическая зависимость, посчитанная по найденным критериальным уравнениям (6-8) для геометрий 1-3 (рис. 2) соответственно. Для сравнения эффективности геометрии внутреннего канала на рисунке приведены результаты, полученные по критериальному уравнению (9) для круглой трубы:

$$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr_{жс}^{0,43}(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}. \quad (9)$$

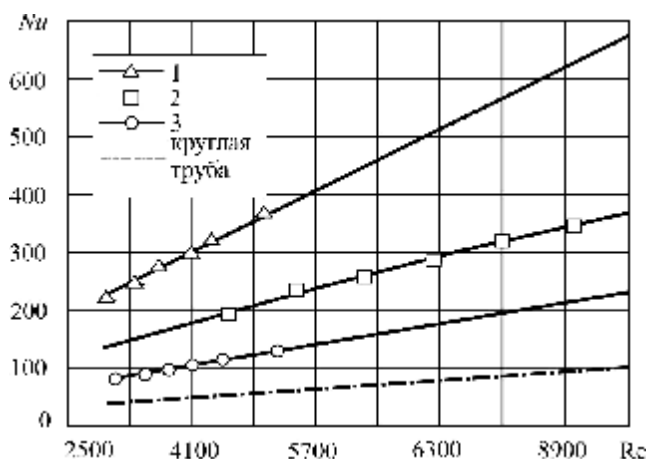


Рис. 3. График зависимости критерия Нуссельта от числа Рейнольдса (иллюстрация авторов)

Из графика рис. 3 видно, что рассматриваемые геометрии труб с наличием конфузorno-диффузорных участков эффективнее более чем на 50 %, чем теплообменники, имеющие круглую прямую трубу.

Выводы

В работе построена математическая модель течения в канале с учетом граничных условий, построены графики зависимости критерия Нуссельта от числа Рейнольдса, получены критериальные уравнения для трех видов труб сложной геометрии аппаратов типа «труба в трубе». Произведено сравнение с трубами круглого сечения, которое показало что выбранные теплообменные аппараты эффективнее. Таким образом, можно сделать вывод, что причинами интенсификации теплообмена в данном случае является изменение сечение канала, что приводит к изменению скорости, а также искусственной турбулизации пограничного слоя.

Список библиографических ссылок

1. Багоутдинова А. Г., Золотонос Я. Д., Посохин В. Н. Конструкции эффективных теплообменных элементов для скоростных теплообменников // СОК. 2014. № 7. С. 11–13.

2. Самигуллин Р. Р., Самигуллина А. Р., Низамов И. И., Ахмерова Г. М. Внедрение ИТП для энергоэффективности и энергосбережения в сфере жилищно-коммунального хозяйства // Тенденции развития науки и образования. 2018. № 44-6. С. 55–56.
3. Gavade Pravin P., Prof. Kulkarni P. R. Experimental Evaluation of Helical Coil Tube in Tube Heat Exchanger // International Journal of Emerging Engineering Research and Technology. 2015. V. 3. № 2. P. 12–17.
4. Pramod Desmukh, Vikram D. Patil, Prof. Baviskar Devakant. CFD Analysis of heat transfer in helical coil tube heat exchanger // International journal of innovation in engineering research and technology (IJERT). 2016. V. 3. № 1. P. 1–8.
5. Trioki N. M. Modelling and CFD Analysis of Tube in Tube Helical Coil in Heat Exchanger // International Journal of Science and Research (IJSR). 2015. V. 4. № 8. P. 1536–1541.
6. Xue L. Study on laminar flow in helical circular pipes with Galerkin method // Computer and Fluids. 2002. V. 31. I. 1. P. 113–129.
7. Мигай В. К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л. : Энергоатомиздат, 1987. 260 с.
8. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л. : Энергия, 1980. 144 с.
9. Модульный змеевиковый теплообменник : пат. РФ №187878 на полезную модель МПК F28D 7/02, 7/10 №2018137892 ; заявл. 26.10.18 ; опубл. 21.03.2019, Бюл. № 9.
10. ANSYS® Academic Research Mechanical and CFD, Release 18.2, Help System, Coupled Field Analysis Guide, ANSYS, Inc.

Varsegova Evgeniya Vladislavovna

candidate of physic-mathematical sciences, associate professor

E-mail: evarsegova@yandex.ru

Kareeva Yuliya Rustemovna

candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: kareeva@kgasu.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

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

Zolotonosov Yakov Davydovich

doctor of technical sciences, professor, director

E-mail: zolotonosov@mail.ru

LLC «Progress»

The organization address: 420137, Russia, Kazan, Chuikova st., 71

**Research of heat exchange process in pipes
with difficult geometry of «pipe in pipe» apparatus type****Abstract**

Problem statement. The goal of research is to analyze heat exchange process in pipes with difficult geometry of «pipe in pipe» apparatus type. Pipes represent sequence of alternating sections of confuser, straight and diffuser of different length. Application of such elements requires wide experimental research. The research sometimes requires significant financial expenses. The authors carried out numerical studies for cost reduction.

Results. Main results of the research: the stationary Reynolds average Navier-Stokes equations in a cylindrical coordinate system with the angularly symmetry were recorded, taking into account the dependence of dynamic viscosity on temperature with boundary conditions reflecting the geometry of the flow path of the channel. Numerical implementation made it possible to formulate the dependences of the Nusselt criterion on the Reynolds number, to obtain criterial equations for three types of pipes. Comparison of the efficiency of round pipes with pipes of complex geometry is made. It has shown that the proposed heat exchange elements are more efficient.

Conclusion. The significance of the received results for construction industry is that authors suggest a full set of innovative heat exchange equipment.

Keywords: numerical method, heat exchange, hydrodynamics, tube in tube, heat exchange element «confuser-diffuser».

References

1. Bagoutdinova A. G., Zolotonosov Ya. D., Posokhin V. N. Construction of efficiency heat exchange elements of velocity heat exchanger // SOK. 2014. № 7. P. 11–13.
2. Samigullin R. R., Samigullina A. R., Nizamov I. I., Akhmerova G. M. Implementation of individual heat point for energy efficiency and energy saving in a housing and communal services field // Tendencii razvitiya nauki i obrazovaniya. 2018. № 44-6. P. 55–56.
3. Gavade Pravin P., Prof. Kulkarni P. R. Experimental Evaluation of Helical Coil Tube in Tube Heat Exchanger // International Journal of Emerging Engineering Research and Technology. 2015. V. 3. № 2. P. 12–17.
4. Pramod Desmukh, Vikram D. Patil, Prof. Baviskar Devakant. CFD Analysis of heat transfer in helical coil tube heat exchanger // International journal of innovation in engineering research and technology (IJERT). 2016. V. 3. № 1. P. 1–8.
5. Trioki N. M. Modelling and CFD Analysis of Tube in Tube Helical Coil in Heat Exchanger // International Journal of Science and Research (IJSR). 2015. V. 4. № 8. P. 1536–1541.
6. Xue L. Study on laminar flow in helical circular pipes with Galerkin method // Computer and Fluids. 2002. V. 31. I. 1. P. 113–129.
7. Migay V. K. Simulation of heat exchange energy equipment. L. : Energoatomizdat, 1987. 260 p.
8. Migay V. K. Improving the efficiency of modern heat exchangers. L. : Energiya, 1980. 144 p.
9. Modular coil heat exchanger : patent of the Russian Federation. № 187878 for utility model MPK F28D 7/02, 7/10 № 2018137892 ; decl. 26.10.18 ; publ. 21.03.2019, Bull. № 9.
10. ANSYS® Academic Research Mechanical and CFD, Release 18.2, Help System, Coupled Field Analysis Guide, ANSYS, Inc.