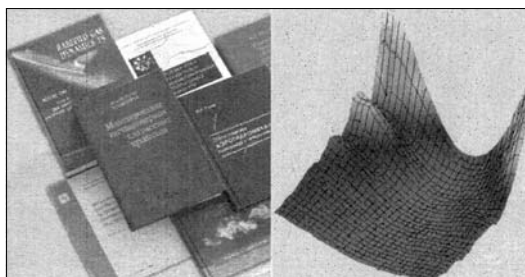


## НАУЧНО- МЕТОДИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ



УДК 697.442.8.001.24

А.Г. БАГОУТДИНОВА, Я.Д. ЗОЛОТОНОСОВ

### РАСЧЕТ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗМЕЕВИКОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ РАДИУСОМ ИЗГИБА ВИНТОВОЙ СПИРАЛИ

Предложен ряд змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали. Разработан алгоритм расчета таких аппаратов, реализованный в виде программы на языке программирования системы компьютерной математики MATLAB. В результате численной реализации определены теплогидродинамические характеристики аппаратов и установлена эффективность инновационного теплообменного оборудования.

К л ю ч е в ы е с л о в а: теплообмен, змеевик, винтовая спираль.

**Введение.** Проблема создания компактных трубчатых теплообменных аппаратов в настоящее время является весьма актуальной задачей, так как они более просты в изготовлении, обладают низкой стоимостью и допускают возможность работы при высоких температурах и давлениях [1]. В связи с этим, авторами [2] предложена серия инновационных змеевиковых теплообменников типа «труба в трубе», внешний контур которых имеет различную конфигурацию (рисунок). Аппараты этого типа снабжены одной внутренней трубой или скомпонованы по аналогии с известными многосекционными аппаратами [3], а размещение труб в трубных плитах осуществляется по шестиугольникам, квадратам или концентрическим окружностям [4].

В целях перспектив промышленного освоения теплообменников этого класса проведем инженерный расчет и оценим их теплогидродинамические характеристики.

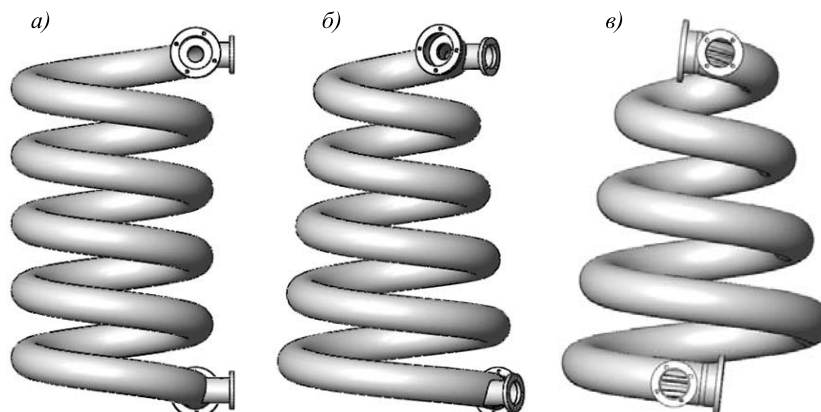
Гидродинамический и тепловой расчет в криволинейном канале, как правило, производится по формулам для прямолинейного канала с учетом поправочного коэффициента

$$\alpha_{из} = \varepsilon \alpha_{пр},$$

где  $\alpha_{из}$ ,  $\alpha_{пр}$  – коэффициенты теплоотдачи в изогнутом и прямом канале, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$\varepsilon$  – поправочный коэффициент, вычисляемый по одной из формул [5–8].

© Багоутдинова А.Г., Золотонос Я.Д., 2017



Змеевиковые теплообменники типа «труба в трубе»  
а) цилиндрический; б) конический; в) конический секционный

Впервые такой подход при обработке опытных данных был реализован в работе [5], где поправочный коэффициент рассчитывался по формуле:

$$\varepsilon = 1 + 3,54 \frac{d}{2R}, \quad (1)$$

здесь  $d$  – внутренний диаметр канала, м;  
 $R$  – радиус кривизны канала, м.

Согласно данным [6], величина поправочного коэффициента в турбулентной области может быть определена из соотношения

$$\varepsilon = 1 + \frac{21}{\text{Re}^{0,14}} \left( \frac{d}{2R} \right)^{0,48}, \quad (2)$$

где  $\text{Re}$  – критерий Рейнольдса.

В последующем установлено, что результаты расчета поправочного коэффициента по (1) и (2) совпадают при  $\text{Re} > 10^5$ .

Сопоставив большое количество литературных данных, авторы [7] пришли к выводу, что отношение  $0,5d/R$  в (2) необходимо возвести в степень с показателем 0,5–0,75. В работе [8] предложено вычислять поправочный коэффициент  $\varepsilon$  по формуле

$$\varepsilon = 1 + \frac{1,96}{\text{Re}^{0,088}} \left( \frac{d}{R} \right)^{0,01}, \quad (3)$$

где  $0,01 \leq d/R \leq 1, 10^4 \leq \text{Re} \leq 10^5$ .

Следует отметить, что в настоящее время нет общепризнанного соотношения для расчета поправочного коэффициента  $\varepsilon$ , однако в инженерных расчетах широкое распространение получило выражение (1), предложенное в работе [5].

В связи с тем, что в змеевиковых аппаратах (рисунок, б, в) изменяется радиус изгиба винтовой спирали, для расчета теплогидродинамических характеристик нами предлагается использовать метод температурных интервалов, как один из легкорезализуемых в практике инженерных расчетов.

**1. Метод температурных интервалов.** Исходными данными для расчета теплообменников методом температурных интервалов являются температура греющей воды на входе  $t'_{g1}$ , температура нагреваемой воды на входе  $t'_{g2}$  и выходе  $t''_{g2}$ , расходы греющей воды  $G_1$  и нагреваемой воды  $G_2$ , геометрические размеры труб. Конечной задачей инженерного расчета является определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, площади поверхности теплообмена и теплогидродинамических характеристик аппарата.

Расчет проводится по следующему алгоритму:

1. Перепад температур в нагреваемой жидкости разбивается на  $N$  равных интервалов. Длина температурного интервала равна  $\Delta t = (t''_{g2} - t'_{g2}) / N$ .

2. На каждом температурном интервале  $[t_{i-1}; t_i]$ , по уравнению теплового баланса рассчитывается температура на выходе для греющего теплоагента и количество передаваемой теплоты  $Q_i$ . Определяются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{1i}$ ,  $\alpha_{2i}$  (с учетом поправочного коэффициента), теплопередачи  $k_i$ , поверхность теплообмена  $F_i$  и перепад давления  $\Delta P_i$ ,  $i = 1, \dots, N$ .

3. Вычисляются параметры теплообменника:

$$F = \sum_{i=1}^n F_i - \text{общая площадь теплообмена};$$

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta P_i - \text{перепад давления по аппарату};$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^n \alpha_{1i} F_i - \text{коэффициент теплоотдачи для межтрубного пространства};$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^n \alpha_{2i} F_i - \text{коэффициент теплоотдачи для трубного пространства};$$

$$k = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^n k_i F_i - \text{коэффициент теплопередачи}.$$

**2. Пример расчета теплообменника методом температурных интервалов.** Рассмотрим конический секционный водо-водяной змеевиковый теплообменник типа «труба в трубе» (рисунок, в), угол конусности которого равен  $\varphi = \pi/15$ , а меньший диаметр  $D_{3M}^1 = 0,2$  м.

Пусть нагреваемая вода движется по четырем ( $n = 4$ ) стальным трубам диаметром  $d_2/d_1 = 23/20$  мм и нагревается от  $t'_{g2} = 5$  °С до  $t''_{g2} = 55$  °С. Ее расход составляет  $G_2 = 4740$  кг/ч.

Греющая вода движется противотоком по каналу между трубами и имеет температуру на входе  $t'_{g1} = 95$  °С, ее расход составляет  $G_1 = 9414$  кг/ч.

Внутренний диаметр внешней трубы  $D = 80$  мм.

Перепад температур разобьем на интервалы с шагом  $\Delta t = 10$  °С.

Рассмотрим интервал 55–45 °С. Вычислим поправочные коэффициенты по формуле (1) и количество передаваемой теплоты:

– в межтрубном пространстве

$$\varepsilon_1 = 1 + 3,54 \cdot D / D_{3M}^1 = 1 + 3,54 \cdot 0,08 / 0,2 = 2,416;$$

– в трубном пространстве

$$\varepsilon_2 = 1 + 3,54 \cdot d_1 / D_{3M}^1 = 1 + 3,54 \cdot 0,02 / 0,2 = 1,354;$$

$$Q_1 = G_2 c_{p2} (t''_{g2} - t'_{g2}) = 4740 \cdot 4,19(55 - 45) / 3600 = 55,168 \text{ кВт.}$$

Температура греющей воды на выходе

$$t''_{g1} = t'_{g1} - \frac{Q_1}{G_1 c_{p1}} = 95 - \frac{55,168 \cdot 3600}{9414 \cdot 4,19} = 89,965 \text{ }^\circ\text{C} \approx 90 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Находим среднеарифметические значения температур теплоносителей и значения физических свойств воды при этих температурах:

$$t_{g1} = 0,5(t'_{g1} + t''_{g1}) = 92,5 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{g2} = 0,5(t'_{g2} + t''_{g2}) = 50 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\rho_{g1} = 962 \text{ кг/м}^3; \quad \nu_{g1} = 0,31768 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_{g1} = 0,6812 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ }^\circ\text{C)};$$

$$\rho_{g2} = 990 \text{ кг/м}^3; \quad \nu_{g2} = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_{g2} = 0,648 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}; \quad \text{Pr}_{g2} = 3,54.$$

Скорости движения теплоносителей:

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{g1} \pi (D^2 - nd_2^2) 3600} = 0,808 \text{ м/с}; \quad w_2 = \frac{4G_2}{n \rho_{g2} \pi d_1^2 3600} = 1,058 \text{ м/с.}$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_{eqv} = \frac{4S}{P} = \frac{D^2 - nd_2^2}{D + nd_2} = \frac{0,08^2 - 4 \cdot 0,023^2}{0,08 + 4 \cdot 0,023} = 0,0249 \text{ мм.}$$

Число Рейнольдса для греющей воды  $\text{Re}_{g1} = w_1 d_{eqv} / \nu_{g1} = 6,3345 \cdot 10^4$ .

Режим течения воды турбулентный. Вычислим число Нуссельта

$$\text{Nu}_{g1} = 0,017 \text{Re}_{g1}^{0,8} \text{Pr}_{g1}^{0,4} \left( \frac{\text{Pr}_{g1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25} \left( \frac{D}{d_{eqv}} \right)^{0,18}.$$

Так как температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаем значением  $t_{c1} \approx 0,5(t_{g1} + t_{g2}) = 0,5(92,5 + 50) = 71,25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При этой температуре  $\text{Pr}_{c1} = 2,5$ , тогда

$$\text{Nu}_{g1} = 0,017 \text{Re}_{g1}^{0,8} \text{Pr}_{g1}^{0,4} \left( \frac{\text{Pr}_{g1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25} \left( \frac{D}{d_{eqv}} \right)^{0,18} = 175,37.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы

$$\alpha_{11} = \varepsilon_1 \text{Nu}_{g1} \frac{\lambda_{g1}}{d_{eqv}} = \frac{2,416 \cdot 175,37 \cdot 0,6812}{2,49 \cdot 10^{-2}} = 11588 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)}.$$

Число Рейнольдса для нагреваемой воды  $\text{Re}_{g2} = w_2 d_1 / \nu_{g2} = 3,8069 \cdot 10^4$ .

Вычислим число Нуссельта при турбулентном течении

$$\text{Nu}_{g2} = 0,021 \text{Re}_{g2}^{0,8} \text{Pr}_{g2}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{g2}}{\text{Pr}_{c2}} \right)^{0,25}.$$

Приняв в первом приближении  $t_{c2} \approx t_{c1}$  и, следовательно,  $\text{Pr}_{c2} \approx \text{Pr}_{c1} \approx 2,5$ , получим  $\text{Nu}_{g2} = 182,1$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде

$$\alpha_{21} = \varepsilon_2 \text{Nu}_{g2} \frac{\lambda_{g2}}{d_1} = \frac{1,354 \cdot 182,1 \cdot 0,648}{2 \cdot 10^{-2}} = 7989 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_1 = \left( \frac{1}{\alpha_{11}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{21}} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{11588} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1}{7989} \right)^{-1} = 4085 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Вычислим среднеарифметическую разность температур

$$\Delta t_a = t_{g1} - t_{g2} = 92,5 - 50 = 42,5 \text{ °С}.$$

Плотность теплового потока  $q_1 = k_1 \Delta t_a = 4085 \cdot 42,5 = 1,736 \cdot 10^5 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Площадь поверхности нагрева  $F_1 = \frac{Q_1}{q_1} = \frac{54,958 \cdot 10^3}{1,736 \cdot 10^5} = 0,3167 \text{ м}^2$ .

Температуры поверхностей стенок трубы:

$$t_{c1} = t_{g1} + \frac{q_1}{\alpha_{11}} = 92,5 + \frac{1,736 \cdot 10^5}{11588} = 107,48 \text{ °С};$$

$$t_{c2} = t_{g2} - \frac{q_1}{\alpha_{21}} = 50 - \frac{1,736 \cdot 10^5}{7989} = 28,27 \text{ °С}.$$

При этих температурах  $\text{Pr}_{c1} = 1,63$ ,  $\text{Pr}_{c2} = 5,65$  поправки на изменение физических свойств жидкости по сечению потока имеют значения:

$$(\text{Pr}_{g1}/\text{Pr}_{c1})^{0,25} = (1,8957/1,63)^{0,25} = 1,038 \text{ (в расчете было принято } 0,932);$$

$$(\text{Pr}_{g2}/\text{Pr}_{c2})^{0,25} = (3,54/5,65)^{0,25} = 0,8897 \text{ (в расчете было принято } 1,09).$$

Совпадение достаточно точное; можно принять, что  $F_1 = 0,3167 \text{ м}^2$ .

Длина труб  $l_1 = \frac{F_1}{\pi n d_1} = \frac{0,3167}{3,14 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 10^{-2}} = 1,26 \text{ м}$ .

Перепад давления в межтрубном пространстве:

$$\lambda_{11} = \frac{0,316}{\text{Re}_1^{0,25}} = \frac{0,316}{(6,3345 \cdot 10^4)^{0,25}} = 0,0199;$$

$$\Delta P_{11} = \varepsilon_1 \lambda_{11} \frac{l_1}{d_{eqv}} \frac{\rho w_1^2}{2} = 2,416 \cdot 0,0199 \frac{1,26}{2,49 \cdot 10^{-2}} \frac{962 \cdot 0,808^2}{2} = 764 \text{ Па}.$$

Перепад давления в трубном пространстве:

$$\lambda_{21} = \frac{0,316}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{0,316}{(3,8063 \cdot 10^4)^{0,25}} = 0,0226;$$

$$\Delta P_{21} = \varepsilon_2 \lambda_{21} \frac{l_1}{d_1} \frac{\rho w_2^2}{2} = 1,354 \cdot 0,0226 \frac{1,26}{2 \cdot 10^{-2}} \frac{994 \cdot 1,058^2}{2} = 1072,5 \text{ Па.}$$

Общий перепад давления с учетом трубного и межтрубного пространства на первом температурном интервале

$$\Delta P_1 = \Delta P_{11} + \Delta P_{21} = 1836,5 \text{ Па.}$$

Диаметр большего основания змеевика для рассматриваемого температурного интервала  $D_{3M}^2 = 0,3322 \text{ м.}$

Аналогично проведем расчеты для других интервалов, сведем расчетные данные в табл. 1 и вычислим общие характеристики аппарата.

Таблица 1. Характеристики аппарата по температурным интервалам

| Числовые характеристики                  | Интервал температур, °С |        |        |         |        |
|--|-------------------------|--------|--------|---------|--------|
|  | 55–45                   | 45–35  | 35–25  | 25–15   | 15–5   |
| $\varepsilon_1$                          | 2,416                   | 1,8525 | 1,6732 | 1,5762  | 1,1282 |
| $\varepsilon_2$                          | 1,354                   | 1,2131 | 1,1883 | 1,144   | 1,5129 |
| $Q_i$ , кВт                              | 55,168                  | 54,95  | 55     | 55      | 55,3   |
| $w_1$ , м/с                              | 0,808                   | 0,805  | 0,802  | 0,799   | 0,797  |
| $w_2$ , м/с                              | 1,058                   | 1,054  | 1,051  | 1,049   | 1,048  |
| $\text{Re}_{g1}$                         | 63 345                  | 59 845 | 56 340 | 52 837  | 49 366 |
| $\text{Re}_{g2}$                         | 38 069                  | 31 991 | 26 109 | 2085    | 16 046 |
| $\text{Nu}_{g1}$                         | 175,37                  | 169    | 163    | 156     | 150    |
| $\text{Nu}_{g2}$                         | 182,1                   | 176    | 170    | 163     | 157    |
| $\alpha_{1i}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · °С) | 11 588                  | 8536,4 | 7389   | 6655    | 6084   |
| $\alpha_{2i}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · °С) | 7989                    | 6780   | 6122   | 5597    | 5085   |
| $k_i$ , Вт/(м <sup>2</sup> · °С)         | 4085                    | 3356   | 3012   | 2761    | 2536   |
| $F_i$ , м <sup>2</sup>                   | 0,3167                  | 0,3451 | 0,3485 | 0,34805 | 0,3497 |
| $l_i$ , м                                | 1,26                    | 1,37   | 1,3866 | 1,3849  | 1,3914 |
| $\Delta P_{1i}$ , Па                     | 764                     | 648    | 598    | 563     | 557    |
| $\Delta P_{2i}$ , Па                     | 1072                    | 1082   | 1105   | 1142    | 1209   |
| $\Delta P_i$ , Па                        | 1836                    | 1730   | 1703   | 1705    | 1766   |
| $D_{3M}$ , м                             | 0,3322                  | 0,421  | 0,4915 | 0,5582  | 0,6065 |

Перепад давления  $\Delta P = 1836,5 + 1730,5 + 1703 + 1705 + 1766 = 8741 \text{ Па}$ ;  
 площадь теплообмена  $F = 0,3167 + 0,3451 + 0,3485 + 0,34805 + 0,3497 = 1,71 \text{ м}^2$ ;  
 средневзвешенный коэффициент теплоотдачи:  
 для межтрубного пространства

$$\alpha_1^* = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^5 \alpha_{1i} F_i = 7983 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)};$$

для трубного пространства

$$\alpha_2^* = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^5 \alpha_{2i} F_i = 6282 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

коэффициент теплопередачи

$$k^* = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^5 k_i F_i = 3132 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Таким образом, диаметр  $D_{3\text{м}}^1$  меньшего основания змеевика равен 0,2 м, диаметр большего  $D_{3\text{м}}^6 = 0,6065$  м, количество витков – 4, длина змеевика  $l = F/(\pi n d_1) = 1,71/(3,14 \cdot 4 \cdot 0,02) = 6,8$  м. Высота аппарата – 0,7 м.

Предложенный алгоритм расчета конических змеевиковых аппаратов реализован в виде программы компьютерной математики MATLAB.

**3. Методы оценки эффективности теплообмена.** В настоящее время в литературе существует довольно широкий спектр методов оценки теплогидравлической эффективности аппаратов теплообмена [3, 9–11].

В работе [3] для оценки эффективности теплообмена предлагается использовать энергетический критерий  $\eta = \alpha / N$ , где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи со стороны горячего или холодного теплоносителя;  $N$  – мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя с той же стороны.

В работе [9] в качестве критериев оценки эффективности теплообмена используются объемы или поверхности теплообмена двух аппаратов при одинаковых тепловых мощностях и мощностях, затрачиваемых на прокачку теплоносителя

$$V/V_0 = (\xi/\xi_0)_{\text{Re}}^{0,4} / (\text{Nu}/\text{Nu}_0)_{\text{Re}}^{1,4}. \quad (4)$$

В работе [10] в качестве оценки эффективности предложен коэффициент  $I$ , характеризующий теплообмен в интенсифицированном канале при равной с гладким каналом мощности, потребной для преодоления гидравлических сопротивлений.

В справочнике [3] М.В. Кирпичев для оценки эффективности поверхности теплообмена рекомендовал использовать энергетический коэффициент  $E$ , равный отношению количества тепла, отданного поверхностью, к работе на перекачку теплоносителя.

В.И. Антуфьев [11] предложил более удобную форму записи энергетического коэффициента  $E$ , как отношение этого коэффициента к единице поверхности и единичному температурному напору ( $\Delta t = 1 \text{ °С}$ ), т. е. исключается влияние величины температурного напора.

**4. Условия и результаты сопоставления.** Рассмотрим теплообменные аппараты: цилиндрический змеевик (с постоянным радиусом изгиба винтовой спирали), конический змеевик (с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали) и секционный конический змеевик, в котором теплоагент движется по четырем трубам. Первый теплообменник часто применяется в качестве водоподогревателя в тепловых пунктах систем теплоснабжения. Последние два разрабатываются для аналогичных условий работы.

Сравним рассматриваемые змеевиковые теплообменники, по их эффективности, используя подход [9]. Так как целью интенсификации теплообмена является уменьшение теплообменной поверхности, то и оценивать ее необ-

ходимо по этому параметру. Однако, поскольку при интенсификации теплоотдачи, как правило, возрастают скорости теплоносителей и соответственно коэффициенты сопротивления, оценку эффективности необходимо производить при равных между собой затратах на прокачку и условии равенства входных и выходных температур теплоносителей, расходы которых находятся в одном и том же соотношении.

Результаты вычислений характеристик для однетрубных змеевиков приведены в табл. 2, для секционных – в табл. 3.

**Таблица 2. Характеристики змеевиковых аппаратов**

| Параметр                             | Цилиндрический змеевик | Конический змеевик |                    |                    |                    |
|--------------------------------------|------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                                      |                        | $\varphi = \pi/10$ | $\varphi = \pi/12$ | $\varphi = \pi/18$ | $\varphi = \pi/20$ |
| $d_1$ , м                            | 0,032                  | 0,032              | 0,032              | 0,032              | 0,032              |
| $D$ , м                              | 0,048                  | 0,048              | 0,048              | 0,048              | 0,048              |
| $D_{3M}^1$ , м                       | 0,6                    | 0,2                | 0,2                | 0,2                | 0,2                |
| $D_{3M}^N$ , м                       | 0,6                    | 0,6                | 0,55               | 0,45               | 0,43               |
| $G_1$ , кг/ч                         | 3988,8                 | 3922,3             | 3919,1             | 3906,1             | 3880,3             |
| $G_2$ , кг/ч                         | 2008,6                 | 1975,1             | 1973,4             | 1966,9             | 1953,9             |
| $Q$ , кВт                            | 117                    | 115,5              | 115                | 114                | 113                |
| $\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) | 10 089                 | 11 212             | 11 434             | 11 905             | 11 970             |
| $\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) | 4068                   | 4408               | 4473               | 4608               | 4622               |
| $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)        | 2643                   | 2855               | 2896               | 2987               | 2994               |
| $F$ , м <sup>2</sup>                 | 0,845                  | 0,78               | 0,769              | 0,745              | 0,74               |
| $l$ , м                              | 8,409                  | 7,769              | 7,65               | 7,4                | 7,33               |

**Таблица 3. Характеристики секционных змеевиковых аппаратов**

| Параметр                             | Цилиндрический секционный змеевик | Конический секционный змеевик |                    |                    |                    |
|--------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                                      |                                   | $\varphi = \pi/10$            | $\varphi = \pi/12$ | $\varphi = \pi/18$ | $\varphi = \pi/20$ |
| $d_1$ , м                            | 0,02                              | 0,02                          | 0,02               | 0,02               | 0,02               |
| $D$ , м                              | 0,08                              | 0,08                          | 0,08               | 0,08               | 0,08               |
| $D_{3M}^1$ , м                       | 0,6                               | 0,2                           | 0,2                | 0,2                | 0,2                |
| $D_{3M}^N$ , м                       | 0,6                               | 0,76                          | 0,69               | 0,56               | 0,53               |
| $G_1$ , кг/ч                         | 11 767                            | 11 622                        | 11 650             | 11 622             | 11 622             |
| $G_2$ , кг/ч                         | 5925,3                            | 5852,1                        | 5866,6             | 5852               | 5852,1             |
| $Q$ , кВт                            | 345,5                             | 339,8                         | 340,6              | 340                | 339,8              |
| $\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) | 7814,5                            | 8606                          | 8871               | 9417               | 9563               |
| $\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) | 6987                              | 7194                          | 7283               | 7439               | 7483               |
| $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)        | 3284                              | 3448                          | 3512               | 3636               | 3669               |
| $F$ , м <sup>2</sup>                 | 2,08                              | 1,92                          | 1,885              | 1,82               | 1,8                |
| $l$ , м                              | 7,985                             | 7,62                          | 7,5                | 7,23               | 7,16               |



Здесь температура нагреваемой воды изменяется от 5 до 55 °С. Греющий теплоагент имеет температуру на входе 95 °С, на выходе 70 °С. Равенство перепадов давлений достигается варьированием расходов теплоносителей в разрабатываемых аппаратах.

Согласно расчетам, поверхность теплообмена конических змеевиков сокращается на 8–15 %.

**Выводы.** Анализ результатов показывает, что при равных затратах на прокачку теплоносителей конические теплообменники являются более эффективными по сравнению с известными цилиндрическими змеевиками, так как для достижения необходимых теплогидродинамических показателей они имеют меньшую поверхность теплообмена.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дрейцер Г.А. Проблемы создания компактных трубчатых теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика. 1995. № 3. С. 11–18.
2. Багоутдинова А.Г., Золотонос Я.Д. Змеевиковые теплообменники. Моделирование. Расчет. Казань: КГАСУ, 2016. 245 с.
3. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 367 с.
4. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов. 10-е изд. Л.: Химия, 1987. 576 с.
5. Jeschke H. Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlänger. Beihelt «Technische Mechanik» zu Z. VDI, Bd. 69. P. 24–28.
6. Woschni G. Untersuchung des Wärmeübergang des Druckverlust in gekrümmten Rohren. Diss. Dresden, 1959.
7. Srinivasan P.S., Nandapurkar S.S., Holland F.A. Pressure drop and heat transfer in coils // Trans. Instn. Chem. Engrs. 1968. Vol. 218. P. 113–119.
8. Махди Я.Ю., Шматов Д.П., Дроздов И.Г., Барakov А.В. Моделирование конвективного теплообмена в криволинейных каналах с кольцевыми турбулизаторами // Вестн. Воронеж. гос. техн. ун-та. 2012. Т. 8, № 5. С. 88–91.
9. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1990.
10. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. 264 с.
11. Антуфьев В.И. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.: Энергия, 1966. 183 с.

**Багоутдинова Альфия Гиззетдиновна**, канд. техн. наук, доц.

E-mail: bagoutdinova@rambler.ru

Казанский (Приволжский) федеральный университет

**Золотонос Яков Давидович**, д-р техн. наук, проф.

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Получено 23.12.16

**Bagoutdinova Alfiya Gizzetdinovna**, PhD, Ass. Professor

Kazan (Volga region) Federal University, Russia

**Zolotonosov Yakov Davidovich**, DSc, Professor

Kazan State University of Architecture and Engineering, Russia

**CALCULATION AND EVALUATION OF THE EFFICIENCY  
OF COIL HEAT EXCHANGERS TYPE «PIPE IN PIPE»  
WITH A VARYING BENDING RADIUS HELICAL SPIRAL**

Offered range of coil heat exchangers type «pipe in pipe» with a varying bending radius helical spiral. The developed algorithm of calculation of such devices is implemented as a program in the programming language system of computer mathematics MATLAB. The numerical implementation of the defined heat and hydrodynamic characteristics of the apparatus and the efficiency of innovative heat transfer equipment.

**Key words:** heat exchange, the coil, helical spiral.

**REFERENCES**

1. Dreitser G.A. Problemy sozdaniya kompaktnykh trubchatykh teploobmennyykh apparatov [The problem of creating compact tubular heat exchangers]. *Teploenergetika* [Heat power industry]. 1995. No. 3. P. 11–18. (in Russian)
2. Bagoutdinova A.G., Zolotonosov Ya.D. Zmeevikovye teploobmenniki. Modelirovanie. Raschet [Coil heat exchangers. Modeling. Calculation]. Kazan, KGASU, 2016. 245 p. (in Russian)
3. Bazhan P.I., Kanevets G.E., Seliverstov V.M. Spravochnik po teploobmennym apparatam [Handbook of heat exchangers]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 367 p. (in Russian)
4. Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A. Primery i zadachi po kursu protsessov i apparatov khimicheskoy tekhnologii: uchebnoe posobie dlya vuzov [Examples and problems at the rate of the processes and apparatuses of chemical technology. Textbook for universities]. Leningrad, Chemistry, 1987. 576 p. (in Russian)
5. Jeschke H. Warmeubergang und Druckverlust in Rohrschlanger. Beihelt «Technische Mechanik» zu Z. VDI, Bd. 69. S. 24–28.
6. Woschni G. Untersuchung des Warmeubergangung des Druckverlust in gekrummten Rohren. Diss. Dresden, 1959.
7. Srinivasan P.S., Nandapurkar S.S., Holland F.A. Pressure drop and heat transfer in coils. *Trans. Instn. Chem. Engrs*, 1968. Vol. 218. Pp. 113–119.
8. Makhdi Ya.Yu., Shmatov D.P., Drozdov I.G., Barakov A.V. Modelirovanie konvektivnogo teploobmena v krivolinyeynykh kanalakh s kol'tsevyimi turbulizatorami [Modeling of convective heat transfer in curvilinear channels with annular turbulators]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of Voronezh State Technical University]. 2012. T. 8, No. 5. Pp. 88–91. (in Russian)
9. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh [Intensification of heat transfer]. Moscow, Mashinostroenie, 1990. (in Russian)
10. Migay V.K. Modelirovanie teploobmennogo energeticheskogo oborudovaniya [Simulation of heat-exchange power equipment]. Leningrad, 1987. 264 p. (in Russian)
11. Antuf'ev V.I. Effektivnost' razlichnykh form konvektivnykh poverkhnostey nagreva [Efficiency of various forms of convective heating surfaces]. Moscow, Energy, 1966. 183 p. (in Russian)