

УДК 621.1.016.4.001.24:51

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

Голдаев Сергей Васильевич¹,
svgoldaev@tpu.ru

Радюк Карина Нуржановна¹,
radyuk@tpu.ru

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Актуальность работы обусловлена неточностью современных методов расчета теплообменников типа «труба в трубе», использующих различные упрощения. Теплообменники такого типа используются в различных отраслях промышленности: химической, пищевой, при эксплуатации геотермальных энергосистем, в системах горячего водоснабжения.

Цель работы: создание усовершенствованной методики расчета теплотехнических и геометрических характеристик теплообменных аппаратов типа «труба в трубе», в которой не используются упрощения, оценить их погрешность.

Методы. Методика основана на использовании критериального уравнения для течения в кольцевой трубе, среднелогарифмического температурного напора и коэффициента теплопередачи для цилиндрической стенки, итерационного метода определения поправки на неизотермичность.

Результаты. Проведен расчет теплообменного аппарата типа «труба в трубе» с заданными параметрами. Выполнен анализ результатов расчетов по сравнению с другими методиками, использующими различные упрощения, оценена их погрешность.

Выводы. Установлено, что замена цилиндрической стенки на плоскую, использование среднелогарифмического температурного напора вместо среднелогарифмического и вычисление коэффициента теплоотдачи от нагретой стенки к нагреваемой жидкости без поправки на толщину зазора приводит к заниженным значениям площади поверхности на 30..47 %. Расчет по предлагаемой методике позволяет точнее находить значения коэффициента теплообмена в кольцевом сечении, температурного напора между первичной и вторичной водой, учитывать кривизну стенок трубы и кожуха. Автоматизация методики путем реализации на Турбо Паскале облегчает проведение расчетов. Использование реализованной методики эксплуатации теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» на этапе проектирования позволит снизить материальные затраты.

Ключевые слова:

Теплообменный аппарат, тепловой расчет, критериальное уравнение, теплоотдача, тепловой поток, цилиндрическая стенка, плоская стенка, среднелогарифмический температурный напор.

Введение

Теплообменные аппараты (ТА) типа «труба в трубе» нашли широкое применение в различных отраслях промышленности (химической [1–4], пищевой [4–7]), при использовании геотермальной энергии [8–13], в системах горячего водоснабжения для подогрева воды на групповых и местных тепловых пунктах [14], в качестве секционных подогревателей мазута на маломощных энергоустановках с небольшими расходами топлива и др.

Они отличаются простотой и надежностью в эксплуатации. Путем комбинации необходимого числа параллельно соединенных секций можно компоновать подогреватели топлива в нужной последовательности для разных давлений греющего пара и допустимых потерь давления по топливу [15]. Способствует популярности таких ТА и возможность реализации противотока, а также эксплуатация при высоких давлениях.

Известно несколько методик расчета характеристик таких ТА, в которых применены различные упрощения задачи, предложенные давно, в отсутствие вычислительной техники. Однако по-прежнему в ряде публикаций сохраняются эти приемы. Ниже будут приведены примеры использования таких подходов.

Цель настоящей работы – создать усовершенствованную методику расчета теплотехнических и геометрических характеристик ТА типа «труба в

трубе», в которой не используются упрощения, оценить их погрешность.

Методика расчета

Принимается для определенности, что в ТА типа «труба в трубе» греющая (первичная) вода движется по внутренней трубе. Нагреваемая (вторичная) вода движется противотоком по кольцевому каналу между трубами.

Задача: определить площадь поверхности нагрева (F) и число секций (n) водо-водяного ТА типа «труба в трубе».

Как известно [16–22], для расчета плотности теплового потока через стенку трубы используется линейный коэффициент теплопередачи, который определяется по формулам для цилиндрической стенки:

$$k_l = \left[\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{ek}} \right]^{-1}; \quad (1)$$

$$q_l = \pi k_l (t_{c1} - t_{c2}). \quad (2)$$

Здесь α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы и от нее к нагреваемой воде; t_{c1} , t_{c2} – средние значения температур воды, движущейся по внутренней трубе и в кольцевом канале с эквивалентным диаметром d_{ek} , вычисляемым по формуле:

$$d_{ek} = D_1 - d_2, \quad (3)$$

где D_1 – внутренний диаметр внешней трубы.

С целью упрощения анализа теплопередачи через цилиндрическую стенку она заменяется плоской. Примеры такого подхода имеются в учебной литературе [17–25] и в специальной. Как отмечено в [14], для расчета подогревателей мазута из гладких труб (типа ПМ) на ТЭС рекомендуются упрощенные формулы для коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока, проходящего через плоскую стенку толщиной $\delta_s = 0,5(d_2 - d_1)$, имеющие следующий вид [17–22]:

$$k_T = (1/\alpha_1 + \delta_s/\lambda_s + 1/\alpha_2)^{-1}; \quad (4)$$

$$q_T = k_T(t_{c1} - t_{c2}). \quad (5)$$

В недавно изданном учебнике [22] утверждается, что при расчете поверхностей нагрева теплообменников и нагревателей, применяющихся на ТЭЦ и в системах теплоснабжения, коэффициент теплопередачи с достаточной точностью можно определить по формуле для плоской стенки.

Однако известны методики расчета подогревателей мазута с оребренными трубками марок ПМР, коэффициент теплопередачи которых определяется по формуле для цилиндрической стенки [14].

Несколько задач на влияние кривизны поверхности теплообмена сформулированы в известном пособии [24], к ним приведены ответы.

Например, в одной из задач рассматривался пароперегреватель, в котором использовались стальные трубки диаметром $d_1 = 32$ мм, $d_2 = 40$ мм, $d_2/d_1 = 1,25$. Остальные характеристики не приводятся здесь для экономии места. В ходе расчета по d_2 площади поверхности нагрева ТА получено $F_c = 1090$ м². При решении этой же задачи не учитывалась кривизна стенок трубок, получено $F_p = 1055$ м². Как видно, учет кривизны стенки труб пароперегревателя привел к увеличению на 3,2 % площади поверхности нагрева, а соответственно и металлоемкость такого ТА будет больше.

В другой задаче рассматривался воздухоподогреватель, представляющий пучок труб диаметром $d_1 = 43$ мм, $d_2 = 49$ мм, $d_2/d_1 = 1,14$. Остальные исходные данные не приводятся. Требовалось определить площади теплообмена в рамках цилиндрического F_c и плоского F_p приближений. Расчет дал такие значения: $F_c = 412$ м², $F_p = 418$ м². На основе этих данных можно сделать противоположный вывод: учет цилиндрической формы нагревателя привел к снижению на 1,5 % площади поверхности теплообмена.

Для обоснования перехода от модели теплопередачи через цилиндрическую стенку к плоской модели в учебнике [19] логарифмическая функция была заменена линейной

$$\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \approx \frac{d_2}{d_1} - 1. \quad (6)$$

Отмечено, что при выполнении неравенства $d_2/d_1 < 2$ погрешность замены не превышает 4 %, а в инженерных расчетах рекомендовано использовать такое неравенство: $d_2/d_1 \leq 1,8$.

Для уточнения границ применимости формулы (6) был выполнен расчет, результаты которого показали следующее: только при выполнении неравенства $d_2/d_1 \leq 1,1$ погрешность такой замены не превышает 4 %. Подобное обоснование является некорректным. Однако в некоторых учебниках [21, 22] и пособиях [20, 24] оно используется.

В задачнике [23] рассмотрен пример, в котором определены условия выполнения расчета теплопередачи через стенку трубы по формулам плоской стенки (квазицилиндр). Предполагалось, что выполняются неравенства $\delta_s/r_1 < 0,1$ и $\alpha_2\delta_s/\lambda_s < < 1$. В ходе решения определялся радиус r_0 , который следует использовать при таком приближении.

Использовались два варианта подсчета теплоты, передаваемой через стенку трубы и эквивалентную плоскую стенку:

$$Q = \frac{2\pi l \Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_s} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} = \frac{2\pi l r_0 \Delta t}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Из решения этого уравнения для r_0 найдено

$$r_0 = \frac{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2}\right)}{\left[\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_s} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 r_2}\right]}. \quad (7)$$

Отношение радиусов равно:

$$r_2/r_1 = 1 + \delta_s/r_1.$$

При выполнении неравенства $\delta_s/r_1 < 0,1$ логарифмическая функция с точностью до 5 % может быть заменена линейной

$$\ln\left(1 + \frac{\delta_s}{r_1}\right) \approx \frac{\delta_s}{r_1}.$$

После подстановки этого разложения в (7) и выполнения необходимых преобразований получена формула

$$r_0 = r_1 + \frac{\left(\frac{r_1}{r_2} \delta_s\right)}{\left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1} + \frac{r_1}{r_2} + \frac{\alpha_2 \delta_s}{\lambda_s}\right)}, \quad (8)$$

которая справедлива для любых соотношений между коэффициентами теплоотдачи, радиусами и произвольных значений чисел Био: $Bi_2 = \alpha_2 \delta_s / \lambda_s$.

Поскольку $r_2/r_1 \approx 1$ и $\alpha_2 \delta_s / \lambda_s < < 1$, то последнее выражение принимает вид

$$r_0 \approx r_1 + \frac{\delta_s}{\alpha_2/\alpha_1 + 1}. \quad (9)$$

Могут реализоваться частные случаи, следующие из (9), которым соответствуют линейные плотности тепловых потоков:

1) если $\alpha_2 \approx \alpha_1$, тогда $r_0 \approx r_1 + 0,5\delta_s = r_1 + r_2$;

$$q_l = \pi \frac{(r_1 + r_2)}{\delta_s} \lambda (T_{s1} - T_{s2});$$

2) если $\alpha_1 \ll \alpha_2$, тогда $r_0 \approx r_1$;

$$q_l = 4\pi \frac{r_1}{\delta_s} \lambda (T_{s1} - T_{s2});$$

3) если $\alpha_1 \gg \alpha_2$, тогда $r_0 \approx r_2$;

$$q_l = 4\pi \frac{r_2}{\delta_s} \lambda (T_{s1} - T_{s2}).$$

Оценки погрешности таких приближений находятся по формулам [17]:

$$\delta q_{12} = 1 - 0,5 \frac{(r_2 / r_1 + 1)}{(r_2 / r_1 - 1)} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right);$$

$$\delta q_1 = 1 - 0,5 \frac{\delta_s}{r_1} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right);$$

$$\delta q_2 = 1 - 0,5 \frac{\delta_s}{r_2} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right).$$

Второе упрощение применяется при вычислении коэффициента теплоотдачи на внутренней стенке α_2 при турбулентном течении газов и капельных жидкостей в каналах кольцевого поперечного сечения. В пособии [20] величина α_2 находилась с помощью критериального уравнения для теплообмена при вынужденной конвекции в гладкой трубе, предложенного М.А. Михеевым [15]

$$Nu_{w1} = 0,021 \cdot Re_{w1}^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} (Pr_w / Pr_c)^{0,25}. \quad (10)$$

При вычислении критериев Рейнольдса и Нуссельта в качестве характерного размера использовался d_{eh} . Аналогичный подход реализован в пособиях [26, 27].

Другой вариант учета особенностей теплообмена в кольцевых каналах заключается в использовании поправки-множителя, имеющего такой вид [19]:

$$\varepsilon_{D1} = (D_1 / d_2)^{0,18}. \quad (11)$$

Эта зависимость справедлива при $D_1/d_2 = 1,2 \dots 1,4$; $l_w/d_{eh} = 50 \dots 460$; $Pr_w = 0,7 \dots 100$.

Для расчета средних значений α_2 в [19] предложено критериальное уравнение

$$Nu_w = 0,017 \cdot Re_{w2}^{0,8} \cdot Pr_w^{0,4} (Pr_w / Pr_c)^{0,25} \cdot (D_1 / d_2)^{0,18}. \quad (12)$$

В пособии по процессам тепломассообмена [21] оно названо эмпирической формулой В.П. Исаченко–Н.М. Галина.

Несколько примеров по расчету α_2 , поверхности ТА типа «труба в трубе», в которых привлекалось уравнение (12), приведены в [24, 26].

В пособии [25] использована поправка ε_{D2} , предполагающая более существенное влияние этого фактора

$$\dot{\alpha}_{D2} = (D_1 / d_2)^{0,45}. \quad (13)$$

На этот коэффициент умножается число Нуссельта, найденное с помощью критериального уравнения

$$Nu_w = 0,023 \cdot Re_{w2}^{0,8} \cdot Pr_w^{0,4} (Pr_w / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_{D2}. \quad (14)$$

При вычислении чисел Рейнольдса и Нуссельта в качестве определяющего размера использовался d_{eh} . Коэффициент теплопередачи вычислялся по формуле (4).

Однако каких-либо пояснений о том, кто предложил такую поправку в виде (13), при каких значениях параметров она применима, в пособии [25] не говорится.

В работе [26] выполнен сравнительный анализ параметров противоточного ТА, полученных по методике компьютерной гидро-газодинамики и практической методике проектирования ТА. Для расчета α_2 привлекалось уравнение вида (14).

Еще одно распространенное упрощение используется при вычислении температурного напора. Известна формула среднелогарифмического напора, которая применима как для прямотока, так и для противотока [18, 19, 24]

$$\Delta t_{\text{л}} = (\Delta t_{\text{mx}} - \Delta t_{\text{mn}}) / \ln(\Delta t_{\text{mx}} / \Delta t_{\text{mn}}), \quad (15)$$

где Δt_{mx} и Δt_{mn} – наибольшая и наименьшая разности температур.

В тех случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно, для вычисления температурного напора применяется формула среднearифметического из крайних напоров [19]:

$$\Delta t_{ca} = 0,5(\Delta t_{\text{mx}} + \Delta t_{\text{mn}}) = 0,5\Delta t_{\text{mx}} (1 + \Delta t_{\text{mn}} / \Delta t_{\text{mx}}).$$

Вследствие недостатка исходной информации по температуре стенок ТА, используются итерационные алгоритмы, что делает их трудоемкими. Уточнение температур влечет за собой использование других значений теплофизических свойств теплоносителей (кинематической вязкости, теплопроводности, чисел Прандтля), коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Поэтому без автоматизации методики расчета выполнение многочисленных расчетов затруднительно.

Когда подобные упрощения применяются в одной задаче, например, при расчете характеристик ТА типа «труба в трубе», суммарная погрешность может оказаться большой, выходящей за рамки требований прикладных расчетов.

Наиболее полно методика расчета теплотехнических и геометрических характеристик ТА типа «труба в трубе» описана в [24] при решении следующей задачи. Греющая (первичная) вода движется по внутренней стальной трубе с внутренним диаметром d_1 и внешним d_2 и имеет температуру на входе t_{w11} . Массовый расход первичной воды G_1 .

Нагреваемая (вторичная) вода с массовым расходом G_2 движется противотоком по кольцевому каналу между трубами и нагревается от t_{w21} до t_{w22} . Внутренний диаметр внешней трубы D_1 . Длина одной секции ТА l_{11} . Потерями теплоты через внешнюю поверхность ТА пренебрегаем вследствие того, что на этом участке трубы имеется тепловая изоляция.

Задача: определить площадь поверхности нагрева и число секций водо-водяного ТА типа «труба в трубе».

Количество полученной теплоты

$$Q = c_{w2} G_2 (t_{w22} - t_{w21}),$$

где c_{w2} – удельная массовая теплоемкость воды.

Температура греющей воды на выходе:

$$t_{w12} = t_{w11} - Q / c_w G_1.$$

Вычисляются среднеарифметические температуры теплоносителей:

$$t_{w1} = 0,5(t_{w11} + t_{w12}); \quad t_{w2} = 0,5(t_{w21} + t_{w22}).$$

Определяются значения физических свойств воды при этих температурах: ρ_{w1} , ρ_{w2} , λ_{w1} , ν_{w1} , Pr_{w1} – плотности, теплопроводности, кинематической вязкости и числа Прандтля.

Рассчитываются скорости движения теплоносителей:

$$w_1 = 4G_1 / (\rho_{w1} \pi d_1^2);$$

$$w_2 = 4G_2 / [\rho_{w2} \pi (d_2^2 - d_1^2)].$$

Находятся числа Рейнольдса для потоков греющей и нагреваемой воды.

Если $\text{Re}_{w1} = w_1 d_1 / \nu_1 > 10^4$, то режим течения турбулентный и применимо критериальное уравнение (1).

Температура стенки неизвестна, решение задачи выполняется итерационным методом. В первом приближении принимается:

$$t_{c1} = 0,5(t_{w1} + t_{w2}).$$

Для этой температуры находится Pr_{c1} . Тогда число Нуссельта для потока греющей воды Nu_{w1} определяется по формуле (10), а коэффициент теплоотдачи к стенке трубы:

$$\alpha_{w1} = \lambda_{w2} \text{Nu}_{w1} / d_1.$$

Характерным размером для потока нагреваемой воды является эквивалентный диаметр, определенный в виде (3). Подсчитывается число Рейнольдса. Если окажется, что $\text{Re}_{w2} = w_2 d_{ek} / \nu_2 > 10^4$, то режим течения нагреваемой воды турбулентный и применимо критериальное уравнение (12).

В первом приближении считались температуры внутренней и наружной частей стенки трубы одинаковыми $t_{s2} \approx t_{s1}$, поэтому числа Прандтля равны между собой.

Тогда число Нуссельта для потока нагреваемой воды по уравнению (12) равно Nu_{w2} , а коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде:

$$\alpha_{w2} = \lambda_{w2} \text{Nu}_{w2} / d_{ek}.$$

Коэффициент теплопередачи и плотность теплового потока вычислялись по формулам для плоской стенки (4) и (5).

Если в рассматриваемом примере

$$(t_{w11} - t_{w22}) / (t_{w12} - t_{w21}) < 1,5,$$

то с достаточной точностью можно вести расчет по среднеарифметической разности температур [19]:

$$\Delta t_a = t_{c1} - t_{c2}. \quad (16)$$

Площадь поверхности нагрева и число секций

$$F = Q / q;$$

$$n = F / (\pi d_1 l_{c1}).$$

Температуры поверхностей стенок трубы находятся из решения системы нелинейных уравнений:

$$q_1 = \alpha_1 (t_{c1} - t_{s1});$$

$$q_{12} = (\lambda_s / \delta_s) (t_{s1} - t_{s2});$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{s2} - t_{c2}).$$

В пособии [24] значения температур удалось определить за одну итерацию:

$$t_{s1} = t_{c1} - q / \alpha_1,$$

$$t_{s2} = t_{c2} + q / \alpha_2.$$

При этих температурах найдены значения чисел Прандтля $\text{Pr}_{c1} = 3,47$ и $\text{Pr}_{c2} = 3,65$, поэтому поправки на изменение физических свойств жидкости по сечению потока имели следующие значения:

$$(\text{Pr}_{w1} / \text{Pr}_{c1})^{0,25} = 0,915;$$

$$(\text{Pr}_{w2} / \text{Pr}_{c2})^{0,25} = 1,10.$$

Сравнение со значениями этого параметра в первом приближении осуществлялось с помощью нахождения относительной погрешности. Если она превышает 5 %, то итерации продолжаются.

В случае достаточного совпадения найденные значения F и n принимаются окончательными.

Для проверки полученных значений F определялись плотности тепловых потоков:

$$q_1 = \alpha_1 (t_{c1} - t_{c2});$$

$$q_{12} = (\lambda_s / \delta_s) (t_{s1} - t_{s2});$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{s2} - t_{c2}).$$

Дополним эту методику вариантом расчета, когда линейные коэффициент теплопередачи и плотность теплового потока вычисляются по формулам для цилиндрической стенки (1), (2).

Внутренняя и наружная температуры стенок трубы уточняются так:

$$t_{s1} = t_{w1} - \frac{q_l}{\pi \alpha_1 d_1};$$

$$t_{s2} = t_{w2} - \frac{q_l}{\pi \alpha_2 d_{ek}}.$$

Общая длина трубок и их количество находились по формулам:

$$L_t = Q / q_l;$$

$$n_c = L_t / L_{tc}.$$

Зависимость теплофизических свойств воды от температуры была учтена с помощью аппроксимационных выражений, имеющих в справочнике [27]. Численное решение системы нелинейных уравнений осуществлено по методу простой итерации [28].

Исходные данные

Описанный алгоритм был реализован на Турбо Паскале, тестирование программы осуществлялось сравнением промежуточных и окончательных результатов с решением примера из пособия [24].

Исходные данные: первичная вода с массовым расходом $G_1=0,592$ кг/с и температурой на входе $t_{w11}=95$ °С движется по стальной трубе ($\lambda_s=45$ Вт/(м·К)) с внутренним диаметром $d_1=32$ мм, внешним $d_2=35$ мм. Отношение диаметров $d_2/d_1=1,09$. Температура вторичной воды при движении противотоком по кольцевому каналу с массовым расходом $G_2=0,888$ кг/с повышается от $t_{w21}=15$ °С до $t_{w22}=45$ °С. Внутренний диаметр внешней трубы $D=48$ мм. Длина одной секции $l_{11}=1,9$ м. Отношение диаметров $D_1/d_2=1,31$. Потерями теплоты через внешнюю поверхность ТА пренебречь. Определить площадь поверхности нагрева и число секций водо-водяного ТА типа «труба в трубе».

Результаты и их обсуждение

Результаты расчета представлены в верхней части таблицы.

Таблица. Результаты расчета

Table. Calculation results

Параметр Parameter	Плоская стенка Flat wall			Цилиндрическая стенка Cylindrical wall	
	(4), (5), (12), (16)	(4), (5), (10), (16)	(4), (5), (14), (16)	(4), (7), (8), (12)	(1), (2), (12), (15)
Q , кВт	111	115,1	115,1	115,1	115,1
Δt_c , °С	42,5				
α_1 , Вт/(м ² К)	3940	3944	3944	3944	4060
α_2 , Вт/(м ² К)	4515	5771	6653	4416	4309
F , м ²	1,337	1,245	1,15	1,345	1,33
Δt_c , °С	37				
α_2 , Вт/(м ² К)	4515	4418	5463	3474	3754
F , м ²	1,537	1,771	1,64	1,905	1,609

С первого по третий столбик – методики для плоской стенки, в которой коэффициент теплоотдачи α_2 находился из критериальных уравнений (10), (12), (14); четвертый столбик – эквивалентная плоская стенка – формула (8); последний столбик – цилиндрическая стенка – формулы (1), (2); средний температурный напор – формулы (15), (16).

Как видно, значения площадей теплообмена для четырех вариантов методик близки между собой, за исключением пособия [25], в котором использовалась поправка (13), равная 1,153, и критериальное уравнение (14). Вследствие более высоко-

го значения коэффициента теплоотдачи в кольцевом зазоре α_2 получена на 10,5 % меньшая площадь поверхности ТА из 6 трубок. Поскольку отношение $d_2/d_1=1,094$, кривизна трубки, по которой течет первичная вода, практически не сказывается.

В следующем варианте были заданы диаметры трубок $d_2=0,042$ м, отношение $d_2/d_1=1,312$, $D_1=0,055$ м, а d_{ek} остался прежним. Термическое сопротивление стенки возросло, значение поправки по формуле (13) уменьшилось до 1,13, интенсивность теплообмена несколько снизилась.

Результаты расчета оказались такими: для модели с плоской стенкой по усовершенствованной методике – по уравнению из [15] $\alpha_2=3754$ Вт/(м²К), $F=1,646$ м²; с использованием формулы (10) $\alpha_2=4839$ Вт/(м²К), $F=1,490$ м²; по уравнению (14) $\alpha_2=5463$ Вт/(м²К), $F=1,428$ м²; для цилиндрической стенки – $\alpha_2=3444$ Вт/(м²К), $F=1,638$ м². Как видно, площадь теплообмена, согласно модели с цилиндрической стенкой, примерно на 11 % превышает площадь поверхности теплообмена по предлагаемой методике. Отношение диаметров $D_1/d_2=1,31$. Следует заметить, что значения площадей поверхностей с использованием уравнения (10) и для цилиндрической стенки оказались близки между собой, что объясняется меньшим значением поправки в (10).

Анализ влияния Δt_c проведен путем расчета характеристик ТА с использованием формулы (11). Результаты представлены в нижней части таблицы.

Уменьшение среднегарифмического температурного напора на 15 % привело к снижению интенсивности теплообмена от 15 % – в случае расчета по модели цилиндрической стенки, до 31 % – в случае модели плоской стенки и использования критериального уравнения М.А. Михеева. Непосредственное влияние Δt_c на тепловой поток привело к снижению его на 15 %. В целом это привело к повышению площади теплообмена от 14,6 до 42,6 % – при использовании уравнения (10).

Заключение

Таким образом, расчет по предлагаемой методике позволяет точнее находить значения коэффициента теплообмена в кольцевом сечении, вычислять температурный напор между первичной и вторичной водой, а также учитывать кривизну стенок трубы и кожуха. Автоматизация ее путем реализации на Турбо Паскале облегчает проведение многовариантных расчетов на стадии проектирования. Использование реализованной методики эксплуатации ТА «труба в трубе» позволит снизить материальные затраты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов Г.С., Брыков В.П., Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: ИД «Альяс», 2010. – 496 с.
2. Smith J.M., Van Ness H.C., Abbott M.M. Introduction to chemical engineering thermodynamics. – New York: McGraw-Hill, 2005. – 817 p.
3. Chemical process equipment. Third edition / J.R. Couper, W.R. Penney, J.R. Fair, S.M. Walas. – New York: Elsevier, 2012. – 864 p.
4. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art / H. Shabgard, M.J. Allen, N. Sharifi, S.P. Benn, A. Faghri, T.L. Bergman // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2015. – V. 89. – P. 138–158.
5. Conti P., Testi D., Grassi W. Revised heat transfer modeling of double-U vertical ground-coupled heat exchangers // Applied Thermal Engineering. – 2016. – V. 106. – P. 1257–1267.
6. Omid M., Farhadi M., Jafari M. A comprehensive review on double pipe heat exchangers // Applied Thermal Engineering. – 2017. – V. 110. – P. 1075–1090.
7. Остриков А.Н. Процессы и аппараты пищевых производств. Кн. 1. – СПб.: ГИОРД, 2007. – 704 с.
8. Освоение низкопотенциального геотермального тепла / А.Б. Алхасов, М.Г. Алишаев, Д.А. Алхасова, А.Г. Каймарзов, М.М. Рамазанов. – М.: Физматлит, 2012. – 280 с.
9. Short-term fluid temperature variations in either a coaxial or U-tube borehole heat exchanger / D. Gordon, T. Bolisetti, D.S.-K. Ting, S. Reitsma // Geothermics. – 2017. – V. 67. – P. 29–39.
10. Evaluation of stainless steel pipe performance as a ground heat exchanger in ground-source heat-pump system / S. Yoon, S.-R. Lee, M.-J. Kim, W.-J. Kim, G. Y. Kim, K. Kim // Energy. – 2016. – V. 113. – P. 328–337.
11. Liu Z., Li Y., Zhou K. Thermal analysis of double-pipe heat exchanger in thermodynamic vent system // Energy Conversion and Management. – 2016. – V. 126. – P. 837–849.
12. Numerical investigation of heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with nanofluid: a sensitivity analysis by response surface methodology / K. Milani Shirvan, M. Mamourian, S. Mirzakhani, R. Ellahi // Powder Technology. – 2017. – V. 313. – P. 99–111.
13. Active pipe embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: a review / X. Xu, S. Wang, J. Wang, F. Xiao // Energy and buildings. – 2010. – V. 42. – P. 1567–1581.
14. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.
15. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 260 с.
16. Russel T.W.F., Robinson A.S., Wagner N.J. Mass and heat transfer: analysis of mass contactors and heat exchangers. – New York: Cambridge University Press, 2008. – 404 p.
17. Шорин С.Н. Теплопередача. – М.: Высш. шк., 1964. – 490 с.
18. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
19. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
20. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: Высш. шк., 1988. – 479 с.
21. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Теплообмен. – М.: ИД МЭИ, 2006. – 550 с.
22. Кудинов А.А. Строительная теплофизика. – М.: ИНФРА-М, 2013. – 262 с.
23. Воскресенский К.Д. Сборник расчетов и задач по теплопередаче. – М.; Л.: Гос. энерг. изд-во, 1959. – 335 с.
24. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – Е.: Изд-во АТП, 2015. – 288 с.
25. Поникаров И.И., Поникаров С.И., Рачковский С.В. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи). – М.: Альфа-М, 2008. – 720 с.
26. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова, М.В. Прокурова. – Иваново: Изд-во ИГЭУ, 2013. – 124 с.
27. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
28. Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копченкова Н.В. Вычислительные методы для инженеров. – М.: Высш. шк., 1994. – 544 с.

Поступила 16.06.2017 г.

Информация об авторах

Голдаев С.В., доктор физико-математических наук, профессор кафедры теоретической и промышленной теплотехники Энергетического института Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Радюк К.Н., аспирант кафедры теоретической и промышленной теплотехники Энергетического института, ассистент кафедры транспорта и хранения нефти и газа Института природных ресурсов Томского политехнического университета.

UDC 621.1.016.4.001.24:51

METHODOLOGY FOR CALCULATING THE PIPE-IN-PIPE HEAT EXCHANGER CHARACTERISTICS

Sergey V. Goldaev¹,
svgoldaev@tpu.ru

Karina N. Radyuk¹,
radyuk@tpu.ru

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

Relevance of the discussed issue is caused by inaccuracy of calculation methods for pipe-in-pipe heat exchangers using various simplifications. The heat exchangers are used in various industries: chemical, food, geothermal power systems, hot water supply systems.

The main aim of the study is to develop the improved methodology for calculating thermal and geometric characteristics of pipe-in-pipe heat exchangers without using simplifications and to estimate errors.

The methods used in the study: the calculation using the criterion equation for the flow in circular pipe, logarithmic mean temperature difference, the heat transfer coefficient for cylindrical wall, an iterative method for determining correction for nonisothermicity.

The results. The authors have calculated the pipe-in-pipe heat exchanger with specified parameters and analyzed the calculation results is comparison with other methods using various simplifications, their errors were estimated.

Conclusions. It was found, the replacement of the cylindrical wall by a flat one, the use of the arithmetic mean temperature difference instead of the logarithmic one and calculating the heat transfer coefficient from the heated wall to the heating liquid without gap thickness correction result in underestimated values of the surface area by 30–47 %. The proposed method allows calculating the heat transfer coefficient more accurately in the cylindrical section, the temperature difference between primary and secondary water, taking into account the curvature of the pipe walls and the casing. The automation of the methodology by implementing on Turbo Pascal facilitates the calculation. The use of the implemented methodology for operation of the pipe-in-pipe heat exchangers at the design stage will reduce material costs.

Key words:

Heat exchanger, heat calculation, criterial equation, heat transfer, heat flow, cylindrical wall, flat wall, logarithmic mean temperature difference.

REFERENCES

- Borisov G.S., Brykov V.P., Dytnerkiy Yu.I. *Osnovnye protsessy i apparaty khimicheskoy tekhnologii* [Basic processes and apparatuses of chemical technology]. Moscow, Allians Publ. house, 2010. 496 p.
- Smith J.M., Van Ness H.C., Abbott M.M. *Introduction to chemical engineering thermodynamics*. New York, McGraw-Hill, 2005. 817 p.
- Couper J.R., Penney W.R., Fair J.R., Walas S.M. *Chemical process equipment*. Third edition. New York, Elsevier, 2012. 864 p.
- Shabgard H., Allen M.J., Sharifi N., Benn S.P., Faghri A., Bergman T.L. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 89, pp. 138–158.
- Conti P., Testi D., Grassi W. Revised heat transfer modeling of double-U vertical ground-coupled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 106, pp. 1257–1267.
- Omidi M., Farhadi M., Jafari M. A comprehensive review on double pipe heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 110, pp. 1075–1090.
- Ostrikov A.N. *Protsessy i apparaty pishchevykh proizvodstv* [Processes and devices of food manufactures]. St. Petersburg, GIORD Publ., 2007. B. 1, 704 p.
- Alkhasov A.B., Alishaev M.G., Alkhasova D.A., Kaymarazov A.G., Ramazanov M.M. *Osvoenie nizkopotentsialnogo geotermalnogo tepla* [The development of low-potential geothermal heat]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2012. 280 p.
- Gordon D., Boliseti T., Ting D.S.-K., Reitsma S. Short-term fluid temperature variations in either a coaxial or U-tube borehole heat exchanger. *Geothermics*, 2017, vol. 67, pp. 29–39.
- Yoon S., Lee S.-R., Kim M.-J., Kim W.-J., Kim G.-Y., Kim K. Evaluation of stainless steel pipe performance as a ground heat exchanger in ground-source heat-pump system. *Energy*, 2016, vol. 113, pp. 328–337.
- Liu Z., Li Y., Zhou K. Thermal analysis of double-pipe heat exchanger in thermodynamic vent system. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 126, pp. 837–849.
- Milani Shirvan K., Mamourian M., Mirzakhani S., Ellahi R. Numerical investigation of heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with nanofluid: a sensitivity analysis by response surface methodology. *Powder Technology*, 2017, vol. 313, pp. 99–111.
- Xu X., Wang S., Wang J., Xiao F. Active pipe embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: A review. *Energy and buildings*, 2010, vol. 42, pp. 1567–1581.
- Sokolov E.Ya. *Teplofikatsiya i teplovye seti* [Heating and heating networks]. Moscow, MPEI Publ., 2001. 472 p.
- Nazmeev Yu.G., Lavygin V.M. *Teploobmennye apparaty TES* [Heat exchangers of TPPs]. Moscow, MPEI Publ., 2002. 260 p.
- Russel T.W.F., Robinson A.S., Wagner N.J. *Mass and heat transfer: analysis of mass contactors and heat exchangers*. New York, Cambridge University Press, 2008. 404 p.
- Shorin S.N. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1964. 490 p.
- Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1973. 320 p.
- Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 416 p.
- Yudaev B.N. *Tekhnicheskaya termodinamika. Teploperedacha* [Technical thermodynamics. Heat transfer]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1988. 479 p.
- Tsvetkov F.F., Grigorev B.A. *Teplomassoobmen* [Heat and mass transfer]. Moscow, MPEI Publ., 2006. 550 p.
- Kudinov A.A. *Stroitel'naya teplofizika* [Construction Thermal Physics]. Moscow, INFRA-M Publ., 2013. 262 p.

23. Voskresenskiy K.D. *Sbornik raschetov i zadach po teploperedache* [Collection of calculations and tasks for heat transfer]. Moscow-Leningrad, State Energy Publ., 1959. 335 p.
24. Krasnoshchekov E.A., Sukomel A.S. *Zadachnik po teploperedache* [Collection of tasks for heat transfer]. Ekaterinburg, ATP Publ., 2015. 288 p.
25. Ponikarov I.I., Ponikarov S.I., Rachkovskiy S.V. *Raschety mashin i apparatov khimicheskikh proizvodstv i neftegazoperatobki (primery i zadachi)* [Calculations of machines and devices of chemical industries and oil and gas processing (examples and tasks)]. Moscow, Alpha-M Publ., 2008. 720 p.
26. Bukhmirov V.V., Rakutina D.V., Solnyshkova Yu.S., Prorokova M.V. *Teplovoy raschet rekuperativnogo teploobmennogo apparata* [Thermal calculation of recuperative heat exchanger]. Ivanovo, ISEU Publ., 2013. 124 p.
27. Bazhan P.I., Kanevets G.E., Seliverstov V.M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Handbook of heat exchangers]. Moscow, Mashinostorenie Publ., 1989. 366 p.
28. Amosov A.A., Dubinskiy Yu.A., Kopchenova N.V. *Vychislitelnye metody dlya inzhenerov* [Computational methods for engineers]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1994. 544 p.

Received: 16 June 2017.

Information about the authors

Sergey V. Goldaev, Dr. Sc., professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Karina N. Radyuk, postgraduate, assistant, National Research Tomsk Polytechnic University.