

Методика расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками на основе полученного критериального уравнения

Наталья Владимировна Рыдалина¹✉, Олег Андреевич Степанов¹,
Александр Борисович Шабаров², Михаил Алексеевич Александров¹

¹ Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

² Тюменский государственный университет, Тюмень, Россия
Контакт для переписки: rydalinanv@tyuiu.ru✉

Аннотация. Теплообменное оборудование применяется в различных отраслях промышленности, вопросы повышения эффективности его работы являются актуальными. Пористые металлы хорошо зарекомендовали себя при использовании в теплообменных системах газотурбинных и ракетных двигателей, системах лазерных зеркал, ядерных реакторах и других подобных системах для повышения эффективности теплообмена. Использование пористых структур эффективно благодаря значительному увеличению площади теплообмена. В представленной работе приводятся результаты экспериментально-теоретических исследований эффективности использования пористых вставок из алюминия в конструкции кожухотрубного теплообменного аппарата.

Экспериментально показана эффективность использования в конструкции кожухотрубного теплообменного аппарата пористых вставок из алюминия. Получено уравнение подобия для расчета критерия Нуссельта, позволяющего найти коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, протекающего по пористым вставкам в межтрубном пространстве теплообменного аппарата. Для вычисления площади теплообмена со стороны теплоносителя, протекающего по порам, использована кластерная модель. Показано соответствие полученной расчетной формулы критерия Нуссельта с результатами проведенной экспериментальной работы. Предложена методика проведения теплового расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия с использованием кластерной модели и полученного критериального уравнения для вычисления коэффициента теплоотдачи. Сделан вывод о целесообразности использования пористых металлов в теплообменных конструкциях.

Ключевые слова: теплообмен, пористые вставки, пористые структуры, кластерная модель, критериальное уравнение, результаты расчетов, уравнение подобия

Цитирование: Рыдалина Н. В., Степанов О. А., Шабаров А. Б., Александров М. А. 2023. Методика расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками на основе полученного критериального уравнения // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 9. № 3 (35). С. 28–45. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2023-9-3-28-45>

Поступила 08.08.2023; одобрена 04.09.2023; принята 06.10.2023

The method of calculating the parameters of a heat exchanger with porous inserts based on the obtained criterion equation

Natalia V. Rydalina¹✉, Oleg A. Stepanov¹, Alexandr B. Shabarov², Mikhail A. Aleksandrov¹

¹ Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

² University of Tyumen, Tyumen, Russia

Corresponding author: rydalinanv@tyuiu.ru✉

Abstract. The issues of improving the efficiency of heat exchange equipment are relevant. Heat exchange equipment is used in various industries. Porous metals have proven themselves well when used in heat exchange systems of gas turbine and rocket engines, laser mirror systems, nuclear reactors and other similar systems to increase the efficiency of heat exchange. The use of porous structures is effective due to a significant increase in the heat exchange area. The paper presents the results of experimental and theoretical studies of the efficiency of using porous aluminum inserts in the construction of a shell-and-tube heat exchanger.

The efficiency of using porous aluminum inserts in the construction of a shell-and-tube heat exchanger has been experimentally shown. A similarity equation is obtained for calculating the Nusselt criterion, which makes it possible to find the heat transfer coefficient, and as a consequence, heat transfer for the coolant flowing through porous inserts in the inter-tube space of the heat exchanger. A cluster model was used to calculate the heat exchange area from the side of the coolant flowing through the pairs. The correspondence of the obtained calculation formula with the results of the experimental work is shown. A method of thermal calculation of a heat exchanger with porous aluminum inserts using a cluster model and the obtained criterion equation

for calculating the heat transfer coefficient is proposed. The conclusion is made about the expediency of using porous metals in heat exchange structures.

Keywords: heat transfer, porous inserts, porous structures, cluster model, criterion equation, calculation results, similarity equation

Citation: Rydalina, N. V., Stepanov, O. A., Shabarov, A. B., & Aleksandrov, M. A. (2023). The method of calculating the parameters of a heat exchanger with porous inserts based on the obtained criterion equation. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 9(3), 28–45. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2023-9-3-28-45>

Received August 8, 2023; Reviewed September 4, 2023; Accepted October 6, 2023

Введение

В конструкциях теплообменных аппаратов для повышения эффективности теплообмена используют различные способы турбулизации потоков теплоносителей. Турбулизаторы имеют различную конструкцию: ленточные, петельно-проволочные и т. д. Использование того или иного способа турбулизации обусловлено назначением теплообменного аппарата и видом теплоносителя (пар, газ, жидкость) [Лаптев и др., 2011, 2015; Лобанов, Низовитин, 2013].

Пористые металлы применяются в теплообменных аппаратах различных конструкций для интенсификации теплообмена несколькими способами. Из пористых металлов изготавливают пористые охлаждающие покрытия для движения теплоносителя. Кроме того, пористые металлы используют в пластинчатых теплообменниках для заполнения пространства между пластинами, производят пористые ребра, применяют пористые засыпки, а также используют пористые секционные кольцевые каналы для потока теплоносителей [Дементьев и др., 2017; Ильющенко и др., 2018; Генбач, Бондарцев, 2019; Rashidi и др., 2019]. Тип теплообменника, в котором используется пористый металл, обуславливается его назначением и гидродинамическими свойствами теплоносителей.

Теплогидравлические характеристики пористых материалов исследуют многие авторы, интересующиеся вопросами интенсификации процесса теплообмена. Так, вопросами теплообмена в пористых структурах занимался В. П. Исаченко [Исаченко и др., 1981]. В настоящее время ряд авторов изучают теплогидродинамические характеристики пористых материалов. И. А. Попов приводит критериальные уравнения для оценки теплоотдачи в пористых структурах, при этом предпочтение отдает высокопористым материалам. Диапазон пористости исследуемых материалов 0,85–0,95 [Попов, 2007]. Ф. В. Пелевин выводит обобщающее критериальное уравнение поверхностной теплоотдачи в тракте с межканальной транспирацией теплоносителя через материалы пористостью 0,2–0,61 в диапазоне изменения $Re = (20...2) \cdot 10^4$ [Пелевин и др., 2013]. Э. В. Карпович по проведенным экспериментальным исследованиям

получает критериальное уравнение для конвективного теплообмена стальных сетчатых материалов. Пористость исследуемых моделей варьировалась в диапазоне 0,34–0,36 [Карпович, 2019]. В. А. Данилов рассматривает цилиндрическое пористое тело, где сток теплоты происходит с внешней поверхности и составляет уравнение переноса теплоты [Кирсанов и др., 2010, 2011]. Д. А. Коновалов предлагает математическую модель для описания явлений переноса тепла в плоских пористых теплообменниках, используемых для тепловой защиты в ракетных двигателях [Коновалов, 2017]. Нужно отметить, что исследования такого типа всегда являются актуальными для каждого из рассматриваемых случаев. Актуальность представленного в статье исследования обусловлена отсутствием методики проведения теплового расчета для теплообменных аппаратов с пористыми вставками.

Цель работы — расчетно-экспериментальное обоснование критериального уравнения теплоотдачи при течении фреона в поровых каналах и разработка методики расчета теплообменных аппаратов с пористыми вставками, полученными при спекании стружек из алюминия.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести экспериментальное исследование параметров теплообмена при использовании в конструкции теплообменников пористых вставок;
- выполнить первичную обработку полученных данных для подтверждения эффективности использования пористых металлов в конструкции теплообменных аппаратов;
- по полученным экспериментальным данным вывести критериальное уравнение теплоотдачи при течении фреона в поровых каналах;
- разработать методику расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия.

Научная новизна работы состоит в разработке методики расчета теплообменного аппарата рассматриваемой конструкции с применением пористых металлов, а также в получении критериального уравнения теплоотдачи при течении теплоносителя по пористой вставке на основе обобщения полученных экспериментальных данных.

Методы

Экспериментальное исследование

Для проведения экспериментальной работы создан уникальный стенд. На стенде установлены четыре теплообменных аппарата (рис. 1). В первых трех теплообменниках в межтрубном пространстве использован пористый алюминий для интенсификации теплообмена, а в конструкции четвертого нет дополнительных интенсификаторов. Организовано два контура для движения теплоносителей. Первый контур для движения горячего теплоносителя — воды, второй контур для движения холодного теплоносителя — фреона. Каждый из контуров оборудован устройствами, позволяющими производить измерение не только давления теплоносителей в контуре, но также расхода и температуры каждого теплоносителя на входе и выходе из теплообменных аппаратов.

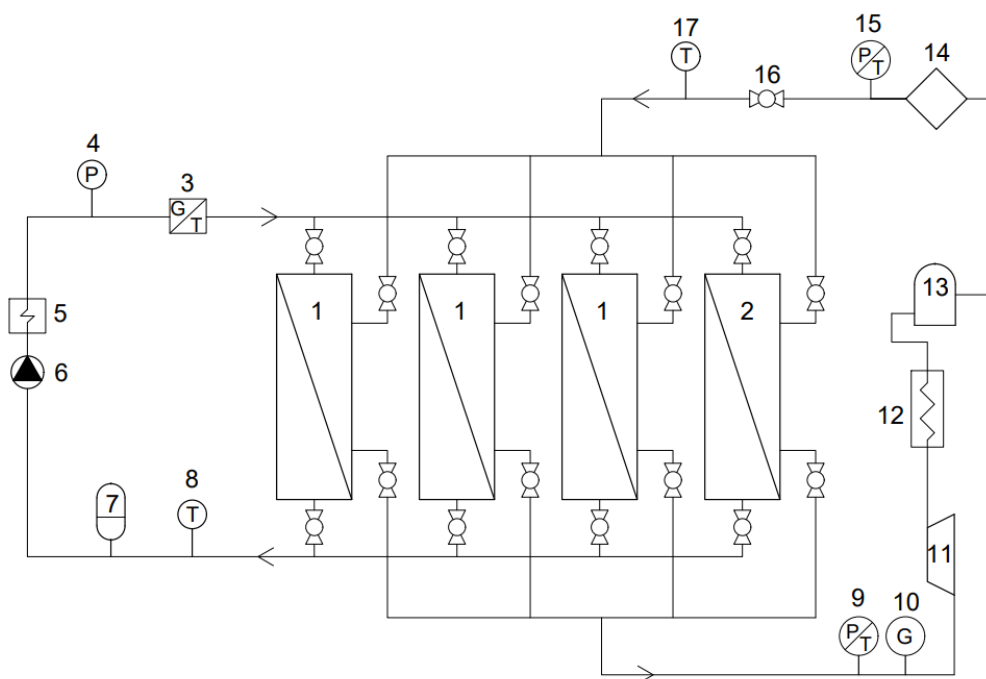


Рис. 1. Экспериментальный стенд: 1 — теплообменники с пористым металлом; 2 — теплообменник без пористых вставок; 3 — измерительное устройство (для измерения расхода и температуры); 4, 9 — манометр; 5 — водогрейный котел; 6 — насос; 7 — бак расширительный; 8, 17 — датчик температуры; 10 — расходомер (*G* — расход теплоносителя); 11 — компрессор; 12 — конденсатор; 13 — ресивер; 14 — фильтр-влагоотделитель; 15 — манометр (*P* — давление, *T* — температура); 16 — дроссель

Fig. 1. Experimental stand: 1 — heat exchangers with porous metal; 2 — heat exchanger without porous inserts; 3 — measuring device (for measuring flow and temperature); 4, 9 — pressure gauge; 5 — hot water boiler; 6 — pump; 7 — expansion tank; 8, 17 — temperature sensor; 10 — flow meter (*G* — coolant flow rate); 11 — compressor; 12 — condenser; 13 — receiver; 14 — filter-dehumidifier; 15 — pressure gauge (*P* — pressure, *T* — temperature); 16 — throttle

Пористые вставки внутри теплообменников представляют собой цилиндры из пористого алюминия с отверстиями для трубок, по которым протекает горячий теплоноситель. Девятнадцать трубок расположены по двум concentрическим окружностям. Фреон движется по межтрубному пространству сквозь поры вдоль теплообменника. Под пористостью понимаем отношение объема пор ко всему объему цилиндрической вставки [Davletbaev и др., 2018].

Во время первого типа экспериментов сначала нагревали воду до 40...60 °С, затем включали фреоновый контур. Далее фиксировали параметры воды и фреона — расход, температуру на входе и выходе в теплообменный аппарат, а также производили контроль давления. После этого меняли расход воды и повторяли опыты.

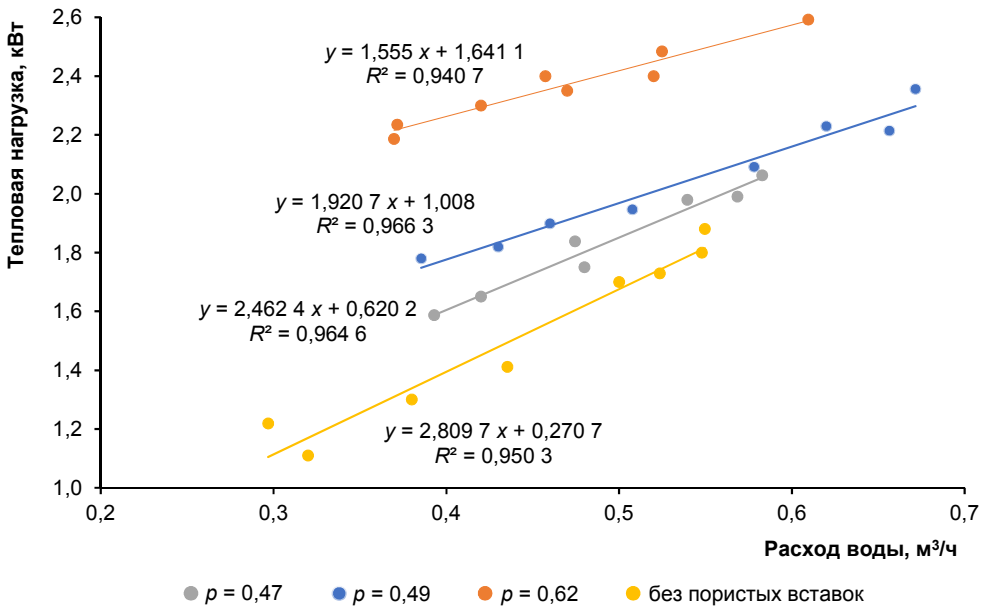


Рис. 2. Тепловая мощность теплообменников при различных расходах воды

Fig. 2. Heat capacity of heat exchangers at different water flow rates

В результате обработки полученных экспериментальных данных было определено количество теплоты Q при разных расходах горячего теплоносителя (рис. 2). Погрешность косвенных вычислений при нахождении теплового потока составила 0,31%. На рис. 2 видно, что большее количество теплоты соответствует теплообменному аппарату с наибольшей из рассматриваемых пористых вставок (с пористостью $p = 0,62$).

Следующий цикл измерений состоял в фиксации темпа охлаждения воды. Вода нагревалась до 20, 40 и 80 °С. Котел отключался, и запускался фреоновый контур. Параметры воды и фреона (расход, температура, давление) фиксировались каждые 2 мин [Stepanov et al., 2019]. На рис. 3 представлены графики темпа охлаждения воды в каждом из теплообменных аппаратов. По этим графикам заметно, что наилучшие результаты при охлаждении воды достигались при использовании теплообменного аппарата с пористостью $p = 0,62$.

Далее произведена оценка величины гидравлических сопротивлений при прохождении фреона по пористым вставкам. На рис. 4 представлены средние величины потерь давления фреона в каждом из теплообменников, полученные при проведении экспериментальной работы. Приведенные результаты показывают, что при движении фреона по межтрубному пространству величина гидравлических потерь увеличивается в теплообменниках с уменьшением коэффициента пористости. Кроме того, можно отметить, что увеличение гидравлических потерь при использовании пористых вставок не оказывает существенного влияния на увеличение плотности теплового потока.

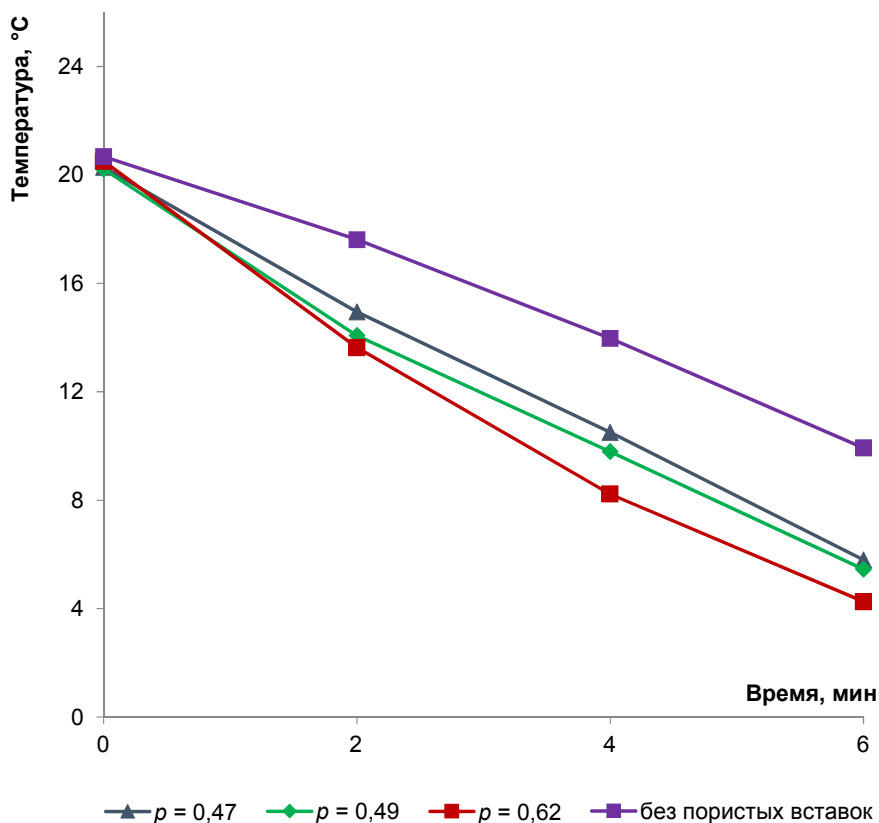


Рис. 3. Графики изменения температуры во времени при охлаждении воды
 Fig. 3. Graphs of temperature changes over time during water cooling

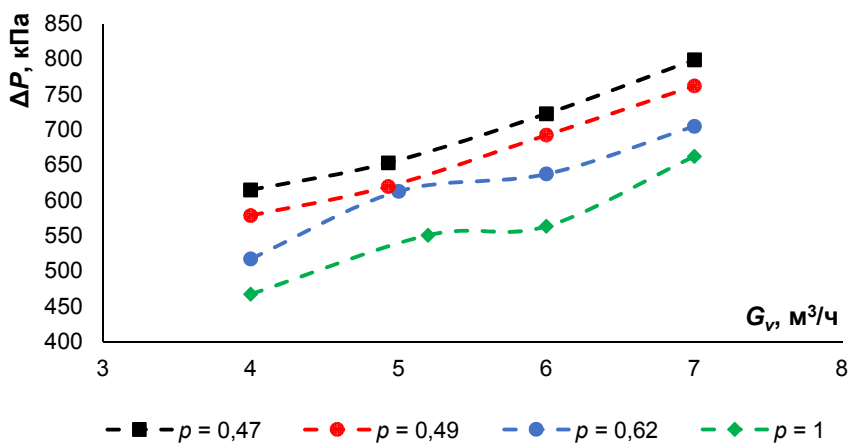


Рис. 4. Гидравлические сопротивления фреона в межтрубном пространстве
 Fig. 4. Hydraulic resistance of freon in the inter-tube space

Расчетно-экспериментальное исследование с получением внутриспорового критериального уравнения теплоотдачи

Одной из основных трудностей при составлении модели теплообмена в пористых конструкциях является сложность геометрической конфигурации каналов пористой структуры, не имеющих правильную геометрическую форму. В таком случае можно предложить упрощенную модель. В ее основе лежит разбиение объемного тела на кластеры, элементарные объемы. Коэффициент теплопередачи для рассматриваемого типа теплообменного аппарата позволяет найти уравнение теплопередачи для кластера:

$$Q_1 = k_{ж} F_{г} \Delta t_{ср} = k_{ж} F_{г} (\bar{t}_{ж} - \bar{t}_{с}), \quad (1)$$

где $F_{г}$ — расчетная площадь теплообмена, внутренняя поверхность трубки, m^2 ; Q_1 — количество теплоты, передаваемое от одной трубки, m^2 ; $\bar{t}_{ж}$ — средняя температура по воде; $^{\circ}C$; $\bar{t}_{с}$ — средняя температура по фреону, $^{\circ}C$.

Коэффициент теплопередачи можно выразить из совместного решения четырех уравнений. Уравнения (1)–(4) представляют собой количество теплоты, передаваемое от горячего теплоносителя к стенке трубки, к фреону через пористый материал и через трубку соответственно:

$$Q_1 = \alpha_{ж} F_{ж} (\bar{t}_{ж} - t_{сж}), \quad (2)$$

$$Q_1 = \alpha_{с} F_{п.м} (t_{сс} - \bar{t}_{с}), \quad (3)$$

$$Q_1 = \frac{\lambda}{\delta} F_{х} (t_{сж} - t_{сс}), \quad (4)$$

где $\alpha_{ж}$ — коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубки, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $\alpha_{с}$ — коэффициент теплоотдачи от пористого материала к фреону, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $F_{ж}$ — площадь поверхности теплообмена, внутренняя поверхность трубки, m^2 ; $t_{сж}$ — температура внутренней стенки трубки, $^{\circ}C$; $F_{п.м}$ — площадь теплообмена по поверхности капилляров вставки, m^2 ; $t_{сс}$ — температура поверхности трубки со стороны фреона; λ — теплопроводность материала стенки трубки, $Вт/(m \cdot K)$; δ — толщина трубки, m .

При малой толщине стенки трубки допустимо принять, что $F_{х} = F_{ж}$.

При совместном решении четырех уравнений получается уравнение для нахождения коэффициента теплопередачи от воды к фреону через пористую вставку:

$$k_{ж} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{F_{ж} \delta}{F_{х} \lambda} + \frac{F_{ж}}{\alpha_{с} F_{п.м}}}. \quad (5)$$

На рис. 5 изображено поперечное сечение элементарного объема, приходящегося на одну трубку. Задача вычисления площади теплообмена $F_{п.м}$ сводится к вычислению количества эквивалентных диаметров капилляров для одного элементарного объема.

Площадь поперечного сечения, через которое фильтруется теплоноситель, вычисляется по формуле (6):

$$S = \frac{\pi D_{вст}^2}{4} - n \frac{\pi d_{ж}^2}{4}. \quad (6)$$

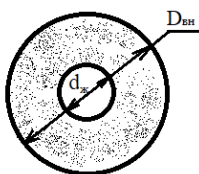


Рис. 5. Элементарный кластер пористой вставки

Fig. 5. Elementary cluster of porous insert

Геометрические размеры вставок следующие: диаметр $D_{\text{вст}} = 0,049$ м; длина $l = 0,2$ м; количество трубок $n = 19$; внешний диаметр трубок $d_{\text{ж}} = 0,006$ м; внутренний диаметр трубок $d_{\text{ж.внутр}} = 0,004$ м.

Площадь поперечного сечения:

$$S = \frac{\pi 0,049^2}{4} - 19 \frac{\pi 0,006^2}{4} = 0,001\ 349\ \text{м}^2.$$

Диаметр кластера вычисляется по следующей формуле (7):

$$\frac{S}{n} = \frac{\pi(D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{ж}}^2)}{4},$$

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\left(\frac{4S}{\pi n} + d_{\text{ж}}^2\right)}, \quad (7)$$

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0,001\ 349}{\pi 19} + 0,006^2\right)} = 0,011\ \text{м}.$$

Площадь отдающей тепло поверхности, образованной поверхностью поровых каналов, вычисляется через площадь поверхности одного канала:

$$F_{\text{п.м}} = N_1 \pi d_3 l, \quad (8)$$

где d_3 — эквивалентный диаметр капилляра, по которому движется фреон, м; l — длина пористой вставки, м; N_1 — количество капилляров в элементарном кластере.

Эквивалентный диаметр капилляра, по которому движется фреон, можно найти через коэффициент проницаемости k_p и коэффициент пористости p [Розенберг и др., 1990]:

$$k_p = \frac{p d_3^2}{32}, \quad d_3 = \sqrt{\frac{32 k_p}{p}}. \quad (9)$$

В свою очередь, коэффициент проницаемости вычисляется по уравнению Дарси [Шабаров, 2013]:

$$G_{cv} = \frac{k_p \Delta p S}{\mu l}, \quad k_p = \frac{G_{cv} \mu l}{\Delta p S}, \quad (10)$$

где G_{cv} — объемный расход теплоносителя, проходящего через пористую вставку, $\text{м}^3/\text{с}$; μ — динамическая вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$; Δp — разность давлений на входе и выходе, Па .

Далее подробный расчет проведен для вставки с пористостью $p = 0,62$ при объемном расходе теплоносителя $G_{cv} = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$. По экспериментальным данным, потери давления составляют $\Delta p = 705 \text{ кПа}$, динамическая вязкость для средней температуры фреона $\bar{t}_c = 7 \text{ }^\circ\text{C}$, $\mu = 1,162 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

$$k_p = \frac{0,001 \text{ м}^3 \cdot 1,162 \cdot 10^{-5} \cdot 0,2}{705 \cdot 10^3 \cdot 0,001 \text{ м}^2} = 2,69 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2,$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{32 \cdot 2,69 \cdot 10^{-12}}{0,62}} = 1,18 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Количество капилляров в элементарном кластере N_1 вычисляется через площадь живого сечения фреона:

$$Sp = N_1 n \frac{\pi d_3^2}{4}, \quad N_1 = \frac{4Sp}{\pi n d_3^2}, \quad (11)$$

$$N_1 = \frac{4 \cdot 0,001 \text{ м}^2 \cdot 0,62}{\pi \cdot 19 \cdot (1,18 \cdot 10^{-5})^2} = 404 \text{ 372},$$

$$F_{п.м} = 404 \text{ 372} \cdot \pi \cdot 1,18 \cdot 10^{-5} \cdot 0,2 = 2,99 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки через пористую вставку к фреону вычисляется из равенства на основе данных, полученных при экспериментальном исследовании:

$$\alpha_c = \frac{Q_1}{F_{п.м} (\bar{t}_ж - \bar{t}_c)}, \quad \alpha_c = \frac{23,9}{2,99 \cdot (13,3 - 7)} = 1,27 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (12)$$

Для определения режима течения теплоносителя вычисляется скорость в капиллярах:

$$\omega = \frac{G_{cv}}{S}, \quad \omega = \frac{0,001 \text{ м}^3/\text{с}}{0,001 \text{ м}^2 \cdot 0,62} = 1,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (13)$$

Кроме того, по найденной скорости и коэффициенту теплоотдачи найдены число Рейнольдса (Re) и число Нуссельта (Nu):

$$\text{Re} = \frac{w d_3}{\nu_c}, \quad (14)$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_c d_3}{\lambda_c}, \quad (15)$$

где ν_c — кинематическая вязкость фреона, $\text{м}^2/\text{с}$; λ_c — теплопроводность фреона, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Значения ν_c и λ_c находятся по таблицам теплофизических свойств фреона R404A [Цветков, Лаптев, 2013, с. 24] при средней температуре теплоносителя: $\nu_c = 1,19 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda_c = 0,0144 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

$$\text{Re} = \frac{1,32 \cdot 1,18 \cdot 10^{-5}}{1,19 \cdot 10^{-7}} = 130,8,$$

$$\text{Nu} = \frac{1,27 \cdot 1,18 \cdot 10^{-5}}{0,0144} = 0,00103.$$

Аналогичные расчеты были проведены для теплообменников со вставками пористостью 0,49 и 0,47. Кроме того, обработаны полученные экспериментальные данные при различных скоростях фреона и различных средних температурах для каждого теплообменника. Для каждого значения скорости проводилось порядка 10 измерений. Диапазон изменения объемной скорости фреона 3,8...6,2 м³/ч.

Уравнение подобия при вынужденном движении теплоносителя имеет вид:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (16)$$

В данном уравнении определяемым является Nu. Число Прандтля (Pr), являясь определяющим, составлено из физических свойств, заданных по условиям однозначности. Значения Re также являются подобными определяющими значениями, зависящими от скорости потока [Михеев, Михеева, 1977].

Pr вычисляется по формуле:

$$\text{Pr}_c = \frac{\mu_c c_c}{\lambda_c}, \quad (17)$$

где c_c — теплоемкость фреона, $c_c = 1001,5$ Дж/(кг · К); μ — динамическая вязкость для средней температуры фреона $\bar{t}_c = 6,3$ °С; $\mu = 1,162 \cdot 10^{-5}$ Па · с; λ_c — теплопроводность фреона при средней температуре, $\lambda_c = 0,0144$ Вт/(м · К).

$$\text{Pr}_c = \frac{1,162 \cdot 10^{-5} \cdot 1001,5}{0,0144} = 0,808.$$

При проведении опытов средняя температура фреона принимала значения в диапазоне от 1,2 до 8,7 °С. При рассматриваемых значениях средней температуры значения теплофизических свойств фреона практически не отличаются, а значения Pr получаются из интервала 0,801...0,835. Соответственно, значение Pr можно принять за постоянную величину $\text{Pr} = 0,815$. Следовательно, основным фактором, влияющим на теплоотдачу при течении фреона через пористую вставку, будет являться скорость фреона в капиллярах. Поэтому уравнение подобия, характеризующее движение фреона по пористым вставкам из алюминия в рассматриваемом диапазоне температур, может иметь вид:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}). \quad (18)$$

Анализ полученных экспериментальных результатов показал, что существует логарифмическая зависимость Nu от Re (рис. 6).

Обобщая полученные результаты, получаем следующее критериальное уравнение Nu для диапазона изменения объемной скорости фреона 3,8...6,2 м³/ч:

$$\text{Nu} = 0,00034 \text{Re}^{0,26}. \quad (19)$$

График полученного уравнения в логарифмической системе координат был нанесен на поле полученных экспериментальных данных (рис. 7).

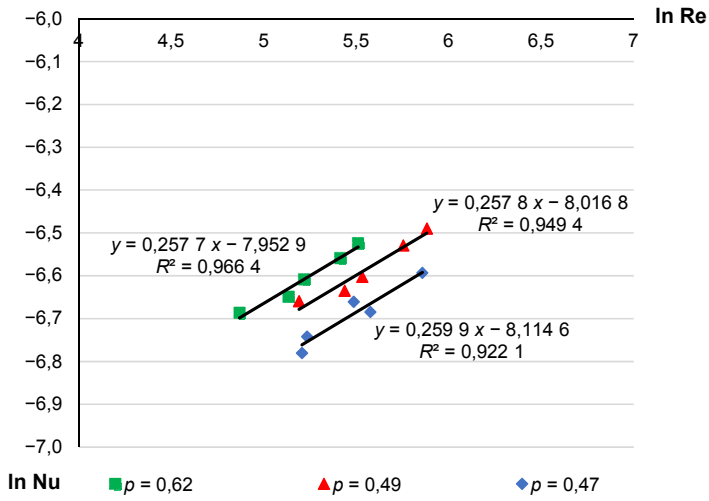


Рис. 6. Зависимость Nu от Re в логарифмических координатах

Fig. 6. Dependence of Nu on Re in logarithmic coordinates

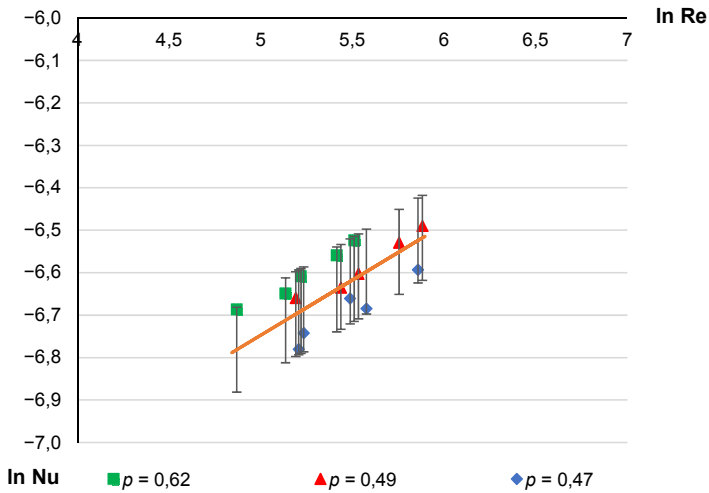


Рис. 7. Эмпирические и расчетные значения Nu с указанием абсолютного отклонения $\pm 0,1$

Fig. 7. Empirical and calculated values of Nu indicating an absolute deviation of ± 0.1

Все полученные в ходе экспериментальной работы значения укладываются в полосу $\pm 0,1$, что в относительной величине составляет $\pm 1,5\%$. Полученный результат является удовлетворительным при проведении тепловых расчетов.

Качество полученного уравнения оценено при помощи F -критерия Фишера [Едисеева и др., 2005]. При уровне значимости 5% отвергнута гипотеза H_0 о статистической незначимости уравнения регрессии и показателя тесноты связи.

Результаты и обсуждение

Методика теплового расчета теплообменного аппарата с использованием пористых вставок из алюминия

Полученные критериальное уравнение и способ нахождения поверхности теплообмена на основе кластерной модели позволяют проводить тепловые и конструкторские расчеты теплообменных аппаратов рассматриваемого типа.

В предлагаемой методике можно выделить шесть основных этапов:

- 1) подготовка исходных данных для проведения расчета, принятие конечных температур теплоносителей;
- 2) вычисление коэффициента теплоотдачи со стороны теплоносителя — фреона, протекающего по пористому материалу;
- 3) расчет площади теплообмена со стороны теплоносителя, проходящего по пористому материалу (на основе кластерной модели);
- 4) вычисление коэффициента теплопередачи в элементарном объеме;
- 5) вычисление среднелогарифмической разности температур;
- 6) вычисление площади внутренней поверхности трубки и сравнение ее с заданной. При значительном отклонении площади поверхности трубки необходимо изменить температуры на выходе и повторить расчет.

Первый этап

Для проведения теплового расчета теплообменного аппарата задаются начальные температуры теплоносителей $t_{ж1}$ и $t_{с1}$, объемные расходы теплоносителей $G_{жв}$ и $G_{св}$. Кроме того, необходимо знать геометрические размеры теплообменного аппарата и вставок: диаметр вставки $D_{вст}$, длину l , количество трубок n , внешний диаметр трубок $d_{ж}$, внутренний диаметр трубок $d_{ж.внутр}$. Также по экспериментальным данным необходимо знать потери давления при прохождении фреона по пористым вставкам ΔP .

Далее принимается температура горячего теплоносителя, до которой нужно охладить горячий теплоноситель $t_{ж2}$. Температура холодного теплоносителя вычисляется из уравнения теплового баланса:

$$Q = c_{рж} G_{ж} (t_{ж2} - t_{ж1}) = c_{рс} G_{с} (t_{с2} - t_{с1}). \quad (20)$$

Второй этап

Вычисляется коэффициент теплоотдачи со стороны фреона, проходящего по пористой вставке:

$$\alpha_c = \frac{Nu_c \lambda_c}{d_3}, \quad (21)$$

где Nu_c определяется по формуле:

$$Nu_c = 0,000\ 34\ Re^{0,26}. \quad (22)$$

Для вычисления Re используется формула:

$$Re = \frac{w d_3}{\nu_c}, \quad (23)$$

где $w = G_{cv}/S$, $d_3 = \sqrt{(32 k_p/p)}$, $k_p = G_{cv} \mu l / \Delta p S$, ν_c — кинематическая вязкость фреона при средней температуре, m^2/c .

Площадь сечения вставки, по которой протекает теплоноситель, вычисляется по следующей формуле:

$$S = \frac{\pi D_{вст}^2}{4} - n \frac{\pi d_{ж}^2}{4}. \quad (24)$$

Третий этап

Необходимо вычислить площадь поверхности теплообмена со стороны теплоносителя, проходящего по пористому каналу, для вычисления коэффициента теплопередачи. Для этого необходимо найти количество эквивалентных каналов N_1 , соответствующее кластеру (элементарному объему пористого материала, приходящегося на одну трубку):

$$F_{п.м} = N_1 \pi d_3 l, \quad (25)$$

где $N_1 = 4Sp/\pi n d_3^2$.

Четвертый этап

Для вычисления коэффициента теплопередачи в элементарном объеме необходимо вычислить коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж}$ со стороны холодного теплоносителя по классическим формулам, описанным в теории теплопередачи [Исаченко и др., 1981]. Далее коэффициент теплопередачи вычисляется по формуле:

$$k_{ж} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{F_{ж}}{F_x} \delta + \frac{F_{ж}}{\alpha_c F_{п.м}}}. \quad (26)$$

Пятый этап

Вычисляется среднелогарифмическая разность температур, подробно представленная в теории теплопередачи [Исаченко и др., 1981]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}}, \quad (27)$$

$$\Theta_1 = \Theta_{cp}^{ap} + 0,5\Delta T,$$

$$\Theta_2 = \Theta_{cp}^{ap} - 0,5\Delta T,$$

$$\Theta_{cp}^{ap} = t_{ж1} - t_{c1} - 0,5\Delta t_{ж}\Delta t_c,$$

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t_{ж} + \Delta t_c)^2 - 4P\Delta t_{ж}\Delta t_c}.$$

Шестой этап

На последнем этапе необходимо сравнить расчетную площадь внутренней поверхности трубки $F_{ж}^*$ с действительной площадью поверхности $F_{ж}$. При этом расчетная площадь поверхности трубки вычисляется по формуле:

$$F_{ж}^* = \frac{Q_1}{k_{ж}\Delta t_{ср}}. \quad (28)$$

При относительном отклонении δ , которое находится по формуле (29):

$$\delta = \frac{|F_{ж} - F_{ж}^*|}{F_{ж}} 100\%, \quad (29)$$

более чем на 5% необходимо изменить температуру горячего теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата $t_{ж2}$ и повторить расчет.

Заключение

1. Экспериментально подтверждена эффективность использования пористых вставок из алюминия в конструкции кожухотрубных теплообменных аппаратов с целью увеличения интенсивности теплообмена.
2. Экспериментально показано, что увеличение гидравлических сопротивлений при использовании пористых вставок в конструкциях теплообменных аппаратов не уменьшает эффективность их использования.
3. Получено критериальное уравнение числа Нуссельта для диапазона изменения объемной скорости фреона $3,8 \dots 6,2 \text{ м}^3/\text{ч}$: $Nu = 0,000 34 Re^{0,26}$.
4. Разработана методика проведения теплового расчета кожухотрубного теплообменного аппарата, в конструкции которого используются пористые вставки из алюминия, по которым протекает фреон на основе кластерной модели.

Список источников

- Генбач А. А., Бондарцев Д. Ю. 2019. Моделирование термических напряжений, разрушающих пористые покрытие теплообменных поверхностей энергоустановок // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. Том 21. № 3. С. 117–125. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2019-21-3-117-125>
- Дементьев А. И., Подоплатов Е. В., Мартинюк В. В., Корчевин Н. А. 2017. Разработка оборудования для нанесения пористого металлизированного покрытия на поверхность теплообменных труб // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. № 2 (54). С. 49–54.
- Едисеева И. И., Курышева С. В., Гордиенко Н. М., Бабаева И. В., Костеева Т. В., Михайлов Б. А. 2005. Практикум по эконометрике. М.: Финансы и статистика. 192 с.
- Ильющенко А. Ф., Черняк И. Н., Кусин Р. А., Кусин А. Р., Еремин Е. Н. 2018. Процесс получения пористых проницаемых материалов спеканием электрическим током металлических порошков, волокон и сеток // Динамика систем, механизмов и машин. Том 6. № 2. С. 191–196. <https://doi.org/10.25206/2310-9793-2018-6-2-191-196>

- Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. 1981. Теплопередача. М.: Энергоиздат. 488 с.
- Карпович Э. В. 2019. Подтверждение обобщенного критериального уравнения конвективного теплообмена для пористых структур экспериментальным путем // Агротехника и энергообеспечение. № 1 (22). С. 106–117.
- Кирсанов Ю. А., Назипов Р. А., Данилов В. А., Башкирцев Г. В. 2010. Математическая модель тепловых процессов и методика исследования теплоотдачи в пористом цилиндре // Известия Самарского научного центра РАН. Том 12. № 4. С. 90–96.
- Кирсанов Ю. А., Назипов Р. А., Данилов В. А. 2011. Теплообмен пористого тела с однофазным потоком теплоносителя // Теплофизика высоких температур. Том 49. № 2. С. 235–242.
- Коновалов Д. А. 2017. Разработка и анализ модели теплопереноса в компактных пористых теплообменниках систем управления авиационной и космической техники // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. Том 16. № 2. С. 36–46.
- Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. 2011. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. М.: Теплотехник. 288 с.
- Лаптев А. Г., Фарахов Т. М., Дударовская О. Г. 2015. Эффективность теплообмена в каналах с хаотичными насадочными и зернистыми слоями // Вестник Казанского государственного энергетического университета. № 1 (25). С. 79–92.
- Лобанов И. Е., Низовитин А. А. 2013. Общая теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных компактных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве // Технология материалов. № 1 (2). С. 3–42.
- Михеев М. А., Михеева И. А. 1977. Основы теплопередачи. М.: Энергия. 344 с.
- Пелевин Ф. В., Авраамов Н. И., Орлин С. А., Синцов А. Л. 2013. Эффективность теплообмена в пористых элементах конструкций жидкостных ракетных двигателей // Инженерный журнал: наука и инновации. № 4 (16). С. 1–14.
- Попов И. А. 2007. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Казань: Центр инновационных технологий. 240 с.
- Розенберг Г. Д., Астрахан И. М., Евгеньев А. Е., Кочина И. Н. 1990. Сборник задач по гидравлике и газодинамике для нефтяных вузов. М.: Недра. 238 с.
- Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. 2013. Таблицы свойств холодильных агентов: учеб.-метод. пос. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ. 52 с.
- Шабаров А. Б. 2013. Газодинамика: учеб. пос. 2-е изд., перераб. Тюмень: Изд-во Тюменского гос. ун-та. 460 с.
- Davletbaev V., Rydalina N., Antonova E. 2018. Experimental investigation of the heat exchange intensity // MATEC Web of Conferences. Vol. 245. Article 07002. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824507002>
- Rashidi S., Kashefi M. H., Kim K. Ch., Samimi-Abianeh O. 2019. Potentials of porous materials for energy management in heat exchangers — A comprehensive review // Applied Energy. Vol. 243. Pp. 206–232. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.200>
- Stepanov O., Aksenov B., Rydalina N., Antonova E. 2019. Heat-exchange units with porous inserts // E3S Web of Conferences. Vol. 140. Article 05006.

References

- Genbach, A. A., & Bondartsev, D. Yu. (2019). Modeling of thermal stresses destroying the porous coating of heat-exchange surfaces of power plants. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*, 21(3), 117–125. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2019-21-3-117-125> [In Russian]
- Dementev, A. I., Podoplelov, E. V., Martynyuk, V. V., & Korchevin, N. A. (2017). Equipment for applying a porous metallic coating on the surface of heat exchanger tubes development. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*, 2(54), 49–54. [In Russian]
- Ediseeva, I. I., Kurysheva, S. V., Gordienko, N. M., Babaeva, I. V., Kosteeva, T. V., & Mihajlov, B. A. (2005). *A workshop on econometrics*. Finance and Statistics. [In Russian]
- Ilyushchanko, A. Ph., Charniak, I. M., Kusun, R. A., Kusun, A. R., & Eremin, E. N. (2018). The process of obtaining of porous permeable materials by electric current sintering of metal powders, fibers and nets. *Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*, 6(2), 191–196. <https://doi.org/10.25206/2310-9793-2018-6-2-191-196> [In Russian]
- Isachenko, V. P., Osipova, V. A., & Sukomel, A. S. (1981). *Heat transfer*. Energoizdat. [In Russian]
- Karpovich, E. V. (2019). Confirmation of the generalized criterial equation of convective heat exchange for porous structures experimental way. *Agrotekhnika i energoobespechenie*, 1(22), 106–117. [In Russian]
- Kirsanov, Yu. A., Nazipov, R. A., Danilov, V. A., & Bashkirtsev, G. V. (2010). The mathematical model of thermal processes and the technique of heat exchange research in the porous cylinder. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 12(4), 90–96. [In Russian]
- Kirsanov, Yu. A., Nazipov, R. A., & Danilov, V. A. (2011). Heat transfer between a porous body and a single-phase flow of the heat carrier. *High Temperature*, 49(2), 227–235.
- Konovalov, D. A. (2017). Development and analysis of models of heat transfer in compact porous heat exchangers of aero space control systems. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 16(2), 36–46. [In Russian]
- Laptev, A. G., Nikolaev, N. A., & Basharov, M. M. (2011). *Methods of intensification and modeling of heat and mass transfer processes*. Teplotekhnika. [In Russian]
- Laptev, A. G., Farakhov, T. M., & Dudarovskaya, O. G. (2015). Efficiency of heat transfer in a channel with a packed chaotic and grainy layers. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta*, (1), 79–92. [In Russian]
- Lobanov, I. E., & Nizovitin, A. A. (2013). The general theory of intensified heat exchange and the effectiveness of its application for promising compact heat exchangers used in modern metallurgical production. *Tekhnologiya materialov*, 1(2), 3–42. [In Russian]
- Miheev, M. A., & Miheeva, I. A. (1977). *Fundamentals of heat transfer*. Energiya. [In Russian]
- Pelevin, F. V., Avraamov, N. I., Orlin, S. A., & Sintsov, A. L. (2013). Heat exchange efficiency in porous structural elements of liquid-propellant rocket engines. *Engineering Journal: Science and Innovation*, (4), 1–14. [In Russian]
- Popov, I. A. (2007). *Hydrodynamics and heat transfer in porous heat exchange elements and apparatuses*. Center of Innovative Technologies. [In Russian]
- Rozenberg, G. D., Astrahan, I. M., Evgenev, A. E., & Kochina, I. N. (1990). *Collection of problems in hydraulics and gas dynamics for oil universities*. Nedra. [In Russian]

- Cvetkov, O. B., & Laptev, Yu. A. (2013). *Tables of refrigerants properties*. ITMO University; The Institute of Refrigeration and Biotechnology (IRBT). [In Russian]
- Shabarov, A. B. (2013). *Fluid dynamics: a training manual* (2nd ed.). University of Tyumen. [In Russian]
- Davletbaev, V., Rydalina, N., & Antonova, E. (2018). Experimental investigation of the heat exchange intensity. *MATEC Web of Conferences*, 245, Article 07002. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824507002>
- Rashidi, S., Kashefi, M. H., Kim, K. Ch., & Samimi-Abianeh, O. (2019). Potentials of porous materials for energy management in heat exchangers — A comprehensive review. *Applied Energy*, 243, 206–232. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.200>
- Stepanov, O., Aksenov, B., Rydalina, N., & Antonova, E. (2019). Heat-exchange units with porous inserts. *E3S Web of Conferences*, 140, Article 05006.

Информация об авторах

Наталья Владимировна Рыдалина, старший преподаватель кафедры промышленной теплоэнергетики, Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия
rydalinanv@tyuiu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5628-188X>

Олег Андреевич Степанов, доктор технических наук, профессор кафедры промышленной теплоэнергетики, Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия
stepanovoa@tyuiu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-9202-2885>

Александр Борисович Шабаров, доктор технических наук, профессор кафедры прикладной и технической физики, Физико-технический институт, Тюменский государственный университет, Тюмень, Россия
a.b.shabarov@utmn.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5374-8704>

Михаил Алексеевич Александров, кандидат технических наук, доцент кафедры транспорта углеводородных ресурсов, Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия
aleksandrovma@tyuiu.ru

Information about the authors

Natalia V. Rydalina, Senior Lecturer, Department of Industrial Heat Power Engineering, Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia
rydalinanv@tyuiu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5628-188X>

Oleg A. Stepanov, Dr. Sci. (Tech.), Professor, Department of Industrial Heat Power Engineering, Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia
stepanovoa@tyuiu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-9202-2885>

Alexandr B. Shabarov, Dr. Sci. (Tech.), Professor, Department of Applied and Technical Physics, Institute of Physics and Technology, University of Tyumen, Tyumen, Russia
a.b.shabarov@utmn.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5374-8704>

Mikhail A. Aleksandrov, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor, Department of Transportation of Hydrocarbon Resources, Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia
aleksandrovma@tyuiu.ru