

УДК 536.2

Моделирование процесса теплопередачи в кожухотрубном теплообменном аппарате

Д. В. АРТЕМЬЕВ¹, канд. техн. наук А. В. ЗАЙЦЕВ², Р. И. САНАВБАРОВ³¹david.art.kz@gmail.com, ²zai_@inbox.ru, ³sanavbarov@itmo.ru

Университет ИТМО

Проведено исследование по изучению процесса теплопередачи, происходящего в кожухотрубных теплообменных аппаратах между азотом в межтрубном пространстве в качестве рабочей среды и природным газом в трубном пространстве. В ходе исследования моделируются процессы теплопередачи с применением программного обеспечения HTRI. Пакет HTRI предназначен для создания и исследования виртуальной копии теплообменника, а также прогнозирования параметров термодинамических процессов. Результатом моделирования является расчет изменения теплофизических свойств рабочих веществ (энтальпии, теплоемкости, плотности и теплопроводности) в зависимости от изменения температуры, рассматриваются и исследуются такие физические и термодинамические процессы, как изменение скоростей в трубном и межтрубном пространстве, распределение температур в трубном и межтрубном пространстве по длине, коэффициенты теплоотдачи. Помимо этого, на основе изменения чисел Рейнольдса определяются режимы течения рабочих сред в трубах и кожухе и с учетом изменения коэффициентов теплоотдачи азота и природного газа, рассматривается изменение коэффициента теплопередачи по длине теплообменного аппарата, анализируется увеличение тепловой нагрузки.

Ключевые слова: теплопередача, теплообменный аппарат, природный газ, моделирование термодинамических процессов.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 10.06.2021, принята к печати 30.07.2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-5-14

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Артемьев Д. В., Зайцев А. В., Санавбаров Р. И. Моделирование процесса теплопередачи в кожухотрубном теплообменном аппарате // Вестник Международной академии холода. 2021. № 3. С. 5–14.

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-5-14

Simulation of heat transfer process in shell-and-tube heat exchanger

D. V. ARTEMYEV¹, Ph. D. A. V. ZAITSEV², R. I. SANAVBAROV³¹david.art.kz@gmail.com, ²zai_@inbox.ru, ³sanavbarov@itmo.ru

ITMO University

This study focuses on research of the heat transfer process that occurs in shell-and-tube heat exchangers between heat transfer fluids in the form of nitrogen in shellside and natural gas in tubeside. During the research, heat exchange processes are simulated in the HTRI software. It is designed to create and study a real copy of a heat exchanger, as well as to predict thermodynamic processes. As a result of modeling, changes in the thermophysical properties of working fluids (enthalpy, heat capacity, density, and thermal conductivity) are predicted as a function of temperature changes, and such physical and thermodynamic processes as changes in tube — and shellside velocities, the distribution of temperatures in tube — and shellside along the length, and heat transfer coefficients are considered and examined. In addition, the flow modes of heat transfer fluids in the tubes and shell are determined based on changes in Reynolds numbers, and the change in the overall heat transfer coefficient along the length of the heat exchanger is considered based on changes in the heat transfer coefficients of nitrogen and natural gas as well as duty increasing and streams movement are considered and examined.

Keywords: heat exchange, heat exchanger, natural gas, modeling of thermodynamic processes.

Article info:

Received 10/06/2021, accepted 30/07/2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-5-14

Article in Russian

For citation:

Artemyev D. V., Zaitsev A. V., Sanavbarov R. I. Simulation of heat transfer process in shell-and-tube heat exchanger. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 3. p. 5–14. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-5-14

Введение

Явление теплопередачи в теплообменном аппарате представляется собой сложный необратимый процесс, состоящий из передачи энергии конвективным способом и теплопроводностью. Процесс теплопередачи в таком простейшем теплообменном аппарате, как кожухотрубный, состоит из передачи энергии между холодным и горячим теплоносителями через разделяющую стенку [1]. Теплоносители располагаются в трубном и межтрубном пространстве, и поступают через входные патрубки, проходя по трубам и в кожухе в противоточном или прямоточном направлении. В процессе движения рабочих сред происходит конвективный теплообмен, заключающийся в переносе тепла за счет перемешивания макроскопических объемов теплоносителя, а также процесс теплообмена между двумя теплоносителями и разделяющей их стенкой [2]. Конвективный теплообмен сопровождается снижением давления, увеличением скорости движения потока, и как следствие увеличением числа Рейнольдса и коэффициента теплоотдачи [3]. Наиболее эффективная конвекция достигается в турбулентном режиме течения потока, то есть, когда число Рейнольдса $Re > 4000$. Однако, слишком большая турбулизация потока ведет к повышению вибрации, и как следствие, увеличению гидравлического сопротивления λ [4].

Самым простейшим и широко применимым теплообменным аппаратом является кожухотрубный теплообменник, изображенный на рис. 1.

Конструкция кожухотрубного теплообменного аппарата (КТА) включает в себя [5]:

- входные и выходные патрубки трубного и межтрубного пространства, куда поступают рабочие среды разных температур;
- распределительную камеру, откуда поступает среда в трубное пространство;
- трубную решетку, выступающую началом трубного пучка и поддерживающую его. Трубная решетка может быть, как плотно зафиксированная с жесткой сцепкой всех составляющих частей, так и подвижная;
- кожух, в котором располагается трубный пучок;
- перегородки, располагающиеся в разных вариантах по длине кожуха.

Взаимное направление движения сред в КТА может быть прямоточным и противоточным. Наибольший эффект теплообмена достигается при движении в противоточном направлении.

Большими преимуществами применения КТА в промышленности являются [6, 7]:

- широкий диапазон рабочих температур и давлений;

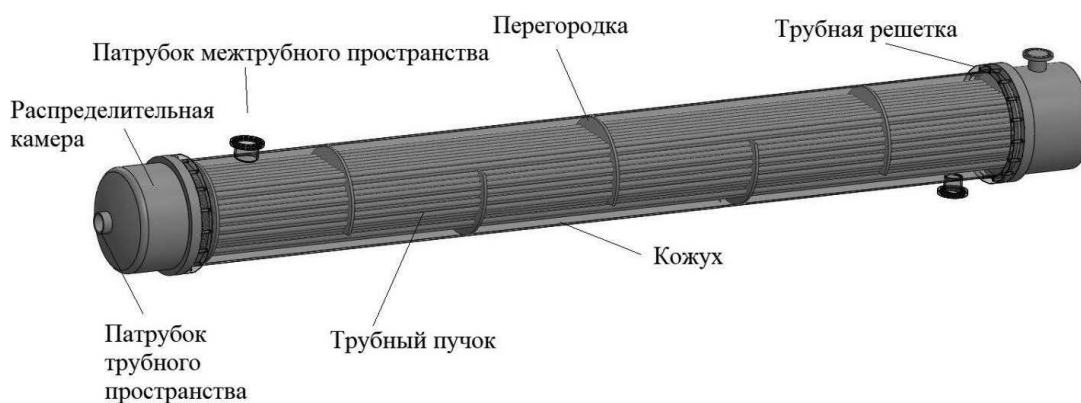


Рис. 1. Конструкция кожухотрубного теплообменного аппарата

Fig. 1. Shell-and-tube heat exchanger design

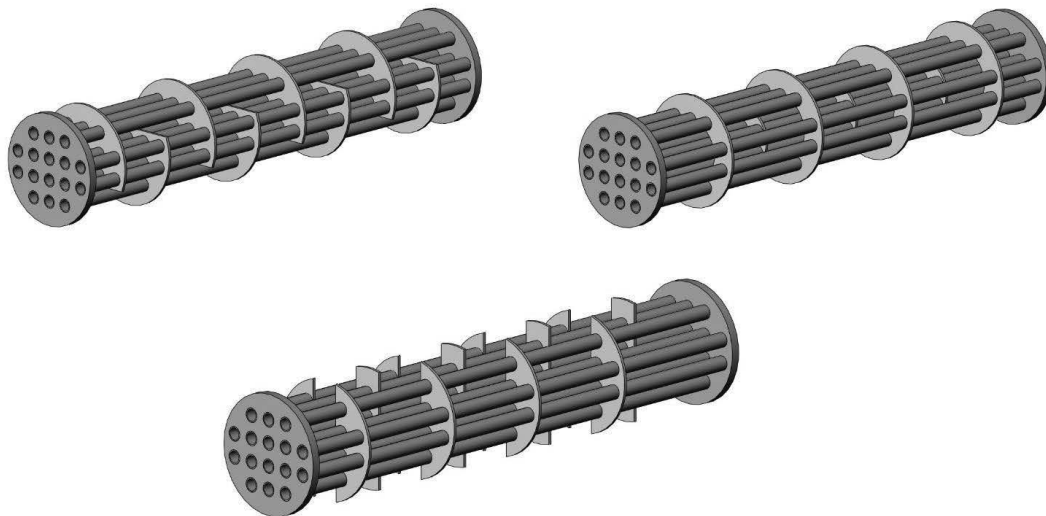


Рис. 2. Варианты конструкции перегородок в трубном пучке

Fig. 2. The types of baffle design in the tube bundle

- повышенная стойкость к гидроударам в кожухе;
- возможность извлечения трубного пучка для чистки внутренней поверхности трубы, либо замены;
- возможность работать как с чистыми, так и с агрессивными средами;
- различные габариты аппарата в горизонтальном, или вертикальном направлении;
- интенсификация теплообмена в трубном и межтрубном пространстве. Для поддержания конструкции трубного пучка и турбулизации направления потока среды в кожухе применяются перегородки в различных конструкциях, показанные на рис. 2. Для увеличения коэффициента теплоотдачи среды в межтрубном пространстве поток рекомендуется направлять под углом 90°, что, однако, может вызвать усиленную вибрацию труб при движении на высоких скоростях. Вырез перегородки может быть, как вертикальным, так и горизонтальным. Горизонтальный вырез используется при движении вязкой жидкости и предотвращает ее оседание на дне теплообменника. Вертикальный вырез рекомендуется использовать при следующих случаях:
- конденсация среды, что идеально позволяет способствовать стеканию конденсата;
- испарение/кипение.

При таком процессе поток среды может разделиться на жидкость и газ, причем газ будет двигаться по верхней части кожуха, а жидкость по нижней части. Вертикальный вырез позволяет снизить эффект такого явления.

- твердые частицы в среде.

Наиболее предпочтительным процентом выреза от диаметра перегородки является 30%, при таком значении достигаются оптимальные соотношения между коэффициентом теплоотдачи и потерями давления. В случае очень маленького, или очень большого выреза присутствует опасность наступления турбулентных завихрений потока, снижающих теплоотдачу и увеличивающих падение давление.

Наряду с перегородками одним из самых популярных методов интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве является оребрение трубного пучка. Ребра могут быть выполнены в различных конструкциях, некоторые из которых изображены на рис. 3. Применение оребрения позволяет значительно уменьшить длину трубного пучка, что делает теплообменник более компактным и снизить расходы на производство. В промышленности оребрение производится двумя способами.

1. Накатка — на трубу надевается труба большего диаметра, из которой впоследствии станком выдавливаются ребра.
2. Навивка — натягивание на трубу металлической ленты, которая крепится в канавку или без канавки.

Целью исследования является моделирование и анализ процесса теплопередачи, и сопровождающих его физических явлений и процессов в кожухотрубном теплообменном аппарате [8].

Методы и материалы

Прикладным аппаратом для моделирования является программное обеспечение компании HTRI Xchanger Suite. Рабочими средами выступают природный газ в трубном пространстве, и азот в межтрубном. Исходные физические параметры, приведены в табл. 1.

Исходные данные

Таблица 1
Table 1

Initial characteristics

Расположение теплоносителя	Межтрубное пространство		Трубное пространство	
Теплоноситель	Азот		Природный газ	
Расход, кг/с	10		0,5	
Температура вх/вых, °C	-55	-48,06	25	-35,18
Давление входное, кПа	1000		3400	

На рис. 4 изображена схема движения теплоносителей с исходными данными, показывающая направление движения потоков. Согласно приведенной схеме можно отметить, что потоки движутся в одностороннем направлении, при этом движение потока азота турбулизируется из-за изменения завихрения траектории движения перегородками, расположенными в трубном пространстве с вырезом около 30% от внутреннего диаметра кожуха [9].

Результаты моделирования

1. Теплофизические свойства

Моделирование теплофизических свойства азота и природного газа производится во встроенном генераторе свойств VMG Thermo. Результаты прогнозирования изменения важных теплофизических величин — динамической вязкости, плотности, теплопроводности и теплоемкости, — показаны на рис. 5. Графики изменения

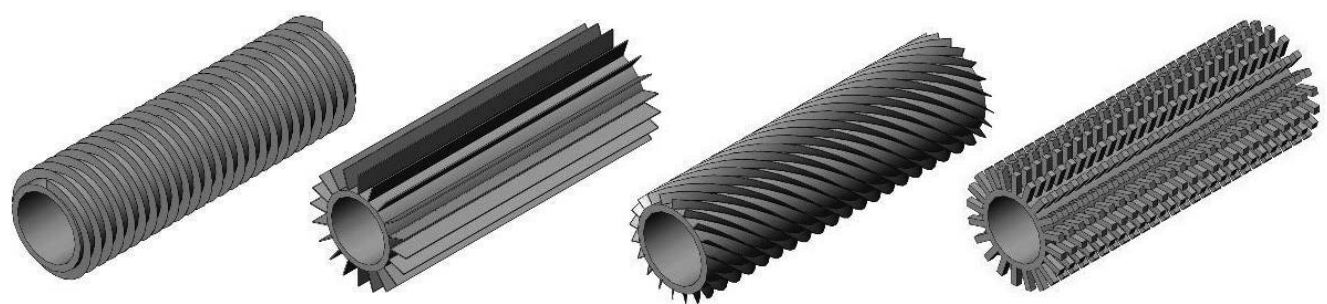


Рис. 3. Различные виды оребрения
Fig. 3. The types of finning

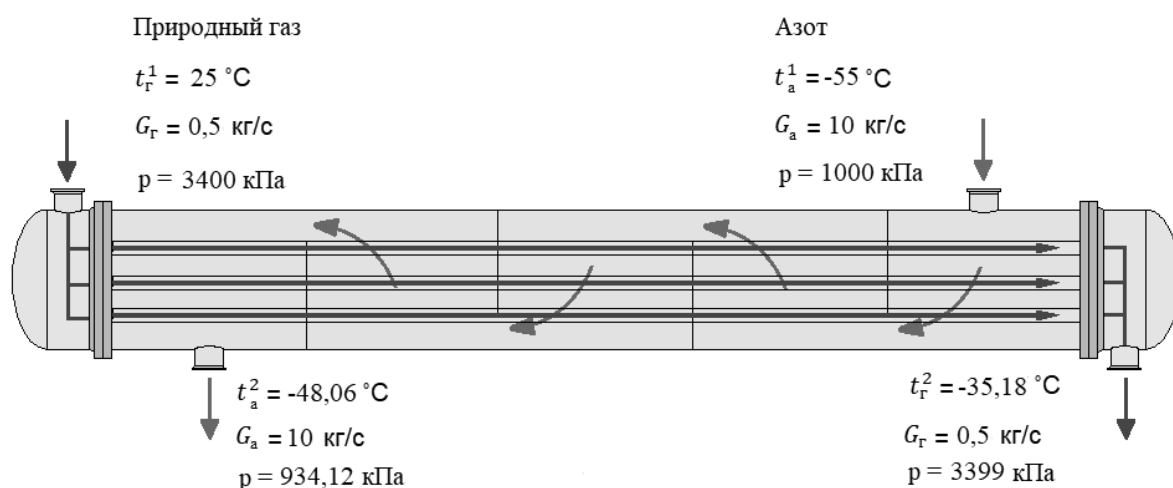


Рис. 4. Схема движения теплоносителей с исходными данными

Fig. 4. Flow of the working fluids

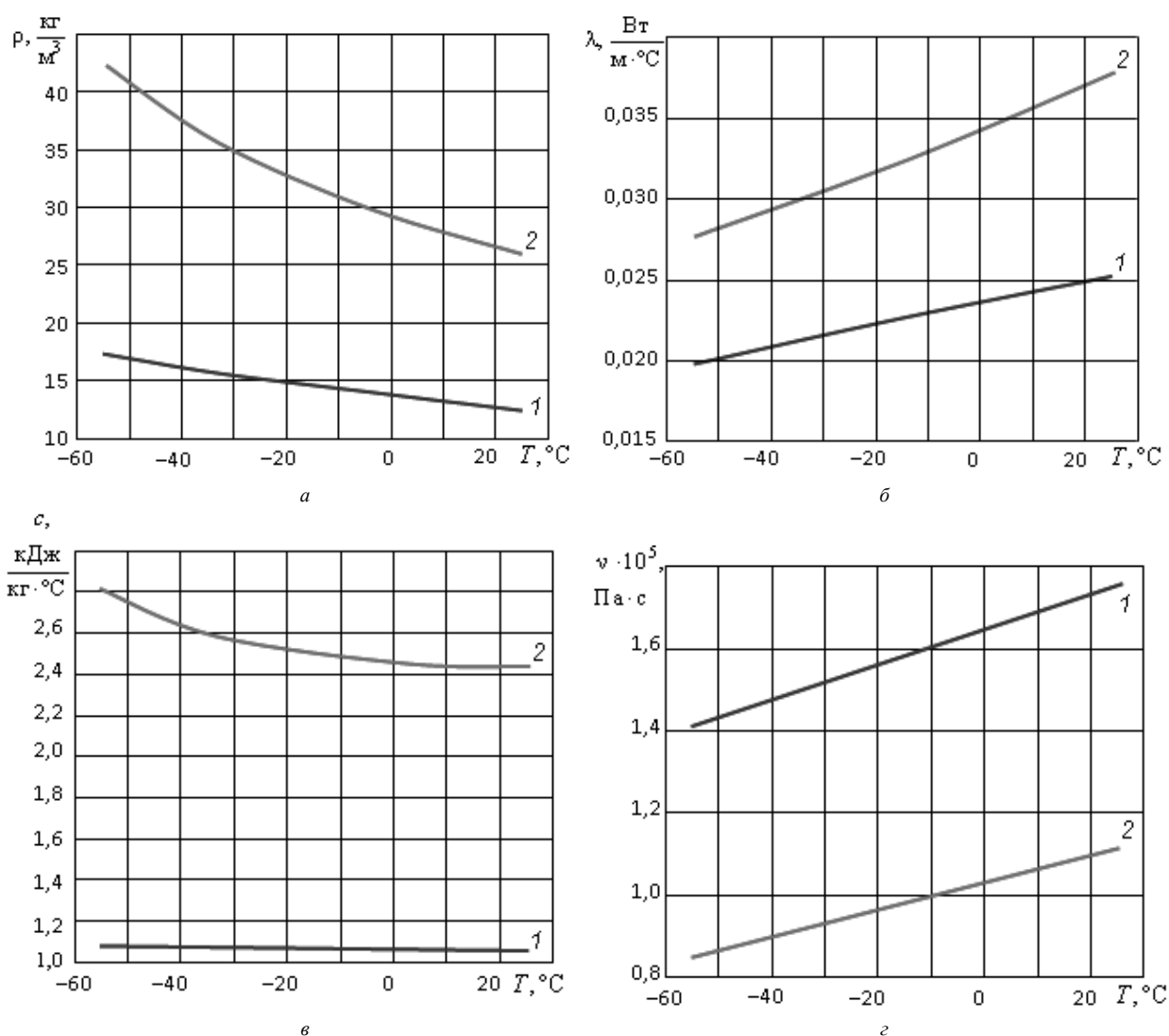


Рис. 5. Изменение теплофизических свойств азота (1) и природного газа (2) в зависимости от температуры: а — плотность; б — коэффициент теплопроводности; в — теплоемкость; г — динамическая вязкость

Fig. 5. The changes of thermophysical properties of nitrogen (1) and natural gas (2) depending on the temperature: а — density; б — coefficient of thermal conductivity; в — heat capacity; г — dynamic viscosity



Рис. 6. Модель кожухотрубного теплообменного аппарата

Fig. 6. Shell-and-tube heat exchanger model

свойств представляют собой гладкие зависимости от температуры среды.

2. Модель кожухотрубного теплообменного аппарата

На рис. 6 изображена полученная модель КТА длиной 2500 мм, внутренним диаметром кожуха 300 мм, числом труб 42 с внутренним диаметром 23 мм и 8 перегородками.

3. Физические параметры

На рис. 7 изображено гиперболическое изменение температуры азота от -55°C до $-48,06^{\circ}\text{C}$ (нагрев) в межтрубном пространстве, и природного газа с 25°C до $-35,18^{\circ}\text{C}$ (охлаждение) в трубном пространстве по длине теплообменного аппарата.

Температура стенки труб (рис. 8) может быть рассчитана, используя следующие уравнения [10]:

$$Q = \left(\frac{1}{R_1} \right) A_1 |T_{b1} - T_{w1}|; \quad (1)$$

$$Q = \left(\frac{1}{R_2} \right) A_2 |T_{b2} - T_{w2}|; \quad (2)$$

$$Q = U_2 A_2 |T_{b2} - T_{w2}|; \quad (3)$$

$$R = \frac{1}{h} + R_f; \quad (4)$$

$$\frac{1}{U_2} = \left(\frac{A_2}{A_1} \right) R_1 + R_2 + R_w. \quad (5)$$

Объединяя выражения (1) или (2) с (3) и (5) можно получить уравнения для внутренней и внешней стороны труб:

$$T_{w1} = T_{b2} + \frac{R_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)}{R_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) + R_2 + R_w} (T_{b2} - T_{b1});$$

$$T_{w2} = T_{b2} + \frac{R_2}{R_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) + R_2 + R_w} (T_{b1} - T_{b2}).$$

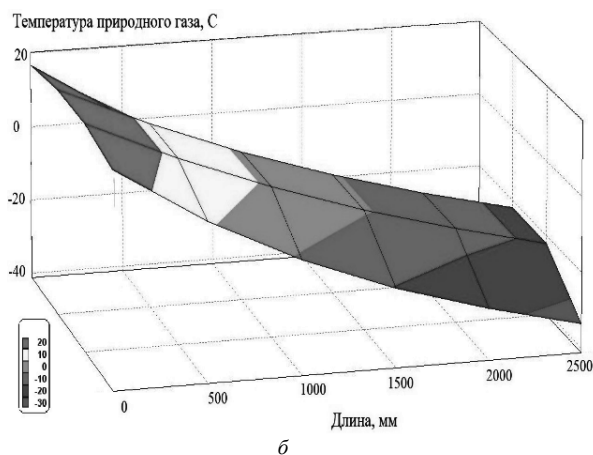
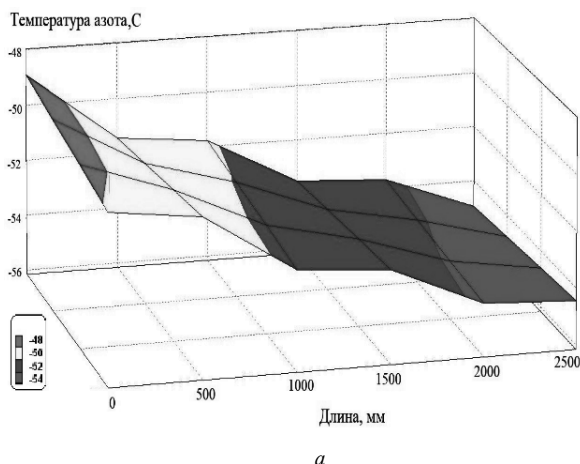


Рис. 7. Изменение температуры азота (а) и природного газа (б) по длине теплообменного аппарата

Fig. 7. The changes of nitrogen (a) and natural gas (б) temperatures along the length of the heat-exchanger

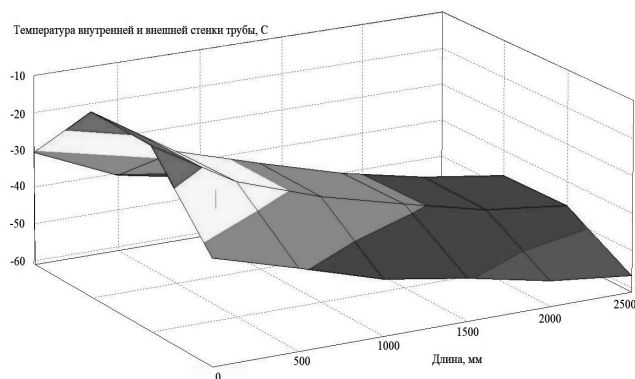


Рис. 8. Изменение температуры стенки труб по длине теплообменного аппарата

Fig. 8. The changes of the tube wall temperature along the length of the heat-exchanger

Используя значения температур теплоносителей в каждой точке, вычисляется среднелогарифмический температурный напор по формуле [11]:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)}.$$

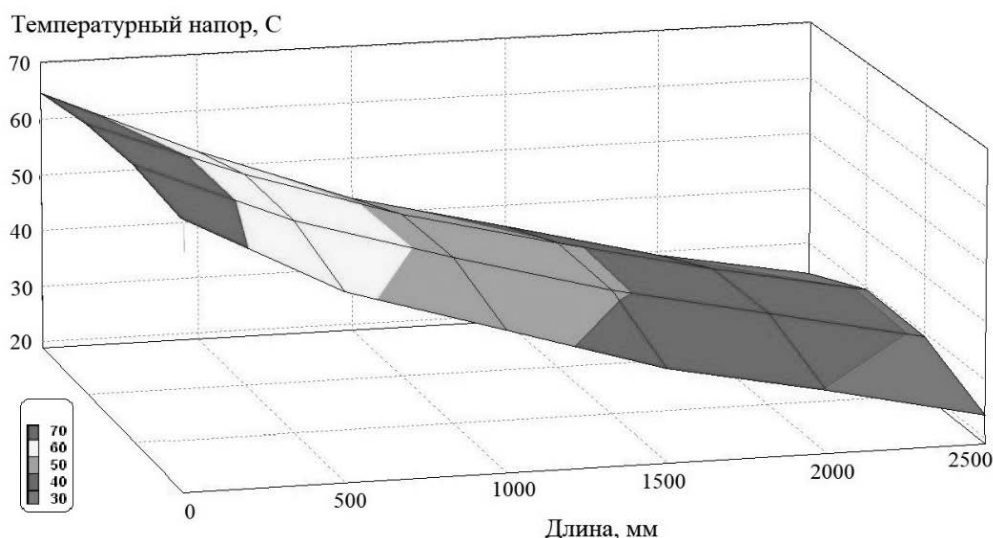


Рис. 9. Изменение температурного напора по длине теплообменного аппарата

Рис. 9. The changes of the temperature drop along the length of the heat-exchanger

Результаты вычислений изображены на рис. 9 и представляют собой кривую с максимальным значением в 70 °С.

Продольная скорость азота в кожухе V_{sl} основана на чистой площади продольного потока A_{sl} [12]:

$$V_{sl} = \frac{W_t}{\rho A_{sl}},$$

где

$$A_{sl} = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - N_T D_0^2).$$

Продольная скорость природного газа в трубном пространстве V_t относится к площади продольного сечения всего трубного пучка [13]:

$$V_t = \frac{4W_t}{\pi (NTT \cdot D_i)^2}.$$

Судя по изменениям скоростей потоков азота и природного газа на рис. 10, скорость ПГ имеет подъем на длине ТА от 2500 до 0, где достигается максимум в 1,4 м/с. Скорость азота растет и падает равномерно по кривой, достигая максимума в 14 м/с, что достигается преодолением перегородок.

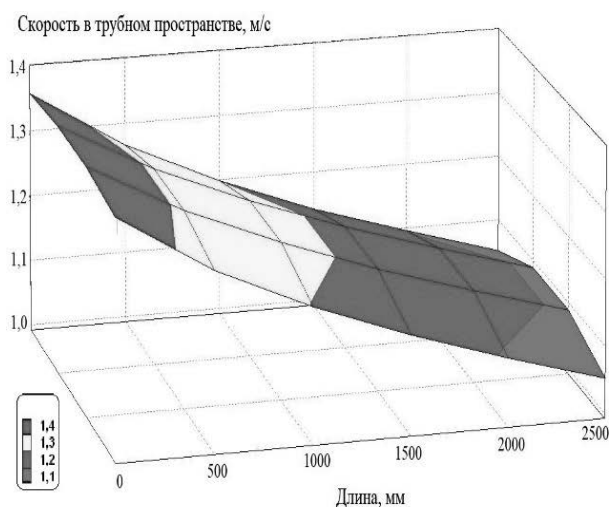
Коэффициент теплоотдачи внутри трубного пространства:

$$h_{NG} = \left(\frac{k}{D_h} \right) F_f \left[0,023 (\alpha_t Re_h)^{0,79} Pr^{0,4} \right] \Phi_h.$$

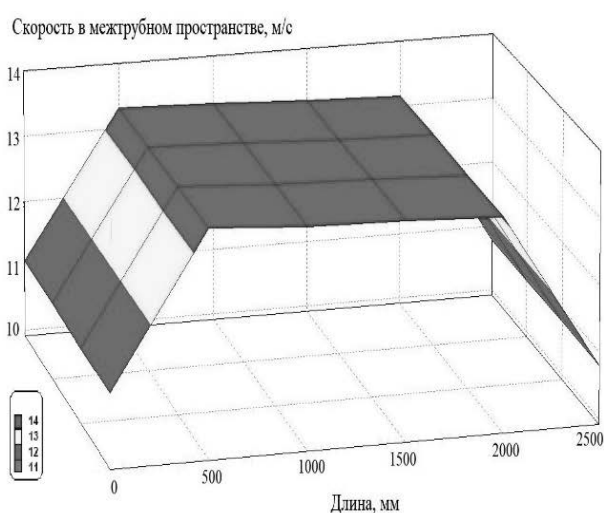
Здесь, гидравлический диаметр

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{\pi}{4} D_i^2 - D_t d_t \right)}{\pi D_i + 2 (D_t + d_t)};$$

гидравлическое число Рейнольдса



а



б

Рис. 10. Изменение скоростей потоков природного газа (а) и азота (б)

Fig. 10. The changes of flow rate for natural gas (a) and nitrogen (б)

$$Re_h = \frac{D_h G_t}{\eta};$$

общая массовая скорость

$$G_t = \frac{W_t}{\frac{\pi}{4} D_i^2 - D_t d_t}.$$

Увеличение эффективной скорости принудительно-го потока объясняется выражением:

$$\alpha_t = \left[1 + \left(\frac{\pi}{H/D_t} \right)^2 \right]^{0,5}.$$

Коэффициент теплоотдачи внутри кожуха в основ-ном характеризуется геометрией, расположением и чис-лом перегородок, а также значения локальных коэффи-циентов теплоотдачи в разных частях кожуха:

$$h_s = h_{sc} \left[\frac{(NCP - 2)(LBC)}{LTE} \right] + \beta \gamma \alpha_{fl} \left[h_{s1} \left(\frac{LB1}{LTE} \right) + h_{s2} \left(\frac{LB2}{LTE} \right) \right].$$

Увеличение коэффициента теплоотдачи в межтруб-ном пространстве на промежутке от 1700 до 750 соответ-ствует поступлению азота через входной патрубок и даль-нейшему продвижению внутри кожуха.

Результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи в трубном и межтрубном пространстве представлены на рис. 11.

Процесс теплопередачи характеризуется коэффици-ентом теплопередачи, распределение которого изобра-жено на рис. 12, достигает максимума в промежутке длины теплообменного аппарата от 1500 до 100 и вычис-ляется по формуле [14]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}.$$

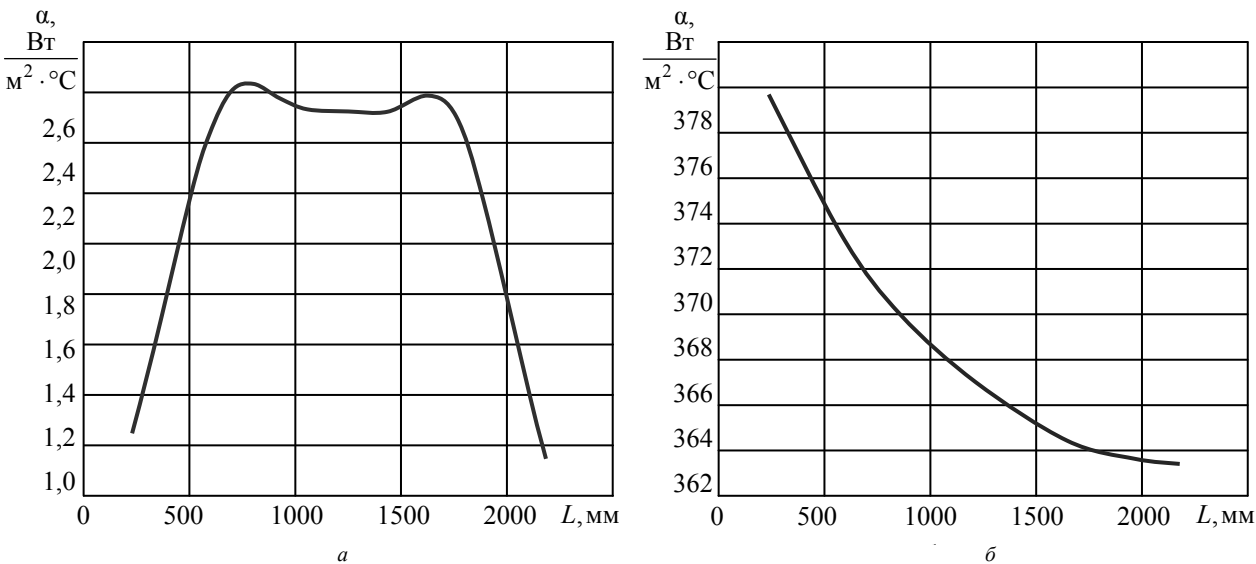


Рис. 11. Изменение коэффициентов теплоотдачи в межтрубном (а) и трубном (б) пространстве
Fig. 11. The changes of heat transfer coefficients in shellside (a) and in tubeside (b)

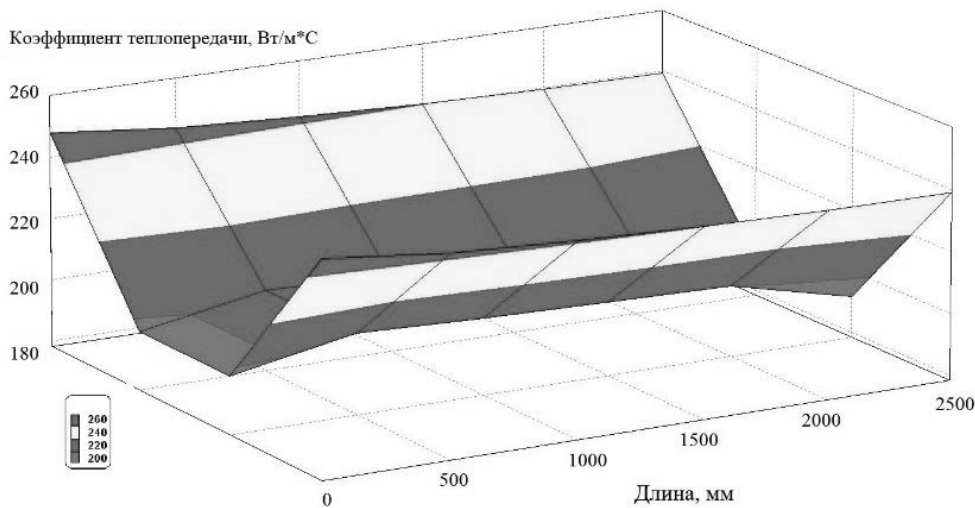


Рис. 12. Распределение коэффициента теплопередачи по длине теплообменного аппарата
Fig. 12. Distribution of the heat-transfer coefficient along the length of the heat-exchanger

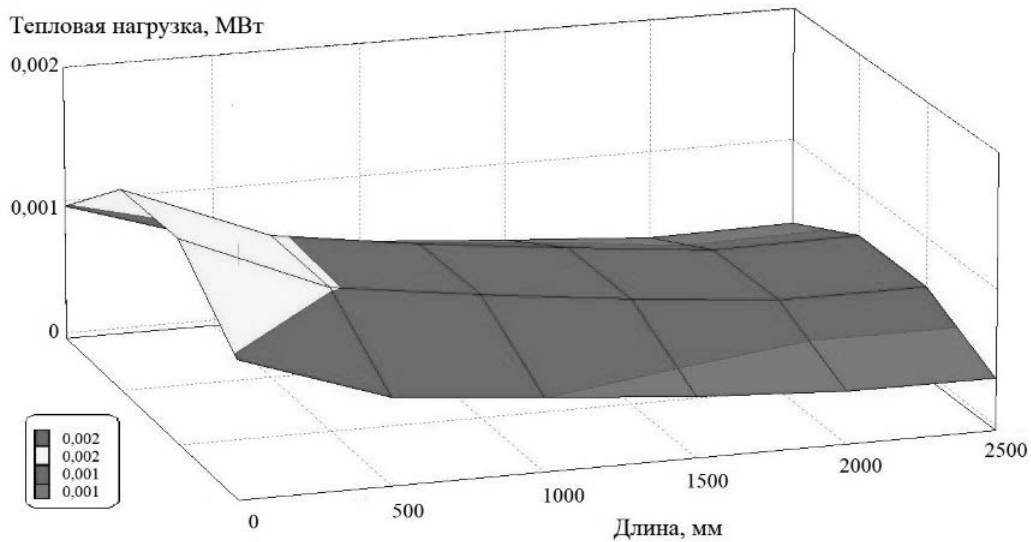
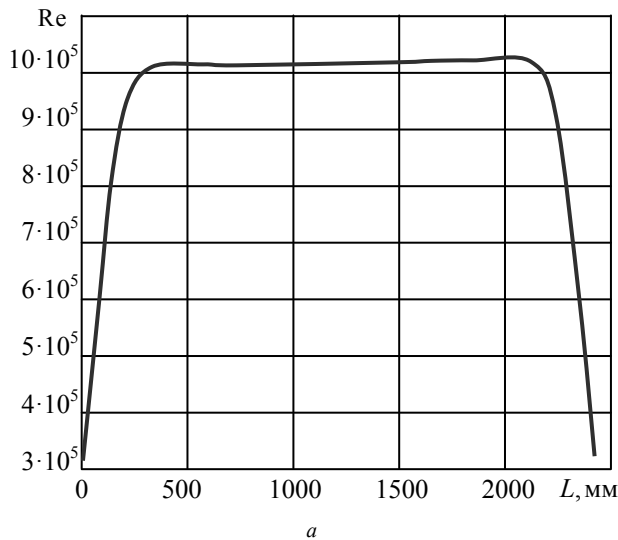
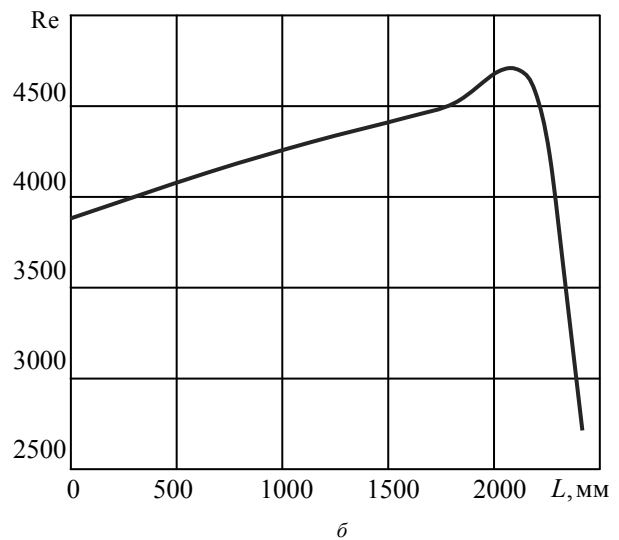


Рис. 13. Изменение теплового потока теплообменного аппарата по длине

Fig. 13. The changes of the heat flow in the heat-exchanger along the length



а



б

Рис. 14. Изменение числа Рейнольдса в межтрубном (а) и трубном (б) пространстве

Fig. 14. Reynolds number changes in shellside (а) and in tubeside (б)

Общее количество теплоты, расходуемое на совершение теплообмена, вычисляется по формуле (6) [15], и отражает равномерное гиперболическое увеличение по длине теплообменного аппарата (рис. 13).

$$Q = U \Delta t F. \quad (6)$$

4. Числа подобия

Исследуя гидродинамический режим движения потоков по рис. 14, характеризуемого числом Рейнольдса и рассчитываемого по формуле (7)

$$Re = \frac{V_{sl} D}{\nu}; \quad Re = \frac{V_t D_i}{\nu}, \quad (7)$$

можно сделать вывод, что характер течения для трубного и межтрубного пространства — турбулентный.

Влияние теплофизических свойств на теплопередачу между средами позволяет оценить число Прандтля, рассчитываемое по формуле:

$$Pr = \frac{c_p \eta}{\lambda}.$$

Число Прандтля представляет собой отношение диффузии импульса к диффузии энергии и связывает профиль скорости с профилем температуры. Для случаев, если $Pr > 1$ профиль скорости развивается быстрее, чем профиль температуры. Для $Pr < 1$ действует обратное правило. Если $Pr = 1$, профиль скорости и профиль температуры равны.

Традиционно газы обладают низким числом Прандтля в силу небольшой вязкости, поэтому его изменение, показанное на рис. 15, незначительно и с изменением температуры практически не меняется. Для газов число Прандтля, в основном, характеризуется атомностью.

Оценить влияние подъемной силы, возникающей в средах вследствие разности плотностей, а также влияние естественной конвекции на теплообмен можно с помощью числа Грасгофа (рис. 16), вычисляемого по формуле [15]:

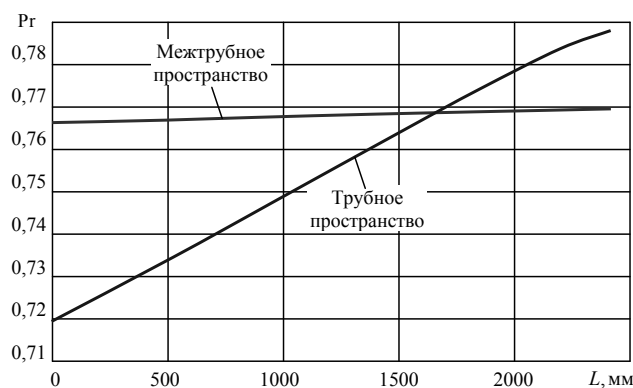


Рис. 15. Изменение числа Прандтля по длине
Fig. 15. Prandtl number changes along the length

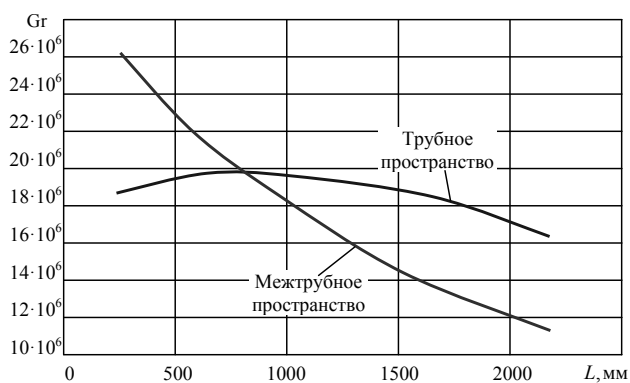


Рис. 16. Изменение числа Грасгофа по длине
Fig. 16. Grashof number changes along the length

$$Gr = \frac{gL^3\beta(t_c - t_0)}{\nu^2},$$

где

$$\beta = \left(\frac{-2}{\rho_1 + \rho_2} \right) \left(\frac{\rho_1 - \rho_2}{T_1 - T_2} \right).$$

Закключение

Моделирование процесса теплопередачи в кожухотрубном теплообменном аппарате позволяет оценить все сопутствующие ему физические процессы и скорректировать их распределение и изменение уже на этапе разработки, что позволит предотвратить нежелательные проблемы в работе теплообменного аппарата после его изготовления.

Работа выполнена в рамках проекта № 620149 Университета ИТМО.

Обозначения, применяемые в статье

A_1 — внутренняя поверхность трубы, м²;
 A_2 — внешняя поверхность трубы, м²;
 Q — тепловая нагрузка, Вт;
 R_1 — термическое сопротивление на внутренней стороне трубы, (м²·°C)/Вт;
 R_2 — термическое сопротивление на внешней стороне трубы, (м²·°C)/Вт;
 R_f — сопротивление загрязнению, (м²·°C)/Вт;
 U_2 — коэффициент теплопередачи на внешней стороне трубы, Вт/(м²·°C);
 R_w — сопротивление стенки, (м²·°C)/Вт;
 T_{b1} — объемная температура на внутренней поверхности трубы, °C;

T_{b2} — объемная температура на внешней поверхности трубы, °C;
 T_{w1} — температура внутренней стенки трубы, °C;
 T_{w2} — температура внешней стенки трубы, °C;
 W_t — общий расход потока, кг/с;
 h — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C);
 NTT — число труб;
 D — внутренний диаметр кожуха, м;
 D_0 — внешний диаметр трубы, м;
 D_i — ширина трубной вставки, м;
 NTR — число трубных рядов;
 NCP — число перегородок;
 LBC — центральное расстояние между перегородками;
 LTE — длина трубы;
 $LB1$ — внутреннее пространство между перегородками;
 $LB2$ — внешнее пространство между перегородками;
 $\Delta T_{max}, \Delta T_{min}$ — максимальная и минимальная разности температур теплоносителей, °C;
 D_i — диаметр проходного сечения трубы, м;
 h_{s1}, h_{s2} — коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве в начале и в конце кожуха, Вт/(м²·°C);
 U — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C);
 ν — кинематический коэффициент вязкости, м²/с;
 Nu — число Нуссельта;
 t_0 — температура теплоносителя, °C;
 β — температурный коэффициент объемного расширения теплоносителя;
 L — определяющий размер, м;
 λ — теплопроводность, Вт/(м·°C);
 δ — толщина стенки, м;
 F — площадь поверхности теплообмена, м²;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 η — динамическая вязкость, Па·с;
 t_c — температура поверхности теплообмена, °C.

Литература

1. Крутов В. И. Теплотехника. М.: МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2011. 440 с.
2. Савельев Н. И., Лукин П. М. Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Чебоксары: Изд-во Чувашского ун-та. 2010. 80 с.
3. Белозерцев В. Н., Бирюк В. В., Довгялло А. И., Некрасова С. О., Угланов Д. А., Сармин Д. В. Интенсификация теплообмена. Самара: Изд-во Самарского университета, 2018. 205 с.
4. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 488 с.
5. Raju K. S. Fluid Mechanics, Heat Transfer, and Mass Transfer: Chemical Engineering Practice. 2011. 750 p. DOI:10.1002/9780470909973
6. Sadik Kakaç, Hongtan Liu. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design (2nd ed.). // CRC Press. 2002. 546 p.
7. Çengel Yunus. Heat Transfer: A practical approach. 2nd. Boston: McGraw-Hill, 2003. 907 p.
8. Abbott J. M., Smith H. C., Van Ness M. M. Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. 7th. Boston, Montreal: McGrawHill, 2005. 723 p.
9. Bird Robert Byron, Stewart Warren E., Lightfoot Edward N. Transport Phenomena. New York, Wiley, Revised Second Edition. 2007. 885 p.
10. Григорьев Б. А., Цветков Ф. Ф. Тепломассообмен. М: МЭИ, 2000. 144 с.
11. Крупнов Б. А., Шарафадinov Н. С. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. 2008. 219 с.
12. Котляр Я. М., Совершенный В. Д., Стриженов Д. С. Методы и задачи тепломассообмена. М.: Машиностроение, 1987. 200 с.
13. Taylor Robert A. Applicability of nanofluids in high flux solar collectors. // Journal of Renewable and Sustainable Energy. March 2011. 3 (2): 023104. DOI: 10.1063/1.3571565.
14. Ismail Tosun. Modeling in Transport Phenomena (Second Edition) // Elsevier Science. 2007. V. 4. 606 p.
15. Meda Kalyan Kumar, Manasa Kishtapati. Improvisation of Shell Side Heat Transfer Coefficient in Shell and Tube Heat Exchangers using Different Configurations — A Mini Review // International Journal of Engineering and Technical Research (06). 2015. V. 4. P. 22–31.

Сведения об авторах

Артемьев Давид Вячеславович

Магистрант факультета энергетики и экотехнологий
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,
ул. Ломоносова, 9, david.art.kz@gmail.com

Зайцев Андрей Викторович

К. т. н., доцент факультета энергетики и экотехнологий
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,
ул. Ломоносова, 9, zai_@inbox.ru

Санавбаров Ромин Искандарович

Аспирант факультета энергетики и экотехнологий
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,
ул. Ломоносова, 9, sanavbarov@itmo.ru

References

1. Krutov V. I. Heat engineering. Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2011. 440 p. (in Russian)
2. Savelyev N. I., Lukin P. M. Calculation and design of shell-and-tube heat exchangers. Cheboksary: Publishing house of the Chuvash University. 2010. 80 p. (in Russian)
3. Belozertsev V. N., Biryuk V. V., Dovgyallo A. I., Nekrasova S. O., Uglanov D. A., Sarmin D. V. Heat transfer intensification. Samara: Publishing house of Samara University, 2018. 205 p. (in Russian)
4. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Heat transfer. Moscow, Energoizdat, 1981. 488 p. (in Russian)
5. Raju K. S. Fluid Mechanics, Heat Transfer, and Mass Transfer: Chemical Engineering Practice. 2011. 750 p. DOI:10.1002/9780470909973
6. Sadik Kakaç, Hongtan Liu. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design (2nd ed.). CRC Press. 2002. 546 p.
7. Çengel Yunus. Heat Transfer: A practical approach. 2nd. Boston: McGraw-Hill, 2003. 907 p.
8. Abbott J. M., Smith H. C., Van Ness M. M. Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. 7th. Boston, Montreal: McGrawHill, 2005. 723 p.
9. Bird Robert Byron, Stewart Warren E., Lightfoot Edward N. Transport Phenomena. New York, Wiley, Revised Second Edition. 2007. 885 p.
10. Grigoriev B. A., Tsvetkov F. F. Heat and Mass Transfer. Moscow: MEI, 2000. 144 p. (in Russian)
11. Krupnov B. A., Sharafadinov N. S. Guide to the design of heating, ventilation and air conditioning systems. 2008. 219 p. (in Russian)
12. Kotlyar Ya. M., Perfect V. D., Strizhenov D. S. Methods and problems of heat and mass transfer. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 200 p. (in Russian)
13. Taylor Robert A. Applicability of nanofluids in high flux solar collectors. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. March 2011. 3 (2): 023104. DOI: 10.1063/1.3571565.
14. Ismail Tosun. Modeling in Transport Phenomena (Second Edition). *Elsevier Science*. 2007. V. 4. 606 p.
15. Meda Kalyan Kumar, Manasa Kishtapati. Improvisation of Shell Side Heat Transfer Coefficient in Shell and Tube Heat Exchangers using Different Configurations — A Mini Review. *International Journal of Engineering and Technical Research* (06). 2015. V. 4. P. 22–31.

Information about authors

Artemyev David V.

Undergraduate of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO
University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
david.art.kz@gmail.com

Zaitsev Andrey V.

Ph. D., Associate Professor of Faculty of Energy and
Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia,
St. Petersburg, Lomonosov str., 9, avzaitsev@itmo.ru

Sanavbarov Romin I.

Graduate student of Faculty of Energy and Ecotechnology of
ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str.,
9, sanavbarov@itmo.ru